VDI Fahrzeug- und Verkehrstechnik

18. Kongress

SIM VEC

Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2016

Berechnung, Prüfstands- und Straßenversuch

VDI-Berichte 2279

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783191022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VDI-BERICHTE
Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VDI Fahrzeug- und Verkehrstechnik

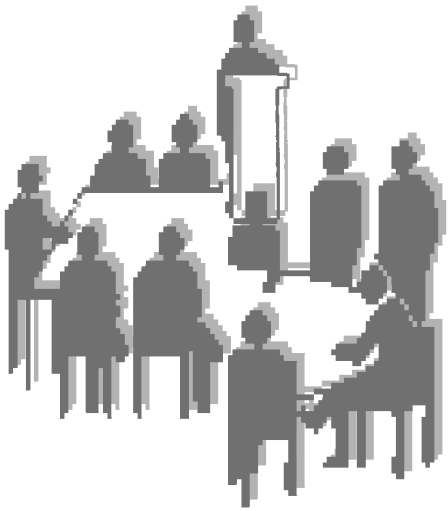
18. Kongress

SIM VEC

Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2016

Berechnung, Prüfstands- und Straßenversuch

Baden-Baden, 22. und 23. November 2016



VDI-Berichte 2279

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter http://dnb.ddb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek
(German National Library)
The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at http://dnb.ddb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck. Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder.
Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092279-9

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Inhalt

		Seite
	Vorwort	1

SIMULATION

Energiemanagement / Co-Simulation E-Motor

M. Westerloh, J. Köhler	Einfluss der regionalen Solarstrahlung auf den Pkw	3
M. Gräber, J. Fritzsche, C. Schulze	Vom Systemmodell zur optimalen Steuerung – Eine Werkzeugkette zur effizienten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen	15
C. Brodbeck, P. Bayrasy	Co-Simulationsmethoden für das thermische Management von Gesamtfahrzeugen bei Betrachtung dynamischer Fahrzyklen	31
P. Petr, C. Schulze, J. Köhler	Konzipierung eines Abwärmenutzungssystems für einen Omnibus im Hinblick auf transiente Randbedingungen	45
F. Schweizer, M. Bernath, J. Swoboda, T. Ille, G. Wachtmeister	Co-Simulationsmethodik zur ganzheitlichen Betrachtung und Optimierung eines schweren Nutzfahrzeugs unter Berücksichtigung eines Wärmerekuperationssystems	59

E-Motor Ecar

K. Kruppok, R. Kriesten, C. Sackmann, P. Sautter	Elektrisches Energiemanagement als Assistenzfunktion für zuverlässige Reichweitenaussagen – Simulation zur Abschätzung des Energieeinsparpotenzials	79
C. Bals, K. Gruber, D. Gerling	Simulation des elektrischen Antriebsstrangs unter Verwendung des FMI-Standards	89

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Regelung Steuergeräte

T. Filler, T. Schulz, A. Soppa, H. Szczerbicka	Integrationsmethodik für Simulationsmodelle beim vernetzten Steuergerätetest – Automatisierte Prüfung der Koppelbarkeit von Simulationsmodellen	101
V. Ewald, M. Bauer, R. Mannale, M. Kochem	Generische Modellierung und Regelung einer elektromechanischen Lenkung für virtuelle Prototypen	115

Prozess- / Datenmanagement

M. Armbrüster, S. Straube	Prozessautomatisierung und -standardisierung im Simulationsumfeld – Automatisierung vom CAD-Modell bis zum Ergebnisdatenmanagement	127
C. Diez, L. Harzheim, A. Schumacher	Effiziente Wissensgenerierung zur Robustheitsuntersuchung von Fahrzeugstrukturen mittels Modellreduktion und Ähnlichkeitsanalyse – Big Data in der Crashsimulation	137
N. Papenfuß, M. Lieb, T. Ehrig, M. Just, L. van den Aarssen, M. Young	Planung, Entwicklung und Umsetzung eines unternehmensweiten Werkstoff-Datenmanagementsystems	151
A. Höfer, G. Kopp, H. E. Friedrich	Efficient, Computer-aided Design of Vehicle and Suspension Concepts by means of the DRIVE!-Toolkit	161

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

M. Probst, M. Krause, S. Gregorzik — SDM meets PLM – Die Verbindung schafft Innovationskraft – CIM-DataBase und SIMuSPACE im Verbund — 177

I. Rot, S. Rinderknecht — Methode zur modellbasierten Kalibrierung von Applikationsparametern eines PKW-Getriebesteuergeräts unter Verwendung eines Signalgenerators zur Vorhersage transienter Steuerungssignale — 183

Festigkeit

M. Breitfuss, O. Gattringer, W. Hübsch — Effiziente Berechnung der Kontaktspannungen in Fügestellen von dynamisch belasteten Komponenten — 201

T. Bruder, M. Tryfonidis, K. Hofwimmer, H. Schmidt — Schwingfestigkeitsanalyse von Schweißnahtdetails auf Basis einer Solid-Modellierung — 213

R. Krivachy, P. Baruncic, B. Hertrampf — Virtuelle Freigaben von MAN Bussen: Betriebsfestigkeit und zertifizierter Crash — 229

A. Sorg, J. Utzinger, E. Lengl, B. Seufert — Methode zur Steigerung der Radschraubenlebensdauer im Radverbund — 239

T. Franke, S. Fiebig, T. Vietor, J. Sellschopp — Gussgerechter Leichtbau in der Topologieoptimierung mittels integrierter Gießsimulation inklusive Formfüllung und Erstarrung — 251

J. Utzinger, E. Lengl, B. Seufert — Synergetische Methodik zur Impact-Simulation im Fahrwerk aus Sicht der Betriebsfestigkeit — 267

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

Fahrdynamik

A. Ravi, H.-M. Koegeler, T. Miyata, A. Saroldi — Tool Chain for development of ADAS systems — 275

R. Huber, W. Kober, R. Oberfell, E. Wohlfarth, C. Ballarin, C. Janson — Verfahren zur objektiven Bewertung des Querregelverhaltens schwerer Nutzfahrzeuge – Verbesserung der Fahrerakzeptanz von automatisierten Systemen durch objektive Bewertung von Mess- oder Simulationsdaten in der Entwicklungsphase — 289

Akustik / NVH

T. Kroschwald, Y. Kagiyama, H. Kubokawa, A. Török — FE-basierte Erstellung von modalen Substrukturen von Reifen zur Verwendung in NVH Gesamtfahrzeugsimulationen — 303

G. Xie, T. Hartmann, G. Tanner — Application and validation of the discrete flow mapping approach in mid-to-high frequency vibration for a car floor structure — 319

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Passive Sicherheit

J. Garcke, R. Iza-Teran, N. Prabakaran	Datenanalysemethoden zur Auswertung von Simulationsergebnissen im Crash und deren Abgleich mit dem Experiment	331
C. Witzgall, A. Merklein, T. Resch, S. Starost, M. Kellermeyer, J. Vogt, T. Most, J. Will, S. Wartzack	Vereinfachte Simulation von Klebeverbindungen an Hybridstrukturen durch Einsatz von Metamodellen – Effiziente Absicherung der Produkteigenschaften in frühen Phasen	347
T. Fuchs, S. Peldschus	Experimentelle und numerische Unsicherheiten in der Validierung von FE Menschmodellen für die Fahrzeugsicherheit	359

Leichtbau / Optimierung

A. Pfeiffer	EDAG LightCab: Nutzfahrzeugkonzept – Bionisch optimiert für die generative Fertigung	371
M. Kellermeyer, M. Perterer, S. Wartzack	Optimierung von Faserverbundwerkstoffen unter Berücksichtigung streuender Felder – Der Weg zu einem optimalen und robusten Design	379
I. Sokrut, M. Müller	Maximale Leichtbaupotentiale durch CAD-integrierte FEM-Berechnung am Beispiel von Karosserieaußenflächen	391

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

ZUSAMMENSPIEL SIMULATION-TEST

E-Mobility

R. Müller, T. Oeser, C. Gnandt — Elektrifizierter PRIMOVE Stadtbus: Funktionale Absicherung mit Fahrversuch und Simulation — 405

Gesamtfahrzeug / Chassis

M. Viehof, H. Niemann, M. Kochem, H. Winner — Objektivierungspotenzial der operativen Validierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation — 417

M . Münster, G. Klose, L . Wiest, M. Lehner, M. Zimmermann, R. Bosbach, D. J. Rixen — DoE-gestützter Vorderachsentwurf auf einem virtuellen Rollenprüfstand unter Berücksichtigung experimentell ermittelter Lenkungsübertragungseigenschaften — 439

Komponenten

M. Schüßler, T. Glatz, M. Hollander, M. Piffl, M. Zallinger, P. Zanolin — Die Wichtigkeit der Bauteil-Ebene für die modellbasierte Kalibrierung und Validierung von Motoren — 455

H. Baum, E. Pasquini — Druckschwingungsanalyse von Leitungssystemen mit viskoelastischem Materialverhalten der Rohrwand – Modellsynthese und messtechnische Ermittlung der Modellparameter — 467

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

F. Schneider, V. Saxena, A. Moser	System Simulation and Verification of an Innovative Active Torsional Vibrational Absorber for Engine Cylinder Deactivation, Down Speeding & Best Comfort	481
D. Müller, D. Wallner, S. Carvajal, F. Gauterin	Simulation der Frequenzantwort des Rad-Bremse Verbundes auf gemessene Anregungssignale	491

Gesamtfahrzeug

M. Nossek	Entwicklungsbegleitender Befähigungsprozess für neue Technologien in der Karosserieentwicklung	509
M. Benedikt, C. Bacher, A. Koller, T. Lemke, G. Lang, W. Puntigam, G. Hohenberg	Durchgängige Gesamtfahrzeugentwicklung durch SW/HW Integration	517
S. Hagmann, M. Wierse, J. Dubsky	Simulation und Validierung von Wassermanagement-themen in der Fahrzeugentwicklung – Virtuelles Wassermanagement mit der Finite Pointset Methode	519

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

Powertrain

P. Fietkau, M. Burgbacher, J. Gindele	Triebstrangentwicklung bei Performance-Fahrzeugen	531
J. Berger, S. Boog, S. Ott	Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme	545
J. C. Wurzenberger, C. Pötsch, S. Kutschi, R. Fairbrother, S. Bardubitzki, R. Wanker	Real-Driving Emissions – an integrated on-road testing and office/hardware-in-the-loop development approach	559

CFD

M. Wolf, J. Liebers, M. Saul, S. Artiaga Hahn	Aerodynamische Windlasten auf Fahrzeugtüren bei Seitenwind: Vergleich von Windkanalmessungen mit Einweg-Fluid-Struktur-Simulationen	575
D. Bäder, F. Rösler	Validierung einer thermischen CFD-Motorraumdurchströmung eines Gesamtfahrzeugs	591
S. Yigit, M. Streitenberger, K.-M. Hahn, S. D. Lago Places, J. Wuchatsch	An enhanced CFD approach to simulate brake fluid temperature rise during mountain descent and soaking phase	605

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

ERPROBUNG

Optische Messmethoden

M. Müller, I. Sokrut, S. Koldzie, P. Wongorski, F. Seidel — Validierung von Simulationsmodellen mit Hilfe optischer Messtechnik – Anwendungsgebiete der optischen Messtechnik in der Fahrzeugtechnik — 625

K. Raguse, P. Lutzke, A. Oeckerath — Einsatz von Highspeed-Projektionsverfahren zur Bewegungs- und Deformationsanalyse von Sicherheitsversuchen — 635

Prüfstände

D. Düsterloh, B. Schrage — Lenkungsentwicklung am mHiL-Lenkungsprüfstand – Parameteridentifikation und Funktionsentwicklung am mHiL-Lenkungsprüfstand — 653

A. Kuhn, C. Prechtl, M. Leitner, A. Margreiter — Simulation fahrdynamischer Lasten von Kraftstoff- und Öltanks mit einem Standard-Industrie-Roboter – Machbarkeitsanalyse zur Simulation des Schwapp-Verhaltens in einem Kraftstoff-Tank mit Hilfe eines Industrie-Roboters — 667

J. Meder, H. Stumpf, P. Röser — Der neue aerodynamische und aeroakustische Windkanal der Porsche AG — 679

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Seite

Fahrsimulator

M. Benedikt, G. Stettinger, M. Wierse, T. Haid, C. Giebenhain, A. Soppa, J. Zehetner — Echtzeit-Co-Simulation am Fahrsimulator — 691

G. Bitsch, K. Dreßler, M. Kleer, E. Pena Viña, T. Rothmann — Ein neues Konzept zur Erprobung und Absicherung von Gesamtfahrzeugfunktionen — 703

R. Hettel, C. Schyr, T. Düser — Validierungsprüfstand für Fahrzeuge mit Fahrassistenzsystemen und autonomen Fahrfunktionen — 713

Fahrdynamik / Komfort / Lebensdauer

S. Weber, Y. Dursun, B. Bäker, J. Fischer, F. Kirschbaum, R. Jakobi, M. Körner — Entwicklung einer Methodik zur Durchführung des Straßenabgleichprozesses — 725

J. C. Carstensen, F. Löcken, F. Mantwill, W. Fervers, C. Rambacher — Produktabsicherung hinsichtlich des Fahrkomforts durch Subjektivbewertungen — 745

N. Rönicke, A. Ams, S. Brandes, B. Seufert — Simulationsgestütztes Design einer Schlechtwegoberfläche für ein neues Automobil-Prüfgelände — 765

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Schwingungsverhalten / Betriebsfestigkeit

M. Dazer, T. Leopold, B. Bertsche	Optimale Lebensdauertestplanung durch Berücksichtigung von Vorkenntnissen aus stochastischen Betriebsfestigkeitssimulationen	777
F. Löcken, J. C. Carstensen, F. Mantwill, M. Metzger	Bestimmung des mehrdimensionalen Verhaltens von Luftfedern	789
W. Hildensperger, M. Wille	Methodik zur kosteneffizienten und flexiblen Ermittlung von Betriebslasten bei Freizeitfahrzeugen	813

Antriebsstrang

A. Albers, S. Yan, S. Klingler, S. Ott, M. Behrendt, C. Disch, A. Heinz, B. Jäger, T. Düser	Validierung 4.0 – Verteilte Systemvalidierung am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung	819
K. Pfeiffer, R. Merl	NVH Kalibration auf einem Powertrain-In-The-Loop Prüfstand	833
A. Albers, S. Boog, J. Berger, J. Matitschka, M. Basiewicz	Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystem-komponenten	849

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Goldsponsor und Exklusiv-Sponsor der Abendveranstaltung

www.tecosim.com

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vorwort

Der Einsatz moderner Technologien auf den Gebieten Berechnung, Simulation und Erprobung ist eine wesentliche Voraussetzung, um die hochkomplexen Anforderungen in der Fahrzeugentwicklung zu beherrschen.

So hat der Computer zur Simulation der Funktionen eines Fahrzeugs auf breiter Basis Einzug zur Optimierung der Arbeitsabläufe in der Produktentwicklung gefunden. Die Vernetzung dieser virtuellen Techniken mit den Methoden zur Erprobung von Bauteilen oder kompletten Produkten ist in den Prozessen als ein effizientes Vorgehen etabliert, durch das Erfahrungen aus der Praxis auf Erkenntnisse aus theoretischen Untersuchungen treffen. Dies ermöglicht, wichtige Design-Entscheidungen wesentlich sicherer zu finden, außerdem werden Fehlentwicklungen bereits im Frühstadium erkannt bzw. behoben.

Ständig steigende Anforderungen infolge Kostendruck, Umwelteinflüssen usw. verlangen eine permanente Weiterentwicklung und Perfektionierung der eingesetzten Tools und Methoden, auch die Optimierung des Zusammenspiels von Berechnung, Simulation und Erprobung lässt Raum für Diskussion.

Die SIMVEC blickt mit der Betonung auf Methoden, Verfahren und Technologien zur Unterstützung der Fahrzeugentwicklung auf eine lange Tradition zurück. Auch die 18te Auflage soll diese weiter führen. Schwerpunkte werden wieder die Darstellungen von Innovationen bei Methoden und Verfahren sowohl der virtuellen Techniken als auch der Mess- und Versuchstechnik sein. Einen breiten Raum wird wieder die Bedeutung der Zusammenarbeit von Berechnung, Simulation und Erprobung einnehmen.

Der Kongress wird wieder begleitet von einer umfangreichen Fachausstellung der Soft- und Hardwareanbieter sowie der Messtechnik.

Wie auf den vorangegangenen Tagungen wird der beste Vortrag eines Jungingenieurs (bis 33 Jahre) mit einem nennenswerten Geldbetrag ausgezeichnet.

Dr.-Ing. Werner Dirschmid **Prof. Dipl.-Ing. Norbert Schaub**

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Programmausschuss

Dipl.-Ing. (FH) Dirk Babock, Geschäftsführer, ACTS GmbH & Co. KG, Sailauf

Dr. Henry Bensler, Leiter Berechnungsverfahren Konzernforschung, Volkswagen AG, Wolfsburg

Dr. Alan Celić, Leiter Gasoline Systems, Engineering Design of Reliability, Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Dipl.-Ing. Christopher Christ, Global Business Segment Manager, AVL List GmbH, Graz, Österreich

Dr.-Ing. Werner Dirschmid, CAE Consulting, Ingolstadt

Dipl.-Ing. Wolf-Rüdiger Giebeler, Leiter Fahrzeugsicherheit & CAE, Ford-Werke GmbH, Köln

Dr.-Ing. Karl Gruber, Leiter CAE-Methoden, AUDI AG, Ingolstadt

Dipl.-Ing. Christoph Gümbel, Leiter Virtuelles Fahrzeug, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach

Dipl.-Ing. Otto Hemmelmann, Projektleiter, Methodenentwicklung und Betriebsfestigkeit, Adam Opel AG, Rüsselsheim

Dr. Henning Holzmann, Director GME Vehicle Simulation, Adam Opel AG, Rüsselsheim

Dipl.-Ing. Stephan Knack, Supervisor, Safety Lab & Crash Test Centre, Ford-Werke GmbH, Köln

Dipl.-Ing. Jürgen Kohler, Leiter CAE Passive Sicherheit, Betriebsfestigkeit, Engineering, Steifigkeit, Festigkeit, Daimler AG, Sindelfingen

Dr.-Ing. Andreas Kruppa, Leiter Betriebsfestigkeit Simulation / Versuch, MAN Truck & Bus AG, München

Dr. Jürgen Merk, AUDI AG, Ingolstadt

Dr.-Ing. Gerd Meyer, Mobility, Siemens AG, Krefeld

Dipl.-Ing. Ralf Meyer, Leiter Messwesen, Volkswagen AG, Wolfsburg

Dipl.-Ing. Reinhard Mühlbauer, Leiter System-Simulation, Validierung, Entwicklung Karosserie und Exterieur, BMW AG, München

Dipl.-Ing. (FH) Josef Overberg, Geschäftsstellenleiter, CADFEM GmbH, Hannover

Dr. Christoph Pelchen, Leiter Fahrwerk, Gesamtfahrzeug, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Dr. Frank Röhrdanz, Leiter Messtechnik, Volkswagen AG, Wolfsburg

Prof. Dipl.-Ing. Norbert Schaub, Leiter Versuch Passive Sicherheit, Betriebsfestigkeit, Fahrzeugfunktionen, Daimler AG, Sindelfingen

Dr.-Ing. Hauke Stumpf, Leiter Prüffeld – Entwicklung Gesamtfahrzeug, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach

Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einfluss der regionalen Solarstrahlung auf den Pkw

Dipl.-Ing. **Malte Westerloh**, Volkswagen AG, Wolfsburg;
Prof. Dr.-Ing. **Jürgen Köhler**, Institut für Thermodynamik,
TU Braunschweig

Kurzfassung

Der zur Auslegung von Pkw-Klimaanlagen relevante VDA Pull down [1] ist ein Testszenario in dem die Solarstrahlung senkrecht von oben auf den Pkw gerichtet ist. In der Realität tritt diese Einstrahlung kaum auf und ist u. a. abhängig von der geographischen Breite.

Für ausgewählte Breitengrade und Jahreszeiten wurden die Ausrichtungen des Pkw, bei der die maximale mittlere Fahrgastraumtemperatur aufgrund des entsprechenden Sonnenlaufs erreicht wird, simulativ bestimmt. Abgeschlossen wurde die Untersuchung durch eine gekoppelte thermische Gesamtfahrzeugsimulation auf Basis eines Elektrofahrzeugs der Kompaktklasse. Hier wurde der Einfluss der regionalisierten Ausrichtung auf die Pkw-Klimatisierung für unterschiedliche Breitengrade exemplarisch bestimmt. Die Fahrgastraummodelle wurden mit der Software THESEUS-FE der Firma P&Z GmbH erstellt und abgebildet.

Alle Pkw-Segmente wurden mit einer regionalisierten Ausrichtung je Breitengrad und Jahreszeit abgebildet werden. Im Vergleich zum Testszenario verursacht der Einfluss der regionalisierten Ausrichtung bis zu 25 % mehr Energieverbrauch bei den jeweiligen Breitengraden aufgrund der Klimatisierung.

Abstract

To design the mobile air conditioning system the ideal test scenario VDA pull down must be considered. In this test scenario, the solar radiation is directed vertically from above on the car. This idealized condition occurs in reality hardly during a year.

The orientations of the cars are determined for each latitude and season, in which the maximum average passenger compartment temperature is achieved by simulation. The investigation will concluded by coupling with an electric vehicle in the thermal vehicle simulation. The impact of the regional orientation should be investigated on the vehicle air-conditioning for different latitudes. The passenger compartment models were mapped using 3D models.

All car segments can be mapped with one regional orientation for each latitude and season. Compared to the test scenario causes the influence of regional orientation is up to 25 % more energy consumption at the respective latitudes due to the air conditioning system

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Die Klimatisierung spielt bei der Elektromobilität einen reichweitenlimitierenden Faktor. Zur Auslegung von Pkw-Klimaanlagen wird der VDA Pull down mit fest definierten Randbedingungen in Klimakammern als Testszenario verwendet. Die Solarstrahlung wird dabei mit einer gleichmäßigen und senkrecht von oben gerichteten Strahlung auf den Pkw abgebildet. Damit bildet das Testszenario nur einen kleinen Ausschnitt aus der Realität ab. Die überwiegende Zeit im Jahr ist die Strahlung schräg auf den Pkw gerichtet, wodurch sich der Fahrgastraum deutlich stärker aufheizt, als im Testszenario [2]. In dieser Arbeit wird der jahreszeitliche Einfluss der Solarstrahlung an unterschiedlichen geographischen Standorten für verschiedene Pkw-Segmente auf die Fahrgastraumtemperatur untersucht und auf wenige, charakteristische Parametersätze reduziert.

2. Randbedingungen

Die Untersuchungen zum Einfluss des regionalen Sonnenstandes [3] werden mit der Software THESEUS-FE der Firma P+Z GmbH [4] durchgeführt. Die Untersuchung beschränkt sich auf die Breitengrade zwischen 0° N und 60° N. Die Ergebnisse lassen sich analog auf die Südhalbkugel übertragen. Eine grobe Zuordnung der Breitengrade zu einem Ort kann der Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Breitengrade und Referenzorte

Breitengrad	Referenzort
0°	Bogota, Singapur
10°	Bangkok, Caracas
20°	Hong Kong, Mexico City, Mumbai
30°	Houston, Kairo, Shanghai
40°	Beijing, New York City, Rom
50°	Frankfurt, Paris, Vancouver
60°	Oslo, Sankt Petersburg, Stockholm

Für die verschiedenen Pkw-Segmente (Kompaktwagen (C), Oberklasse (F), Sports Utility Vehicle (SUV) und Großraum-Van (M) [5]) werden die Fahrgasträume (FGR) betrachtet (Tabelle 2). Die Fahrgastraumgeometrie wird mit der Software THESEUS-FE als sogenannte 1D-Generatormodelle [6] abgebildet. Die FGR unterscheiden sich in ihrer Scheibenfläche, Neigungswinkel der Scheiben sowie dem Fahrgastraumvolumen. Der Wärmedurchgangswert der Karosserie sowie das verwendete Scheibenmaterial bleiben bei allen Pkw identisch.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Alle Segmente werden in der Simulation mit gleichen spektralen Eigenschaften der Scheiben versehen.

Tabelle 2: Größenverhältnisse der FGR-Modelle

	FGR-volumen	Fläche Windschutz-scheibe	Fläche Seitenscheibe vorne	Fläche Seitenscheibe hinten	Fläche Heckscheibe
C-Klasse	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
F-Klasse	1,4	1,4	1,2	1,5	2,5
SUV	1,6	1,3	1,3	1,8	2,0
M-Klasse	3,1	1,6	1,6	3,2	2,4

Zusätzlich zu einer geographischen und jahreszeitlichen Variation wird das Fahrzeug um die eigene Achse in 30°-Schritten gedreht. Damit soll eine regionalisierte Ausrichtung des Pkw zur Sonne, bei dem sich die maximale mittlere FGR-Temperatur aufgrund der Orientierung einstellt, bestimmt werden. Um den Einfluss der Umgebungstemperatur zu eliminieren, werden alle Simulationen mit einer Umgebungstemperatur von 20 °C simuliert.

3. Jahreszeitlicher und geographischer Einfluss auf den Pkw

Bei der Untersuchung des jahreszeitlichen und geographischen Einflusses der Sonne wird der Pkw mit der Windschutzscheibe nach Süden ausgerichtet. In allen Fällen wird ein Tageslauf der Sonne von morgens 4 Uhr bis abends 22 Uhr simuliert. Die Temperaturverläufe sind, durch den gleichen physikalischen Aufbau der unterschiedlichen FGR-Modelle, sehr ähnlich ausgeprägt. Sie unterscheiden sich lediglich in ihrem Temperaturmaximum (Abbildung 1).

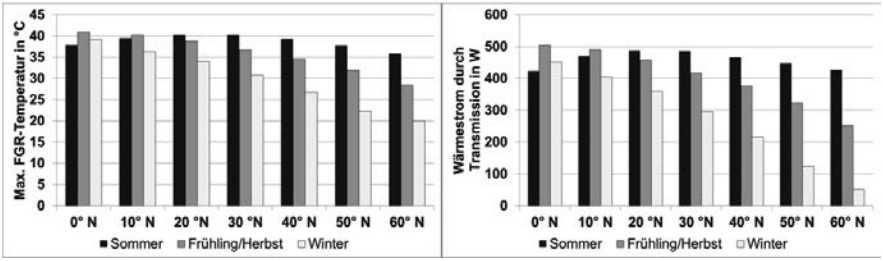


Bild 1: Links: Maximale mittleren FGR-Temperatur, rechts: Wärmestrom durch Transmission in den FGR für unterschiedliche geographische Breiten und Jahreszeiten eines C-Kasse Modells mit einer Fahrzeugausrichtung nach Süden. Rechts: Wärmestrom durch Transmission in den FGR

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Abbildung 1 ist erkennbar, dass bei 0° nördlicher Breite die maximale mittlere FGR-Temperatur im Frühling/Herbst erreicht wird. Dort befindet sich die Sonne senkrecht über dem Pkw und die atmosphärische Schwächung der Sonnenstrahlung durch die Luftmasse ist am geringsten. Die Elevation beschreibt den Sonnenhöhenwinkel und gibt damit die Höhe der Sonne über dem Horizont an. Im Sommer ist die maximale FGR-Temperatur ca. 1,5 K geringer als im Winter, trotz gleicher Elevation und gleicher Umgebungstemperatur von 20 °C. Der Grund dafür ist, dass im Sommer die Sonne von Norden auf die Heckscheibe des Pkw trifft und im Winter von Süden auf die Windschutzscheibe. Die Fläche der Windschutzscheibe ist bei allen FGR-Modellen im Schnitt anderthalb mal so groß wie die Heckscheibe. Daher fällt der maximale Wärmestrom durch Transmission im um ca. 30 W großer aus.

Bei 10° nördlicher Breite sind die die maximale mittlere FGR-Temperatur im Sommer und Frühling/Herbst nahezu identisch ($\Delta T < 1$ K). Im Frühling/Herbst ist die maximale mittlere FGR-Temperatur minimal größer, da dort die Elevation 3° größer ist ($\Delta\dot{Q}_{trans} \approx 20$ W). Im Winter ist die Elevation um 20° - 23° kleiner, wodurch die atmosphärische Schwächung durch die Luftmasse größer ausfällt. Zudem ist die Tageslänge kürzer als an den anderen beiden betrachteten Tagen. Dadurch ist der Temperaturverlauf um 3 bis 4 K geringer.

Ab 20° nördlicher Breite nimmt die maximale Elevation im Frühling/Herbst im Vergleich zum Sommer deutlich ab (Tabelle 3). Dadurch werden die Tageslängen sowohl im Frühling/Herbst als auch im Winter mit steigenden Breitengraden deutlich kürzer. Im 20. Breitengrad beträgt die Differenz der maximalen mittleren FGR-Temperatur zwischen Sommer und Frühling/Herbst ca. 2 K, diese Differenz vergrößert sich bis zum 60. Breitengrad auf > 10 K.

Im Sommer scheint die Sonne in den Breitengraden 0° N bis 20° N von Norden auf den Pkw, bei 30° N bis 60° N scheint sie von Süden. Im Frühling/Herbst und Winter scheint die Sonne von Süden auf den Pkw. Die maximale Elevation tritt am Äquator im Frühling/Herbst mit 90° auf und am 20. Breitengrad mit 87° im Sommer. Damit bilden diese beiden Punkte das Testszenario mit einem Sonnenstand senkrecht über dem Pkw ab. Bei allen weiteren Punkten ist die Sonne schräg auf den Pkw gerichtet (Tabelle 3).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 3: Maximale Elevation für die unterschiedlichen Breitengrade und Jahreszeiten

Breitengrad	Sommer	Frühling/Herbst	Winter
0°N	67°	90°	67°
10°N	77°	80°	57°
20°N	87°	70°	47°
30°N	84°	60°	37°
40°N	74°	50°	27°
50°N	64°	40°	17°
60°N	54°	30°	7°

Die Simulation mit unterschiedlichen Jahreszeiten und Breitengraden zeigt deutlich unterschiedliche FGR-Temperaturen im Tagesverlauf. Im Folgenden wird aufbauend auf diesen Ergebnissen der Einfluss der Orientierung des Pkw zur Sonne untersucht.

4. Orientierung des Pkw

Zusätzlich zum jahreszeitlichen und geographischen Einfluss der Sonne wird die Orientierung des Pkw zur Sonne in 30°-Schritten um die eigene Achse gedreht. Durch den Einfluss der Orientierung des Pkw zur Sonne ist die maximale mittlere FGR-Temperatur je nach Pkw-Segment, Breitengrad und Jahreszeit zwischen < 1 K bis knapp über 6 K ausgeprägt (Abbildung 2).

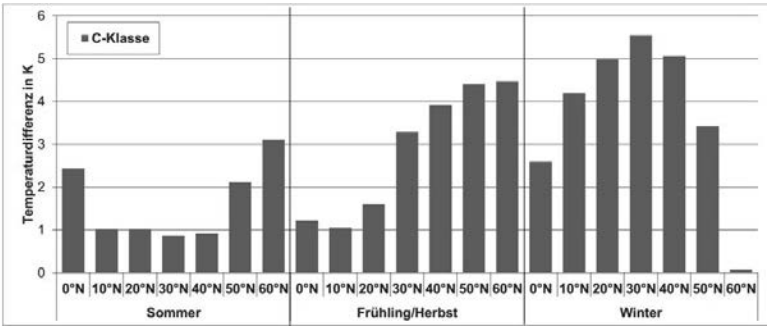


Bild 2: Abweichung der mittleren FGR-Temperatur aufgrund unterschiedlicher Orientierung des Pkw zur Sonne am Beispiel des C-Klassemodels

Im Sommer und Frühling/Herbst ist der Einfluss der Drehung ca. 1 K auf die maximale mittlere FGR-Temperatur und im Winter ca. 4 K (Abbildung 3).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

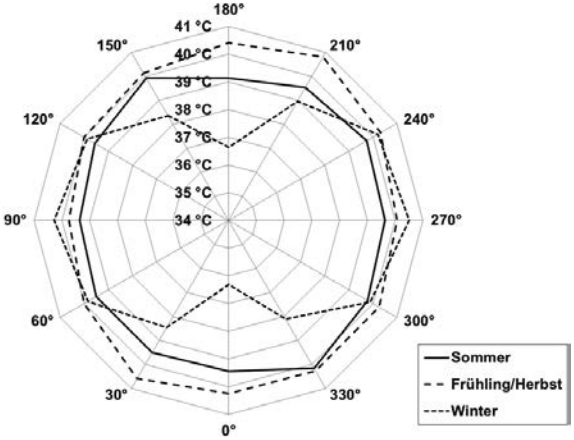


Bild 3: Einfluss der Drehung auf die maximale mittlere FGR-Temperatur am Beispiel 10° nördlicher Breite

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 4: Regionalisierte Ausrichtung für die maximale mittlere FGR-Temperatur je Jahreszeit und Breitengrad einstellt.

Breitengrad	Jahreszeit	C-Klasse	F-Klasse	SUV	M-Klasse
0° N	Sommer	240°	270°	270°	210°
	Frühling/Herbst	0°	0°	0°	180°
	Winter	240°	270°	270°	210°
10° N	Sommer	330°	330°	240°	150°
	Frühling/Herbst	210°	210°	210°	180°
	Winter	270°	270°	270°	270°
20° N	Sommer	0°	180°	0°	150°
	Frühling/Herbst	240°	240°	270°	210°
	Winter	270°	270°	270°	270°
30° N	Sommer	0°	0°	210°	180°
	Frühling/Herbst	270°	270°	270°	270°
	Winter	270°	270°	270°	270°
40° N	Sommer	210°	210°	240°	180°
	Frühling/Herbst	270°	270°	270°	270°
	Winter	270°	270°	270°	270°
50° N	Sommer	240°	270°	270°	210°
	Frühling/Herbst	270°	270°	270°	300°
	Winter	90°	90°	90°	270°
60° N	Sommer	270°	270°	270°	270°
	Frühling/Herbst	270°	270°	270°	270°
	Winter	120°	120°	120°	120°

Anhand dieser Ergebnisse ist deutlich zu erkennen, dass neben der Jahreszeit und dem Breitengrad auch die Orientierung des Pkw zur Sonne einen signifikanten Einfluss auf die maximale mittlere FGR-Temperatur hat. Aus diesen Ergebnissen lassen sich Ausrichtungen des Pkw, anhand der Jahreszeit und geographischen Breite, für die Simulation ableiten, bei der sich die maximale mittlere FGR-Temperatur einstellt (Tabelle 4).

Die sieben betrachteten Breitengrade mit jeweils drei Jahreszeiten ergeben pro Pkw-Segment 21 verschiedene Parametersätze. Bei vier verschiedenen Pkw-Segmenten kann aufgrund der großen Übereinstimmung der Ergebnisse eine Parameterreduzierung durchgeführt werden. Als Referenz wird das F-Klasse Modell aufgrund der häufigsten Übereinstimmungen mit den anderen FGR-Modellen definiert. Bei den Abweichungen der anderen Modelle handelt es sich entweder um eine Spiegelung der Ausrichtung oder die Abweichung der FGR-Temperatur ist hinreichend klein (< 0,5 K), so dass mit ausreichender Näherung eine Segmentbereinigung durchgeführt und die regionalisierte Ausrichtung des Referenzfalls (F-Klasse) übernommen werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Ableitung charakteristischer Randbedingungen

Aufbauend auf den obigen Ergebnissen werden charakteristische Parametersätze als Abbildung des regionalen Sonnenstandes abgeleitet. Dafür muss in der Simulation, zusätzlich zu den regionalisierten Ausrichtungen, der jeweilig Elevations- und Azimuthwinkel bestimmt werden (Tabelle 5). Mit diesen drei Parametern ist es möglich den charakteristischen Einfluss der Sonne am jeweiligen Ort zur jeweiligen Jahreszeit darzustellen. und den Wort Case Fall abzubilden.

Tabelle 5: Regionale Randbedingungen für die thermische Gesamtfahrzeugsimulation

Breitengrad	Jahreszeit	Ausrichtung	Elevation	Azimut
0° N	Sommer	270°	66°	191°
	Frühling/Herbst	0°	72°	268°
	Winter	270°	54°	227°
10° N	Sommer	330°	66°	317°
	Frühling/Herbst	210°	59°	251°
	Winter	270°	56°	189°
20° N	Sommer	0°	65°	284°
	Frühling/Herbst	240°	58°	232°
	Winter	270°	45°	194°
30° N	Sommer	0°	61°	264°
	Frühling/Herbst	270°	58°	200°
	Winter	270°	36°	192°
40° N	Sommer	210°	58°	249°
	Frühling/Herbst	270°	48°	198°
	Winter	270°	26°	189°
50° N	Sommer	270°	66°	190°
	Frühling/Herbst	270°	39°	194°
	Winter	90°	16°	190°
60° N	Sommer	270°	48°	219°
	Frühling/Herbst	270°	29°	194°
	Winter	120°	6°	187°

Da für die Auslegung der Pkw-Klimatisierung die höchste FGR-Temperatur des jeweiligen Breitengrades von Interesse ist, kann die Tabelle 5 auf insgesamt sieben Parametersätze reduziert werden, einen je Breitengrad (Tabelle 6).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 6: Ausrichtung zur Ermittlung der höchsten mittleren FGR-Temperatur

Breitengrad	Jahreszeit	Ausrichtung	Elevation	Azimut
0° N	Winter	270°	54°	227°
10° N	Frühling/Herbst	210°	59°	251°
20° N	Frühling/Herbst	240°	58°	232°
30° N	Sommer	0°	61°	264°
40° N	Sommer	210°	58°	249°
50° N	Sommer	270°	66°	190°
60° N	Sommer	270°	48°	219°

6. Einfluss der regionalisierten Ausrichtung auf den Energieverbrauch

Mit den Parametersätzen aus Tabelle 6 ist es möglich, die maximal auf den Fahrgastraum auftretende Last durch die Sonne mit der thermischen Gesamtfahrzeugsimulation abzubilden. Durch eine virtuelle Vergleichsfahrt bei gleichen Umgebungs- und Fahrbedingungen kann eine Bewertung des Klimatisierungsmehrverbrauchs aufgrund der regionalen Sonnenstände im Verhältnis zu dem Testszenario (VDA Pull down; Sonne senkrecht von oben) ausgewiesen werden (Abbildung 4).

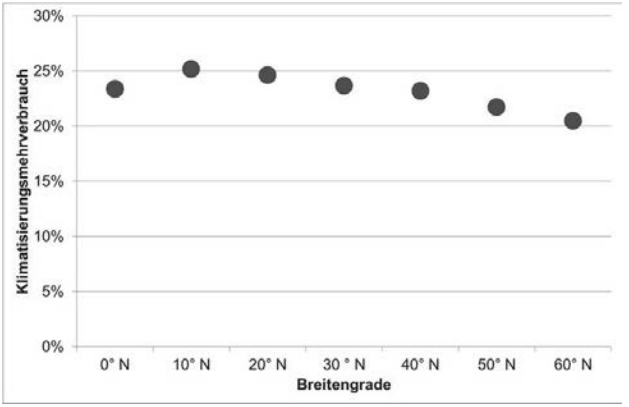


Bild 4: Klimatisierungsmehrverbrauch durch regionale Sonnenstände im Vergleich zum Testszenario mit der Sonne senkrecht von oben

Zu sehen ist, dass die Szenarien mit der regionalierten Ausrichtung zu einer deutlichen Erhöhung der benötigten Klimatisierungsleistung von 20 bis 25 % in einem NEFZ führen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. Diskussion der Ergebnisse

Die hier vorgestellten Ergebnisse basieren auf einem 1D-Generatormodell des Fahrgastraums. In diesem Generatormodell wird beispielsweise nur eine gemittelte Temperatur dargestellt und keine Temperaturverteilung an Bauteilen. Dafür erhöht sich auch die Rechengeschwindigkeit des Modells. Der Innenraum besteht nur aus einer Luftzone, in der nur eine mittlere Lufttemperatur berechnet wird. Fein aufgelöste Luftschichtungen und somit Unterschiede zwischen Fuß- und Kopfbereich können mit diesem Modell nicht dargestellt werden. Anwendungen aus der Praxis haben jedoch gezeigt, dass dieses 1D-Generatormodell den tatsächlichen FGR mit hinreichender Genauigkeit abbildet.

Die regionale Parametersätze können bei virtuellen Testfahrten zur Abbildung des regionalen Sonnenstandes eingesetzt werden. Wie in den Ergebnissen zu sehen ist, steigt der Klimatisierungsverbrauch aufgrund extremer Solarexposition deutlich an. Die Klimatisierung ist der größte Nebenverbraucher im Elektrofahrzeug ist und somit einen entscheidenden Einfluss auf die Reichweite. Die hier ermittelten Ergebnisse können in die Auslegung von Pkw-Klimaanlagen mit einfließen.

8. Fazit

Die Untersuchungen zum regionalen Sonnenstand haben gezeigt, dass sich modellunabhängige und segmentbereinigte regionale Parametersätze für alle geographischen Breiten und Jahreszeiten ableiten lassen (Tabelle 5). Die Parametersätze werden durch die Orientierung des Pkw sowie Elevationswinkel und Azimutwinkel dargestellt. Wenn ausschließlich die maximal zu erreichenden mittleren Lufttemperaturen bestimmt werden sollen, ist der Fall einer Solarstrahlung senkrecht von oben nicht das Worst Case Szenario. Dies wird meistens durch eine Ausrichtung des Pkw mit der Windschutzscheibe nach Osten und einem Sonnenstand in südwestlicher Richtung (nachmittags) erreicht. Die Ergebnisse für alle untersuchten Breitengrade und Jahreszeiten sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Weiterhin wurde für jede geographische Breite eine Jahreszeit bestimmt, bei der die maximalen mittleren Lufttemperaturen erreicht werden (Tabelle 6). Die Verwendung der regionalisierten Ausrichtungen anstelle einer Solarstrahlung senkrecht von oben führt zu einem Klimatisierungsmehrverbrauch im NEFZ von bis zu 25 %. Aus diesem Grund sollten für regionale Extrembedingungen die entsprechenden Ausrichtungen nach Tabelle 6 verwendet werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] DIN 1946-3,: Raumlufttechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen. Berlin, 2006

[2] Köhler, J.; Kuhn B.; Sonnekalb M. J.; Behr, H.: Numerical calculation of the distribution
of temperature and heat flux in buses under the influence of the vehicle air-conditioning system. In: ASHRAE Trans 96.1n 96 (1990), Nr. 1, S. 432–446

[3] Duffie, J. A.; Beckmann, W. A.: Solar engineering of thermal processes. 4th Edition. John Wiley and Sons Ltd, 2012. – ISBN

[4] 0470873663Paulke, S.; Köster, D.; Hass, R.; Bader, V.; Menzel, S.; Gubalke, A.: Thermische Simulationen einer Volkswagen e-Golf-Fahrzeugkabine unter Einbezug von thermischen Menschmodellen, 2014

[5] Fahrzeugsegmente (Europäische Kommission); Case No COMP/M.5518; Brüssel; 23.6.2009

[6] P+Z Engineering GmbH: THESEUS-FE Theory manual; Version 5.1.03.; 2015

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vom Systemmodell zur optimalen Steuerung

Eine Werkzeugkette zur effizienten Lösung von Optimalsteuerungsproblemen

Dr.-Ing. **Manuel Gräber**, TLK Energy GmbH, Aachen;
Dipl.-Ing. **Jörg Fritzsche**, Volkswagen AG, Wolfsburg;
Dr.-Ing. **Christian Schulze**, TLK-Thermo GmbH, Braunschweig

Kurzfassung

Anhand eines konkreten Anwendungsbeispiels – dem Thermomanagementsystem eines Verbrennungsmotors – wird eine Werkzeugkette vorgestellt, mit der nichtlineare Optimalsteuerungsprobleme formuliert und numerisch gelöst werden können. Ausgehend von der grafischen Modellierung des Thermomanagementsystems mit der Modelica Modellbibliothek TIL, wird das Modell in das standardisierte Modellaustauschformat Functional Mock-up Interface (FMI) exportiert. Darüber wird es an den auf dynamische Fragestellungen spezialisierten Optimierer MUSCOD-II angebunden. Für die Problemformulierung, die numerische Lösung und die Verarbeitung der Ergebnisse wird Python als Skriptsprache genutzt. Durch die Verwendung von FMI als Schnittstelle können Modelle aus beliebigen Simulations- und Modellierungswerkzeugen verwendet werden, wenn es dafür einen FMI Modellexport gibt und die Modelle gewisse mathematische Anforderungen (Differenzierbarkeit) erfüllen.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung von Regelungskonzepten oder übergeordneten Betriebsstrategien tritt häufig die Frage nach der theoretisch bestmöglichen Steuerung eines Systems auf. Fragestellungen solcher Art lassen sich mathematisch als Optimalsteuerungsprobleme (engl. optimal control problem, OCP) beschreiben. Das Besondere an dieser Klasse von Optimierungsproblemen ist die zu berücksichtigende Dynamik der Regelstrecke. Im Gegensatz zu statischen Optimierungsproblemen wird keine endliche Zahl an freien Optimierungsvariablen gesucht, sondern optimale Trajektorien der Stellgrößen. Dies macht ein OCP zu einem unendlichdimensionalen Optimierungsproblem, das in der Regel nicht direkt lösbar ist. Es existieren aber unterschiedliche mathematische Methode um eine numerische Näherungslösung zu bestimmen. Ausführliche Einführungen in die Theorie der Optimalsteuerung können in [1]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und [2] gefunden werden. Das in diesem Beitrag verwendete direkte Mehrfachschießverfahren nach [3] wird in Abschnitt 3 erläutert.

Obwohl dieser und andere spezialisierte OCP-Algorithmen schon lange existieren, haben sie es bisher nicht in die breite industrielle Anwendung geschafft. Eine Ausnahme hiervon scheint die Luft- und Raumfahrtindustrie zu sein, in der schon seit Jahrzenten OCPs zur optimalen Trajektorienplanung gelöst werden. Das (unserer Meinung nach) größte Hindernis für einen breiten industriellen Einsatz von Optimalsteuerung ist der erforderliche zeitliche und wissensintensive Aufwand. Die erfolgreiche Arbeit mit existierender Software setzt ein hohes Maß an Expertenwissen voraus. Dabei ist der weitaus größte zeitliche Aufwand in Optimierungsprojekten nach unserer Erfahrung nicht in der Durchführung der eigentlichen Optimierungsrechnungen zu sehen, sondern vielmehr in der Modellierung des betrachteten Systems. Zum einen setzen ableitungsbasierte Optimierungsalgorithmen eine gewisse numerische Modellgüte (Differenzierbarkeit) voraus, die über die Anforderungen von reinen Simulationsalgorithmen hinausgehen. Zum anderen ist es wichtig, die richtigen positiven und negativen Effekte abzubilden, aus deren Überlagerung sich die Lage des Optimums bestimmt. Der Modellierungsprozess ist eigentlich immer iterativ. Erst durch das wiederholte Interpretieren von Optimierungsergebnissen und daraus abgeleiteten Modelländerungen kann man belastbare Ergebnisse produzieren.

Aus den beschriebenen Erfahrungen und Schlüssen abgeleitet, schlagen wir in diesem Beitrag eine Werkzeugkette vor, um Optimalsteuerung effizient einzusetzen. Als durchgängiges Beispiel dient das Thermomanagementsystem eines Verbrennungsmotors. Ausgehend von der Modellierung der Regelstrecke in Abschnitt 2 wird das Modell in das standardisierte Modellaustauschformat Functional Mock-up Interface (FMI) [4] exportiert. Darüber wird es an den spezialisierten Optimierer MUSCOD-II [3], [5], [6] angebunden [7]. Für die Problemformulierung, die numerische Lösung und die Verarbeitung der Ergebnisse wird Python als Skriptsprache genutzt.

2. Modellierung der Regelstrecke

Der wichtigste Teil bei der erfolgreichen Arbeit mit Optimalsteuerung ist das dynamische Modell des betrachteten Systems – die Regelstrecke. Mathematisch wird das Systemmodell als System gewöhnlicher Differentialgleichungen beschrieben:

$$\frac{dx}{dt} = f(x,u,p,t)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dabei bezeichnet *x* den Vektor differentieller Zustände, *u* den Vektor an Stellgrößen, *p* den Vektor an Parametern und *t* die Zeit. Es können auch Systemmodelle mit zusätzlichen algebraischen impliziten Gleichungen verwendet werden. Da dies durch den derzeitigen FMI Standard aber nicht unterstützt wird und aufgrund besserer Lesbarkeit, beschränken wir uns auf explizite gewöhnliche Differentialgleichungssysteme (ODE) der oben gezeigten Form.

Gleichungssysteme dieser Art sind die mathematische Grundlage verschiedener industriell eingesetzter Systemsimulatoren wie Simulink oder Dymola. Um Modelle zwischen verschiedenen Simulatoren austauschen zu können, wurde der offene Standard Functional Mock-up Interface (FMI) entwickelt. Wir verwenden FMI, um Systemmodelle an Optimierungsalgorithmen zu koppeln. Damit ist es möglich, die Regelstrecke eines Optimalsteuerungsproblems in dem Modellierungswerkzeug der Wahl zu entwickeln. Einzige Voraussetzung ist die Möglichkeit des FMI Exports. Dymola unterstützt FMI von Haus aus. Für Simulink gibt es Lösungen für den FMI-Ex- und -Import verschiedener Drittanbieter. Ein aktueller Überblick zu den angebotenen FMI-Softwaretools ist unter www.fmi-standard.org zu finden.

Modelle die zur Simulation geeignet sind, müssen noch lange nicht für die Verwendung von ableitungsbasierten Optimierern geeignet sein. Unstetigkeiten in den Modellgleichungen können dazu führen, dass die Optimierung nicht oder nur sehr schlecht konvergiert. In der Praxis zeigt sich aber, dass die theoretischen mathematischen Anforderungen an die Modelle in den meisten Fällen nicht komplett erfüllt sein müssen. Auch wenn die stetige Differenzierbarkeit aller Modellgleichungen nicht erfüllt ist, zum Beispiel durch die lineare Interpolation von Kennfeldern, lassen sich mit ableitungsbasierten Optimierern sinnvolle Ergebnisse erzielen.

Thermische Systeme, wie das hier betrachtete Thermomanagementsystem, lassen sich mit der Modelica Modellbibliothek TIL [8]–[10] grafisch modellieren. Große Teile der TIL Bibliothek sind unmittelbar für die Verwendung in Optimierern geeignet. Das umfasst Kreisläufe mit kompressiblen Flüssigkeiten und idealen Gasgemischen. Mit TIL modellierte zweiphasige Fluidkreisläufe sind derzeit noch nicht für die Optimierung geeignet. Aktuelle Forschungsarbeiten beschäftigen sich allerdings mit dieser Thematik.

In Bild 1 ist das betrachtete Thermomanagementsystem als TIL Modell skizziert. Die Kühlflüssigkeit (blau) wird durch eine elektrisch angetriebene Pumpe durch den Motorblock gefördert. Dort wird Abwärme des Verbrennungsmotors als zeitabhängiger Wärmestrom aufge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

prägt. Der obere Kreislauf über den Heizungs-Wärmeübertrager ist ständig durchströmt. Der untere Kreislauf zur Wärmeabgabe an die Umgebung kann über ein elektrisches Ventil nach Bedarf zugeschaltet werden.

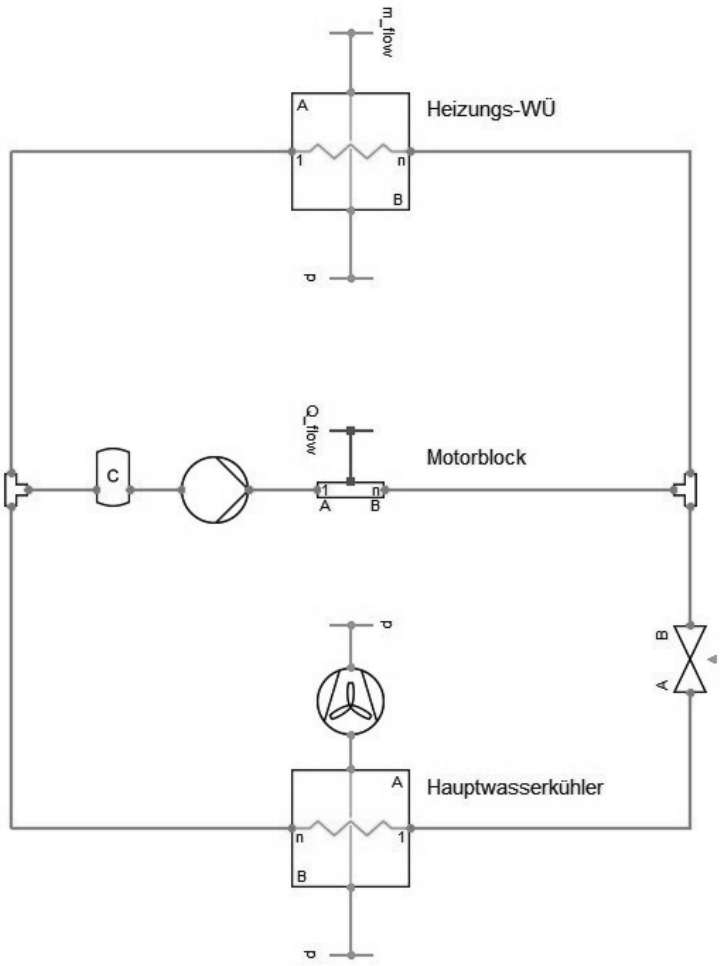


Bild 1: Skizze des Thermomanagementsystems. Screenshot des Modelica/TIL-Systemmodells. Die Motorabwärme wird als Wärmestrom aufgeprägt und kann über den Heizungs-Wärmeübertrager oder über den Hauptwasserkühler abgeführt werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Stellgrößen dieses Systems sind:

- Drehzahl der Wasserpumpe
- Drehzahl des Kühlerlüfters
- Öffnungsgrad des Ventils

Die primäre Regelungsaufgabe ist die Temperierung des Motors, was durch die Forderung eines Sollwerts von 90 °C für die Temperatur am Austritt des Motorblocks erreicht wird. Bei drei Stellgrößen und nur einer Regelgröße bleiben Freiheitsgrade übrig. Eine offene Frage ist, wie man mit diesen Freiheitsgraden umgeht. Naheliegend ist es, die zusätzliche Forderung nach einem möglichst geringen Energieverbrauch einzuführen. Somit ergibt sich die zu minimierende Kostenfunktion als:

$$K = \int_0^{t_E} P_{Pumpe} + P_{Lüfter} + k(T - T_{soll})^2 \, dt$$

Über einen begrenzten Zeitraum werden die elektrischen Leistungen von Pumpe und Lüfter sowie ein quadratischer Strafterm für Abweichungen vom Temperatursollwert integriert. Mit dem Faktor *k* können die beiden Regelungsziele zueinander gewichtet werden. Hohe Werte führen zu einem höheren Energieverbrauch aber einer besseren Einhaltung des Sollwerts.

Die Stellgrößenverläufe innerhalb des betrachteten Zeitraums sind frei zur Optimierung. Es werden aber obere und untere Grenzen für alle Stellgrößen als Nebenbedingung berücksichtigt:

$$u_{ug} \le u(t) \le u_{og} \quad \forall t \in [0, t_E]$$

Außerdem geht der gegebene Anfangszustand des betrachteten Systems als Gleichheitsnebenbedingung ein:

$$x(0) = x_0$$

Das vollständige Optimalsteuerungsproblem folgt als:

$$\begin{aligned} \min_{x(\cdot),u(\cdot)} \quad & K\big(x(\cdot),u(\cdot),p\big) \\ \text{s.t.} \quad & \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}(t) = f\big(t,x(t),u(t),p\big) \quad \forall t \in [0,t_E] \\ & u_{ug} \le u(t) \le u_{og} \qquad\qquad \forall t \in [0,t_E] \\ & x(0) = x_0 \end{aligned}$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Numerische Lösung von Optimalsteuerungsproblemen

Dieser Abschnitt basiert auf [11] und versucht, die mathematischen Grundideen hinter den verwendeten numerischen Verfahren anschaulich zu erläutern. Für eine tiefere und mathematischere Darstellung wird an verschiedenen Stellen auf weiterführende Literatur verwiesen.

Optimalsteuerungsprobleme der oben beschriebenen Form sind nicht unmittelbar mit numerischen Verfahren lösbar. Stellt man sich die gesuchten kontinuierlichen Trajektorien als Menge aus unendlich vielen einzelnen Punkten vor, wird klar, dass es sich bei einem OCP um ein unendlich-dimensionales Optimierungsproblem handelt. Analytische Lösungen dafür herzuleiten, ist nur für sehr einfache Unterklassen möglich. Für die meisten realen Probleme ist nur eine genäherte numerische Lösung möglich.

Innerhalb der letzten Jahrzehnte wurden verschiedene Methoden entwickelt, Optimalsteuerungsprobleme numerisch zu lösen. Diese lassen sich in zwei große Gruppen aufteilen: indirekte und direkte Verfahren. Indirekte Verfahren beruhen auf dem Pontryaginschen Maximumprinzip. Mit Hilfe dieser notwendigen Optimalitätsbedingung wird das OCP analytisch in ein Randwertproblem mit den ursprünglichen Differentialgleichungen und zusätzlichen adjungierten Gleichungen umgewandelt. Dieses Randwertproblem kann dann mit verschiedenen numerischen Methoden gelöst werden. Ein häufig angeführter Nachteil dieser Methoden ist die schwierige Berücksichtigung von Beschränkungen. Da es in vielen technischen Anwendungen notwendig ist, Zustandsvariablen und Steuerungen auf gewisse Bereiche zu beschränken, ist dieser Nachteil nicht unerheblich.

Neuere Arbeiten beschäftigen sich fast ausschließlich mit direkten Methoden. Die Bezeichnung kommt daher, dass kein mit Optimalitätsbedingungen transformiertes Problem, sondern direkt das ursprüngliche OCP verwendet wird. Durch Diskretisierung der Trajektorien wird das unendlich-dimensionale OCP mit einem endlich dimensionalen Nichtlinearen Programm (NLP) näherungsweise beschrieben. Dieses NLP kann dann mit gängigen numerischen Methoden wie der Sequentiellen Quadratischen Programmierung (SQP) oder Innere-Punkte-Verfahren (IP) gelöst werden. Innerhalb der direkten Verfahren unterscheidet man wiederum zwischen sequentiellen und simultanen Verfahren.

Bei direkten sequentiellen Verfahren werden die Steuerungstrajektorien durch abschnittsweise definierte Funktionen – meistens Polynome – beschrieben. Im einfachsten Fall sind

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

das Polynome nullter Ordnung, und es ergibt sich für die Steuerungen ein stufenförmiger abschnittsweise konstanter Verlauf über der Zeit. Die Koeffizienten dieser Polynome sind die freien Optimierungsvariablen. Mit einem ODE bzw. DAE Löser kann nun für gegebene Steuerungstrajektorien und Anfangswerte die Kostenfunktion ausgewertet werden. Gekoppelt an einen Optimierungsalgorithmus kann so durch wiederholtes Lösen eines Anfangswertproblems mit verschiedenen Steuerungstrajektorien das OCP iterativ gelöst werden. Es hat sich gerade bei schlecht konditionierten Problemen gezeigt, dass die Konvergenz- und Stabilitätseigenschaften solcher Verfahren nicht sehr gut sind ([12], [13]).

Direkte simultane Verfahren gehen einen Schritt weiter und diskretisieren nicht nur die Steuerungs- sondern auch die Zustandstrajektorien. Bei der direkten Kollokation werden die Verläufe sämtlicher Zustandsvariablen und Steuerungen wieder durch abschnittsweise definierte Funktionen beschrieben. Die kontinuierliche ODE wird mit Hilfe eines geeigneten Schemas in ein System von Differenzengleichungen überführt. Dieses Gleichungssystem wird als Gleichheitsnebenbedingung in das Optimierungsproblem aufgenommen. Somit ergibt sich ein sehr großes aber endlich-dimensionales NLP, das mit gängigen Methoden gelöst werden kann. Um die Rechenzeit zu verringern, kann die spezielle Struktur der Gleichungssysteme ausgenutzt werden. Biegler [14] gibt einen Überblick über aktuelle simultane Verfahren.

Das in dieser Arbeit verwendete direkte Mehrfachschießverfahren (auch Mehrzielverfahren) nach [3] wird zu den simultanen Verfahren gezählt, könnte aber auch als Mischform zwischen den sequentiellen und simultanen Verfahren aufgefasst werden. Steuerungstrajektorien werden analog zu den bisher beschriebenen Verfahren diskretisiert. Die Zustandstrajektorien werden ebenfalls in einzelne Abschnitte aufgeteilt. Allerdings wird der Verlauf innerhalb dieser Abschnitte nicht durch Polynome beschrieben. Vielmehr werden an den Knoten des Mehrzielgitters Anfangswerte für die Zustände eingeführt. Am Knoten i werden diese zusätzlichen Variablen mit s_i bezeichnet. Basierend auf diesen Anfangswerten und dem ursprünglichen ODE werden die Trajektorien der Zustände durch das Lösen mehrerer unabhängiger Anfangswertprobleme bestimmt. Für eine beliebige Wahl der Anfangswerte hat dies zur Folge, dass die resultierenden Gesamttrajektorien der Zustände Sprünge haben, siehe **Bild 2**. Daher werden Schließbedingungen als zusätzliche Gleichheitsnebenbedingung in das OCP aufgenommen. Der Wert einer Zustandsvariable am Ende eines Abschnitts muss gleich dem Anfangswert des nächsten Abschnitts sein.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

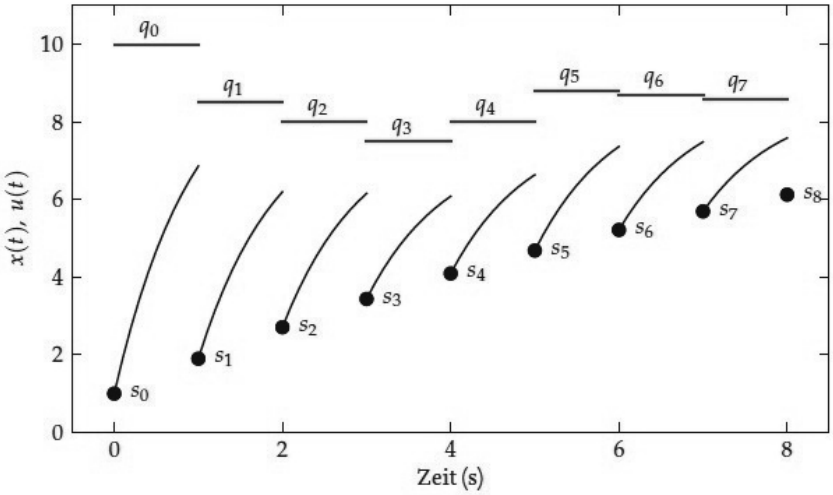


Bild 2: Diskretisierung des Mehrzielverfahrens. Steuerungstrajektorien werden abschnittsweise konstant und Zustandstrajektorien durch die Lösung von unabhängigen Anfangswertproblemen diskretisiert. Durch zusätzliche Nebenbedingungen werden für die konvergierte Lösung stetige Zustandsverläufe erzwungen.

Wählt man für Steuerungen und Zustände ein identisches Diskretisierungsgitter mit *n* Abschnitten und parametrisiert die Steuerungen abschnittsweise konstant mit den Werten q_i, ergibt sich aus dem OCP (6.3) folgendes NLP:

$$\begin{aligned} \min_{\substack{s_0,\ldots,s_n \\ q_0,\ldots,q_{n-1}}} \quad & \sum_{i=0}^{n} k_i(s_i, q_i, p) \\ \text{s.t.} \quad & 0 = x_i(t_{i+1}; t_i, s_i, q_i, p) \quad \forall i \in \{0,\ldots,n-1\} \\ & u_{ug} \le q_i \le u_{og} \qquad\qquad \forall i \in \{0,\ldots,n\} \\ & s_0 = x_0 \end{aligned}$$

Dabei ist zu beachten, dass hinter der Auswertung der Kostenfunktionen $k_i(s_i, q_i, p)$ und der Bestimmung der Zustände am Ende eines Intervalls $x_i(t_i+1; t_i, s_i, q_i, p)$ die Lösung eines Anfangswertproblems steht. Bei der Lösung dieses NLP mit ableitungsbasierten Verfahren ist es von großer Bedeutung, die Ableitung dieser Funktionen nach den freien Optimierungsvariablen genau und effizient zu bestimmen. Bei der Verwendung von Integratoren mit variabler Schrittweite ist dies eine nicht triviale Aufgabe. Eine umfangreiche Diskussion dieser Thematik ist in [15] und [16] zu finden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Veranschaulichung des Mehrzielverfahrens ist in **Bild 2** die Diskretisierung für ein einfaches Beispiel dargestellt. Die Differentialgleichung ist auf einem Gitter mit 8 Abschnitten und 9 Knoten diskretisiert. Auf jedem Gitterabschnitt i wird ein unabhängiges Anfangswertproblem mit dem Anfangswert s_i und der konstanten Steuerung q_i gelöst. Die Abbildung zeigt den noch nicht konvergierten Zustands- und Steuerungsverlauf innerhalb einer Optimierungsiteration. Die Verletzung der Schließbedingungen für den Zustandsverlauf ist deutlich zu erkennen.

4. Optimale Steuerung eines Thermomanagementsystems

In diesem Abschnitt werden exemplarisch Optimierungsergebnisse für das in Abschnitt 2 vorgestellte Thermomanagementsystems beschrieben.

Das Systemmodell wird in Dymola mit der Bibliothek TIL grafisch erzeugt und parametriert. Mit der FMI-Export Funktionalität von Dymola wird das Modell als FMU for Modell-Exchange 2.0 exportiert. Dabei müssen die Stellgrößen in Modelica als Inputs und Größen, die in der Kostenfunktion verwendet werden, als Outputs auf oberster Ebene deklariert werden.

Die Ankopplung der FMU an den Optimierer MUSCOD-II, sowie die komplette Konfiguration der Berechnungen erfolgt in der Sprache Python. Der hier verwendete Python-Code ist in **Bild 3** dargestellt.

Das betrachtete Szenario ist eine Passfahrt über 10 Minuten nach einem Kaltstart bei 20°C. Das bedeutet, dass relativ viel Motorabwärme in den Kühlkreislauf eingebracht wird, die wiederum an die Umgebungsluft abgeführt werden muss. Durch die vergleichsweise geringen Geschwindigkeiten bergauf muss der Kühlerlüfter verstärkt eingesetzt werden. Berechnet werden die optimalen Stellgrößentrajektorien als stückweise konstante Verläufe mit einer Intervalllänge von 10s. Als Vergleichsgrundlage dient eine Simulation des Thermomanagementsystems mit einem einfachen Regelungskonzept. Hierfür wird die Pumpe, wie eine mechanische Wasserpumpe, mit einer an die Motorrehzahl gekoppelten Drehzahl betrieben. Das Ventil wird mit einem P-Regler und einem Sollwert von 85°C für die Kühlmitteltemperatur geregelt. Während der Lüfter mit einem PI-Regler die gleiche Temperatur auf den gewünschten Sollwert von 90°C regelt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

```
import fmi_muscod as fm

# Instanzieren einer OCP Klasse
ocp = fm.OptimalControlProblem()

# Laden der FMU als Systemmodell
ocp.loadFMU('ThermomanagementSystem.fmu')

# Zeiteinstellungen setzen: 60 Intervalle auf 600 s
ocp.setTimeHorizon(60, 600.0)

# Startwerte, Grenzen und Skalierungswerte mit einer Simulation schätzen.
# Stellgrößen werden konstant auf die angegebenen Werte gesetzt.
ocp.estimateSettings([50.0, 50.0, 0.3])

# Überschreiben der oberen und unteren Grenzen der Stellgrößen
ocp.setLowerBounds(uBounds=[10.0, 1.0, 0.01])
ocp.setUpperBounds(uBounds=[100.0, 100, 1.0])

# Kostenfunktion skalieren
ocp.setScaleValues(cScale = 1e5)

# Kostenfunktion setzen (Lagrange Typ)
lval = '(x33 - 90.0)*(x33 - 90.0) + 0.001*y0'
ocp.setCostFunction(lval)

# Optimierung starten
ocp.solve()

# Ergebnis für ausgewählte Zustände direkt in Python plotten
ocp.plotResult([1, 33, 34, 35, 31])

# Ergebnis für detailliertes Post-Processing als Modelica-Code exportieren
ocp.exportResultToModelica()
```

Bild 3**:** Python-Code zur numerischen Lösung des Optimalsteuerungsproblems.

In **Bild 4** sind die optimalen und mit PI-Reglern simulierten Stellgrößenverläufe dargestellt. Offensichtliche Unterschiede sind:

- Maximale Pumpendrehzahl in der ersten Minute bei der optimalen Lösung
- Der Lüfter wird in der optimalen Lösung früher aktiv.

Der erste Unterschied ist nur dadurch zu erklären, dass die elektrische Leistung der Pumpe zum Erwärmen des Kühlmittels genutzt wird. Zu Beginn sind alle Temperaturen bei 20°C. Um möglichst schnell den Sollwert von 90°C zu erreichen, lohnt es sich im Sinne der verwendeten Kostenfunktion die elektrische Leistung der Pumpe zum Aufheizen zu nutzen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

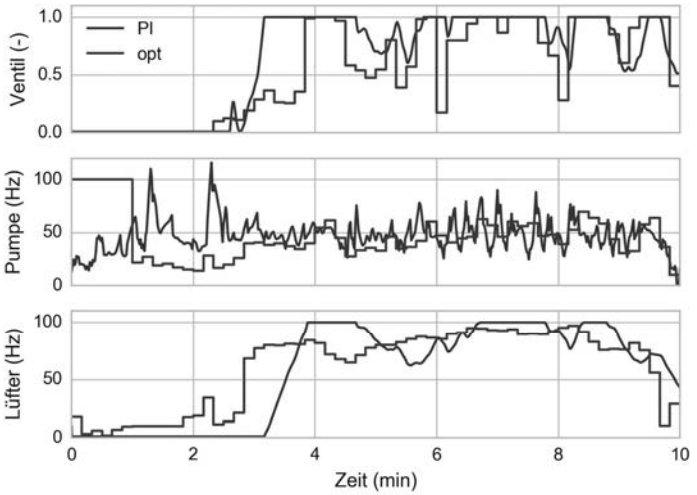


Bild 4: Stellgrößenverläufe aus Optimierung und Simulation. Die optimale Steuerung zeigt einen früheren Einsatz des Lüfters bei einer späteren kompletten Öffnung des Ventils.

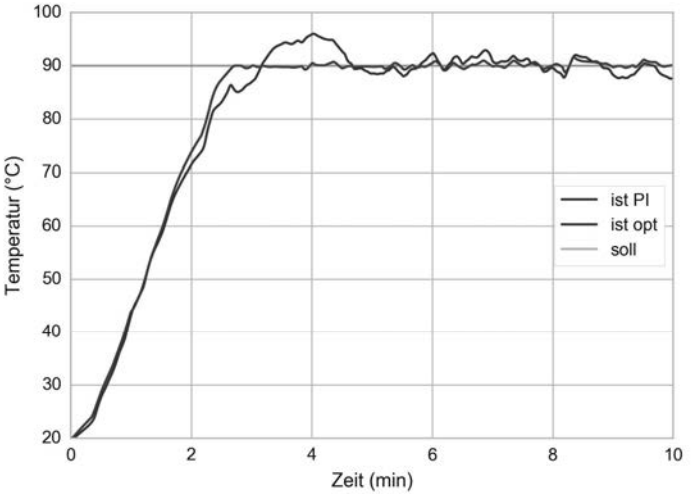


Bild 5: Ergebnisse aus Optimierung und Simulation. Das primäre Regelungsziel, die Kühlmitteltemperatur auf 90°C zu halten, wird in beiden Fällen erreicht. Die optimale Steuerung erreicht den Sollwert etwas früher, ohne zu überschwingen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der zweite Unterschied ist mit einem Blick auf **Bild 5** zu erklären. Während die PI-Regelung der Temperatur naturgemäß erst aktiv wird, wenn der Sollwert überschritten ist, reagiert die optimale Steuerung bereits früher. Mit erhöhter Lüfterdrehzahl und Ventilöffnung wird bereits mit dem Rückkühlen begonnen, bevor die 90°C erreicht sind. Damit kann ein exaktes Anfahren des Sollwerts ohne Überschwingen erreicht werden. Außerdem wird vermieden, dass in der Folge der Lüfter mit maximaler Drehzahl und überproportional hohem Energiebedarf betrieben wird.

Dieser zweite positive Aspekt wird in **Bild 6** deutlich. Dargestellt sind die kumulierten elektrischen Energieverbräuche beider Varianten, jeweils aufgeteilt in Lüfter- und Pumpenenergie. Man erkennt, dass die Lüfterleistung in beiden Fällen klar dominiert. Bei der PI-Regelung läuft der Lüfter vor allem zwischen Minute 4 und 5 mit wesentlich höherer Drehzahl als bei der optimalen Lösung. In diesem Bereich reagiert der PI-Regler auf das Überschwingen der Temperatur. Das hat zur Folge, dass der kumulierte Energieverbrauch stark ansteigt. Der gleichmäßigere optimale Verlauf der Lüfterdrehzahl führt zu einem insgesamt um 19% reduzierten Energieverbrauch. Die einzelnen Zahlenwerte sind in **Tabelle 1** aufgeführt.

Für das betrachtete Szenario einer Passfahrt mit Kaltstart zeigt sich also durch die optimale Steuerung eine deutliche Reduktion des Energieverbrauchs bei gleichzeitig besserer Einhaltung des Sollwerts für die Kühlmitteltemperatur. Mit der vorgestellten Werkzeugkette können solche Untersuchungen auch für andere Systeme und Szenarien durchgeführt werden. Solche optimalen Steuerungsverläufe können für verschiedene Zwecke eingesetzt werden:

- als Referenz für Regelungskonzepte
- zum Finden heuristischer (fast optimaler) Regelgesetze
- zur online Optimierung (Nichtlineare Modellbasierte Prädiktive Regelung, NMPC)

Tabelle 1: Insgesamt verbrauchte elektrische Energie für beide Varianten.

	Pumpenergie	*Lüfterenergie*	*Gesamtenergie*
PI-Regelung	0.18 MJ	0.98 MJ	1.16 MJ
Optimale Steuerung	0.20 MJ	0.74 MJ	0.94 MJ
Änderung	+12%	-25%	-19%

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

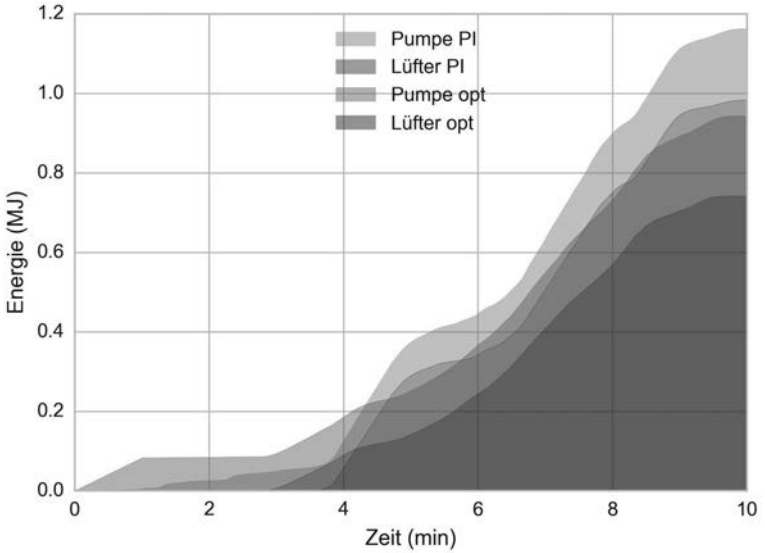


Bild 6: Kumulierter elektrischer Energieverbrauch aus Optimierung und Simulation. Die optimale Steuerung erreicht einen um 19% reduzierten Energieverbrauch.

5. Zusammenfassung

Mit der vorgestellten Werkzeugkette Modelica/TIL -> FMI -> MUSCOD-II können thermische Systeme schnell und komfortabel modelliert und optimale Stellgrößenverläufe berechnet werden. Für die Beispielanwendung des Thermomanagements eines Verbrennungsmotors wird eine Energieeinsparung bei den Nebenverbrauchern von 19% gegenüber einer einfachen PI-Regelung erzielt. Durch den Vergleich der Optimierungs- und Simulationsergebnisse können die Ursachen für die Energieeinsparung erklärt werden.

Optimierungsrechnungen solcher Art können als Referenz für zu entwickelnde Regelungskonzepte dienen. Die Interpretation der optimalen Verläufe kann außerdem beim Finden von heuristischen (fast optimalen) Regelgesetzen eingesetzt werden. Grundsätzlich eignen sich Optimalsteuerungsrechnungen auch für den online Einsatz im Fahrzeug oder anderen technischen Systemen. Man spricht dann von Nichtlinearer Modellbasierter Prädiktiver Regelung (NMPC). Für prototypische NMPC Anwendungen auf einem Windows-Laptop kann die vorgestellte Werkzeugkette direkt eingesetzt werden. Für eine Implementierung auf Steuergeräten ist sie allerdings derzeit noch nicht geeignet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturverzeichnis

[1] A. E. Bryson and Y.-C. Ho, *Applied Optimal Control: Optimization, Estimation, and Control*. John Wiley & Sons Inc, 1979.

[2] J. T. Betts, *Practical Methods for Optimal Control Using Nonlinear Programming*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 2001.

[3] H. G. Bock and K. J. Plitt, “A Multiple Shooting algorithm for direct solution of optimal control problems,” in *Proc. of the 9th IFAC World Congress Budapest*, 1984, pp. 243–247.

[4] T. Blochwitz, M. Otter, J. Akesson, M. Arnold, C. Clauß, H. Elmqvist, M. Friedrich, A. Junghanns, J. Mauss, D. Neumerkel, H. Olsson, and A. Viel, “Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models,” in *9th International Modelica Conference*, 2012.

[5] M. Diehl, “Real-Time Optimization for Large Scale Nonlinear Processes,” Universität Heidelberg, 2001.

[6] D. B. Leineweber, I. Bauer, A. A. S. Schäfer, H. G. Bock, and J. P. Schlöder, “An Efficient Multiple Shooting Based Reduced SQP Strategy for Large-Scale Dynamic Process Optimization (Parts I and II),” *Comput. Chem. Eng.*, vol. 27, pp. 157–174, 2003.

[7] M. Gräber, C. Kirches, D. Scharff, and W. Tegethoff, “Using Functional Mock-up Units for Nonlinear Model Predictive Control,” in *Modelica Conference*, 2012, pp. 781–790.

[8] C. Schulze, “A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems,” Technische Universität Braunschweig, 2013.

[9] M. Gräber, K. Kosowski, C. Richter, and W. Tegethoff, “Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems,” *Math. Comput. Model. Dyn. Syst.*, vol. 16, no. 3, pp. 195–209, Oct. 2010.

[10] C. Richter, “Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems,” Technische Universität Braunschweig, 2008.

[11] M. Gräber, “Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen,” TU Braunschweig, 2013.

[12] H. G. Bock, *Randwertproblemmethoden zur Parameteridentifizierung in Systemen nichtlinearer Differentialgleichungen*. Universität Bonn, 1987.

[13] J. Albersmeyer and M. Diehl, “The lifted Newton method and its application in optimization,” *SIAM J. Optim.*, vol. 20, no. 3, pp. 1655–1684, 2010.

[14] L. Biegler, “An overview of simultaneous strategies for dynamic optimization,” *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 46, no. 11, pp. 1043–1053, Nov. 2007.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[15] I. Bauer, “Numerische Verfahren zur Lösung von Anfangswertaufgaben und zur Generierung von ersten und zweiten Ableitungen mit Anwendungen bei Optimierungsaufgaben in Chemie und Verfahrenstechnik,” Universität Heidelberg, 1999.

[16] J. Albersmeyer, “Adjoint based algorithms and numerical methods for sensitivity generation and optimization of large scale dynamic systems,” Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg, 2010.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Co-Simulationsmethoden für das thermische Management von Gesamtfahrzeugen bei Betrachtung dynamischer Fahrzyklen

Dr.-Ing. **Carsten Brodbeck**, Ing.-Inf. **Pascal Bayrasy**,
Fraunhofer Institut SCAI, Sankt Augustin

Kurzfassung

Neben den bereits etablierten stationären thermischen Simulationen für Gesamtfahrzeuge rückt die Bestimmung von transienten Temperaturverteilungen bei dynamischen Fahrzyklen (Rennstrecke, Bergfahrt, etc.) mehr in den Fokus der Aufmerksamkeit. Eine komplette transiente Simulation dieser dynamischen Vorgänge ist zweifellos die genaueste Methode, jedoch bei der Größe der Modelle auch mit langen Rechenzeiten verbunden. Im Hinblick auf die Reduzierung des Rechenaufwandes wurden in der Literatur verschiedene Methoden vorgeschlagen, die hauptsächlich auf einer quasi-transienten Vorgehensweise basieren. Im Rahmen der vorliegenden Arbeiten wurde ein vereinfachtes Testmodel erzeugt und verschiedene Kopplungsmethoden, die das dynamische Verhalten abbilden sollen, wurden darauf angewendet. Die Ergebnisse werden mit gekoppelten volltransienten Simulationsergebnissen verglichen. Als Simulationssoftware wurde STAR-CCM+ (Strömung), TAITherm (Strahlung und Wärmeleitung in der Struktur) und MpCCI (Kopplung) eingesetzt.

Abstract

In addition to well-established steady state thermal simulations for full vehicles the prediction of the temperature distribution in space and time for dynamic driving cycles (e.g. race track, uphill driving, etc.) comes to the center of attention. An entire transient simulation of these sequences is most accurate but also associated with high computation times. In order to reduce the computational effort several methods have been proposed in literature in which most of them quasi-transient approaches are applied. In the scope of this work a reduced test model was created and several methods to account for a dynamic driving cycle (race track) were applied and the results are compared with fully transient coupled solutions. As simulation software STAR-CCM+ (fluid flow), TAITherm (radiation and solid heat conduction) and MpCCI (coupling) were used.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Problemstellung

Die Simulation von stationären Bauteiltemperaturen von Kraftfahrzeugen ist ein etablierter Vorgang in der Entwicklung in der Automobilindustrie. In letzter Zeit hat die Vorhersage der Temperaturverteilungen bei der Betrachtung von dynamischen Fahrzyklen mehr an Bedeutung gewonnen. Neben dem Vorgehen in dem ein einziger Simulationscode für die Konvektion, Wärmeleitung (auch im Festkörper) und Strahlung eingesetzt wird, werden durchaus noch Methoden eingesetzt bei denen ein CFD-Simulationscode mit einer auf Wärmevorgänge spezialisierten Software wie TAITherm von Thermoanalytics gekoppelt wird. Im vorliegenden Fall wird eine Co-Simulation von STAR-CCM+ und TAITherm mittels der Kopplungssoftware MpCCI betrachtet. Betrachtet man die Simulation von dynamischen Fahrzyklen, so ist die kontinuierliche volltransiente Kopplung, in der beide Programme eine schwach gekoppelte Lösung anstreben durchaus möglich. Jedoch wurde bei verschiedenen Automobilherstellern deutlich, dass diese Vorgehensweise zwar mit einer hohen Genauigkeit der Lösung verbunden ist, aber gleichzeitig abhängig von der Modellgröße mit sehr hohen Rechenzeiten einhergeht. Aus diesem Grund wurden von einigen Automobilherstellern neue Verfahren entwickelt, in denen ein quasi-transienter Ansatz angewandt wird. Dabei wird TAITherm transient eingesetzt und der CFD Code in einem stationären Ansatz eingebunden. Damit auch die Konvektion in einer zeitabhängigen Weise berücksichtigt werden kann, müssen kontinuierlich aktualisierte evtl. im Voraus simulierte Strömungsergebnisse zu definierten Zeitpunkten mit definierten Randbedingungen in den Kopplungsprozess integriert werden. Disch [1] schlägt hierfür das Ankoppeln von stationären Strömungssimulationen in eine transiente Simulation der Strahlung und Bauteilwärmeleitung zu definierten Zeitintervallen vor, während in den Arbeiten von Haehndel et. al. [2], [3] und [4] im Voraus erstellte teilweise stationär gekoppelte Simulationsergebnisse für die Konvektion in einer transienten TAITherm-Simulation als Randbedingung zu charakteristischen Zeitpunkten eingebunden werden. Hierbei können die Konvektionsdaten zwischen diesen diskreten Zeitpunkten interpoliert werden. Als Referenz für die Bewertung beider Methoden wird eine komplett transient gekoppelte Simulation herangezogen.

2. Simulationsansätze für die thermische Simulation bei dynamischen Fahrzyklen

Die in der Problemstellung beschriebenen Vorgehensweisen für die thermische Simulation bei dynamischen Fahrzyklen werden auch in den vorliegenden Untersuchungen eingesetzt und sind in der folgenden Abbildung (Bild 1) verdeutlicht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

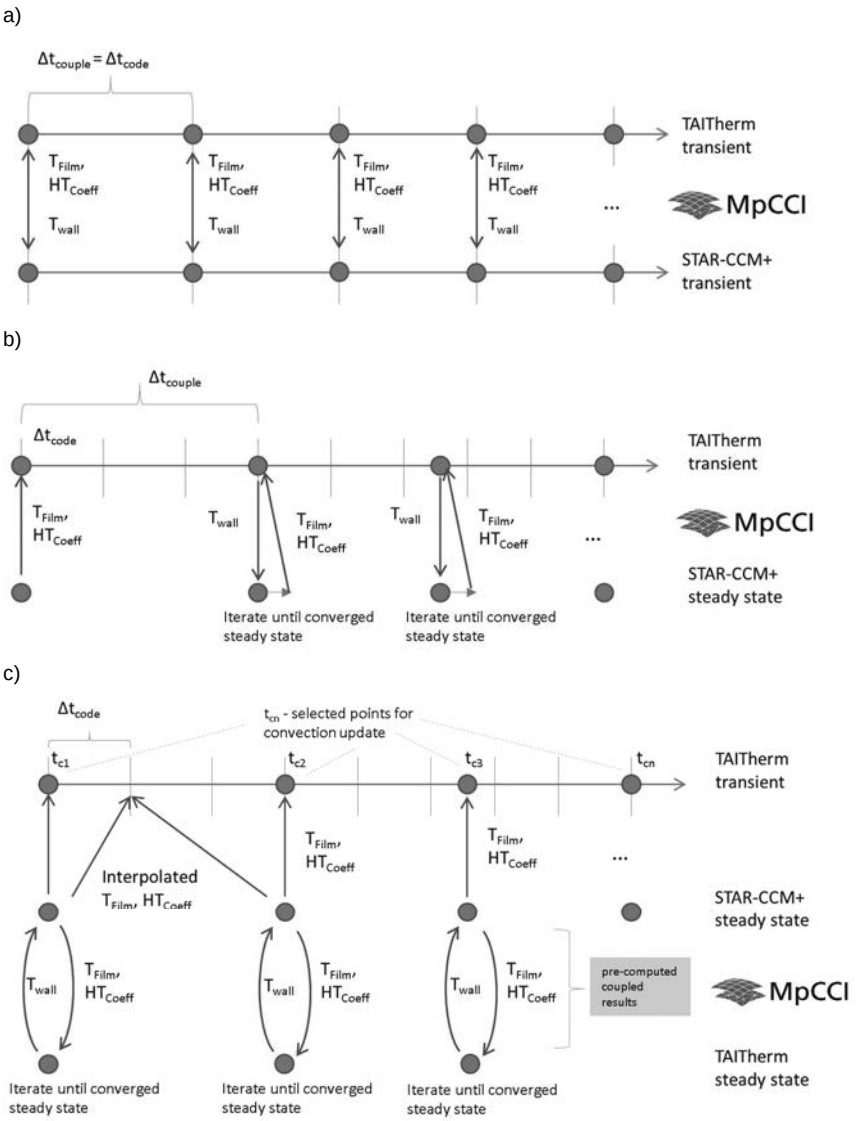


Bild 1: Simulationsansätze für die transiente Berechnung von Temperaturverteilungen bei dynamischen Fahrzyklen, a) volltransiente Kopplung (FUTRANS), b) quasi-transient nach [1] (DIQUTRANS) und c) quasi-transient nach [2] (HAQUTRANS)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei der volltransienten Simulationsmethode (Bild 1a) wurde eine parallele Kopplung eingesetzt, die aufgrund eines größeren Zeitversatzes der gekoppelten Daten etwas ungenauer als die serielle Kopplung ist, jedoch eine deutlich kürzere Rechenzeit besitzt, da beide Simulationscodes gleichzeitig rechnen können. Sämtliche zeitabhängigen Randbedingungen werden berücksichtigt. Bei der quasi-transienten Vorgehensweise in Bild 1b nach [1] wird nach definierten Zeitintervallen $\Delta_{tcouple}$ eine neue Strömungssimulation mit zu diesem Zeitpunkt geltenden Randbedingungen als Kopplungspartner für die TAITherm-Simulation eingehängt. Die Strömungssimulation wird dabei mit den aktuellen Wandtemperaturen versehen und dann stationär ausiteriert. Anschließend werden die Konvektionsdaten (Wärmeübergangskoeffizient, Filmtemperatur) für die nun fortgesetzte transiente TAITherm-Simulation verwendet. Im dritten Simulationsverfahren (Bild 1c) werden zu definierten Zeitpunkten stationär gekoppelte Lösungen erstellt und in TAITherm als Konvektionsrandbedingungen hinterlegt. Bei gleichen Randbedingungen zu verschiedenen Zeitpunkten können diese Daten auch mehrmals verwendet werden. Beispielsweise werden bei Haehndel [3] 12 verschiedene Fahrgeschwindigkeiten identifiziert, die bei ca. 30 Zeitpunkten teilweise wiederholend eingesetzt werden. Die transienten Randbedingungen, der Abgasanlage (Abgastemperatur, Abgasmassenstrom) sind jedoch bei sich wiederholenden Fahrgeschwindigkeiten nicht zwingend identisch. Bei der Auswertung der Ergebnisse wird nochmal näher auf diese Problematik eingegangen. Im Folgenden werden die in Bild 1 beschriebenen Verfahren über die Abkürzungen FUTRANS (Bild 1a), DIQUTRANS (Bild 1b) und HAQUTRANS (Bild 1c) referenziert.

3. Beschreibung des Rechenmodells

Die Untersuchungen wurden aus Rechenzeitgründen an einem reduzierten Fahrzeugmodell mit Abgasanlage, Abschirmbleche, Unterboden, Antriebswelle, Achsstück ähnlich wie in [2] durchgeführt (Bild 2). Dabei wurde das Modell aus einem Gesamtfahrzeugmodell von BMW extrahiert und teilweise vereinfacht. Stromabwärts der Abgasanlage wurde ein kleines Stück der Hinterachse ohne Festkörperanbindung an das restliche Modell eingesetzt (s. Bild 2 – Messpunkt P_AXLE), um den Extremfall eines wärmeleitungsunabhängigen hauptsächlich durch Konvektion aufgeheizten bzw. abgekühlten Bauteils zu berücksichtigen. Die Abgasanlage des TAITherm-Modells wurde mit sieben Fluidknoten verbunden, wobei eine zeitlich abhängige Abgastemperatur und ein zeitlich abhängiger Abgasmassenstrom ähnlich wie in [2] (Race-Track) angesetzt wurden (Bild 3).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

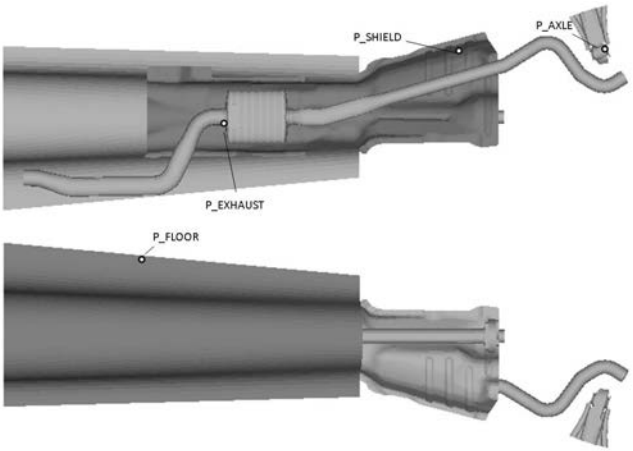


Bild 2: Vereinfachtes Rechenmodul (Unter- und Draufsicht) mit Kennzeichnung der Auswertepunkte

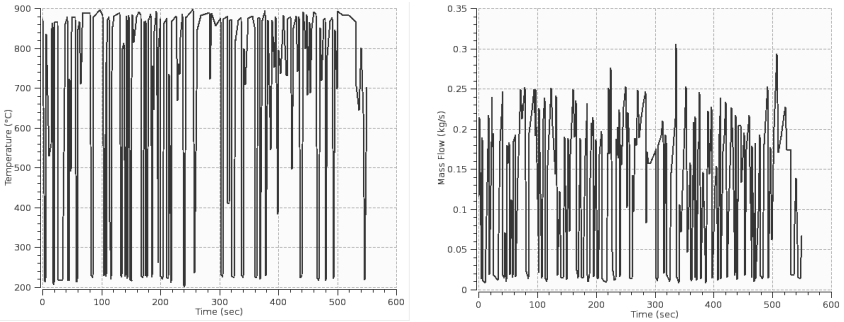


Bild 3: Race Track Abgastemperatur- und Abgasmassenstromprofil im TAITherm-Modell ähnlich wie in [2]

Die Fahrgeschwindigkeiten wurden aus [3] entnommen und für die Rechnungen FUTRANS und DIQUTRANS wurde die tatsächliche Fahrgeschwindigkeit (Bild 4 - Effective Transient) und für HAQUTRANS die geglättete Fahrgeschwindigkeit an den diskreten Punkten (Bild 4 - Damped Transient Discrete) verwendet. Die Methoden zur Glättung der Fahrgeschwindigkeiten werden in [2] und [3] näher beschrieben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

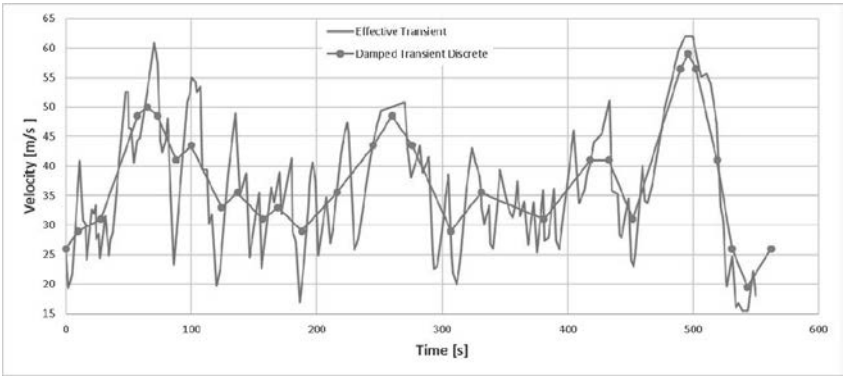


Bild 4: Tatsächliche und geglättete Fahrgeschwindigkeit nach [3]

In der vorliegenden Arbeit wurde aus Rechenzeitgründen nur eine Runde des Rennstreckenprofils simuliert. Als Startbedingung wurde eine stationäre gekoppelte Lösung bei v=26m/s gewählt. Die Einströmtemperatur in STAR-CCM+ beträgt 80 °C. Das STAR-CCM+ Modell wurde mit einem Trimmed Mesh mit 1.85 mio. Volumenzellen und das TAITherm mit 36895 Schalenelementen und 27224 Tetraederelementen vernetzt.

4. Ergebnisse

Zunächst wurden zwei transiente Simulationen mit einem Zeit- und Kopplungsschritt von 1.0s und 0.5s erstellt (Bild 1a - **FUTRANS**). Die Abweichungen zwischen den Temperaturverteilungen (Bild 5) sind gering. Auf dem abgetrennten Achsstück (P_AXLE) und dem Hitzeschild (P_SHIELD) sind leichte Unterschiede der Temperaturen zu erkennen. Für dieses Beispiel ergibt ein kleinerer Zeitschritt keine wesentliche Erhöhung der Genauigkeit.

In Bild 6 sind die Ergebnisse der Simulationsmethode nach [1] (Bild 1b - **DIQUTRANS**) dargestellt. Wie zu erwarten liegen die Temperaturen bei einer häufigeren Kopplung (tc=10s) näher an der gekoppelten volltransienten Lösung. Im Großen und Ganzen erfasst die Lösung mit tc=10s die transiente Verteilung recht gut, aufgrund der diskreten Kopplung kommt es allerdings gelegentlich zu Verschiebungen der Kurven bzw. manche Ausschläge der Temperatur werden unter- oder überschätzt. Der Zeitschritt in TAITherm wurde jeweils auf Δt_{code} = 0.5s gesetzt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

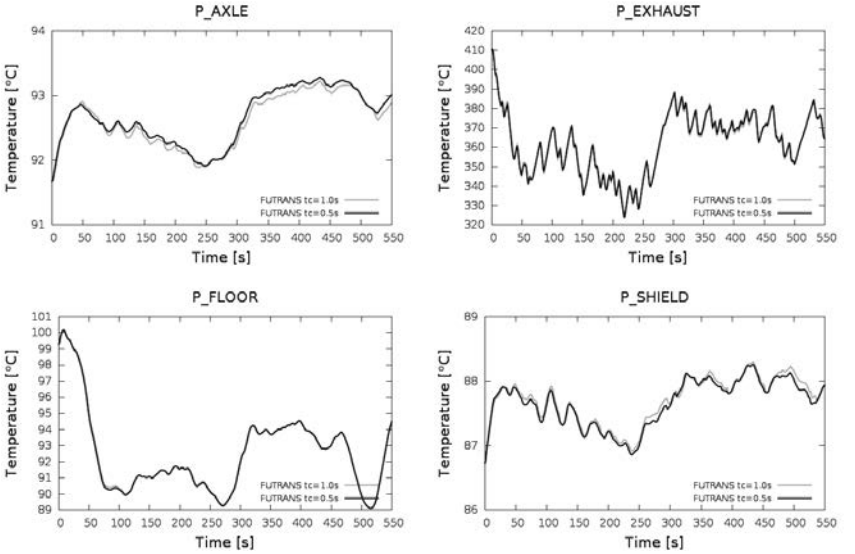


Bild 5: Vergleich der volltransienten Simulationen (FUTRANS) für zwei Zeitschrittweiten

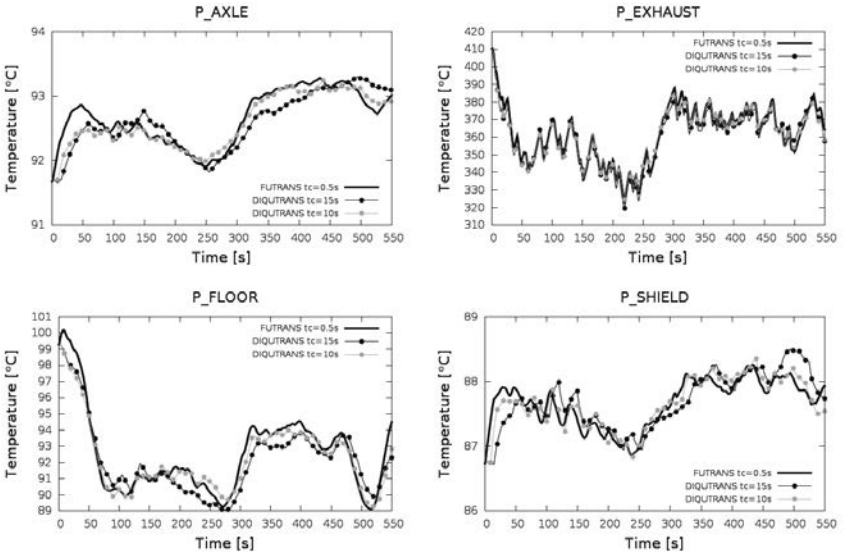


Bild 6: Vergleich der quasi-transienten Simulationen mit einer Aktualisierung der Konvektion alle 10s und 15s (DIQUTRANS) mit der volltransienten Simulation (FUTRANS)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Simulationsergebnisse mit der Methode nach [3] (Bild 1c – **HAQUTRANS**) sind in Bild 7 dargestellt. Bei diesen Simulationen wurden für 12 Anströmgeschwindigkeiten Konvektionsdaten aus nicht-gekoppelten Strömungssimulationen mit adiabaten Wänden (HAQUTRANS cold) und aus stationären Kopplungen mit TAITherm für eine transiente Analyse in TAITherm (Δt_{code} = 0.5s) erstellt und nach Bild 4 für 35 Geschwindigkeitszustände im Zeitraum von 550s verwendet. Betrachtet man gleiche Anströmgeschwindigkeiten zu unterschiedlichen Zeiten, so stellt man fest, dass die Randbedingungen für die Abgastemperatur und den Abgasmassenstrom nicht zwingend identisch sind. Aus diesem Grund wurden verschiedene Vorgehensweisen implementiert, wobei konstante Abgaswerte im mittleren (HAQUTRANS medium) und höheren Bereich (HAQUTRANS warm) für die stationären Kopplungen eingesetzt wurden. Zudem wurde für jeden der 35 Geschwindigkeitszustände jeweils stationäre Kopplungen mit den zu diesem Zeitpunkt vorliegenden Abgaszuständen erstellt (HAQUTRANS exact) und für die transiente TAITherm Simulation im CFD-Manager eingesetzt. In den dabei durchgeführten TAITherm Simulationen werden zwischen den Konvektionsdatenstützstellen die Werte interpoliert. Eine Mischung von Konvektionsdaten abhängig von einer Erhöhung oder Verringerung der Fahrgeschwindigkeit wie in [2] wurde hier nicht durchgeführt. Man erkennt deutlich in Bild 7, dass die Konvektionsdaten aus der Simulation HAQUTRANS warm und HAQUTRANS exact die Ergebnisse liefern, die am besten den gekoppelten volltransienten Temperaturverlauf annähern. Die kalten Konvektionsdaten liefern das schlechteste Ergebnis. In den vorliegenden Untersuchungen waren die Temperaturverläufe mit den kalten Konvektionsdaten deutlich niedriger als in [2].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

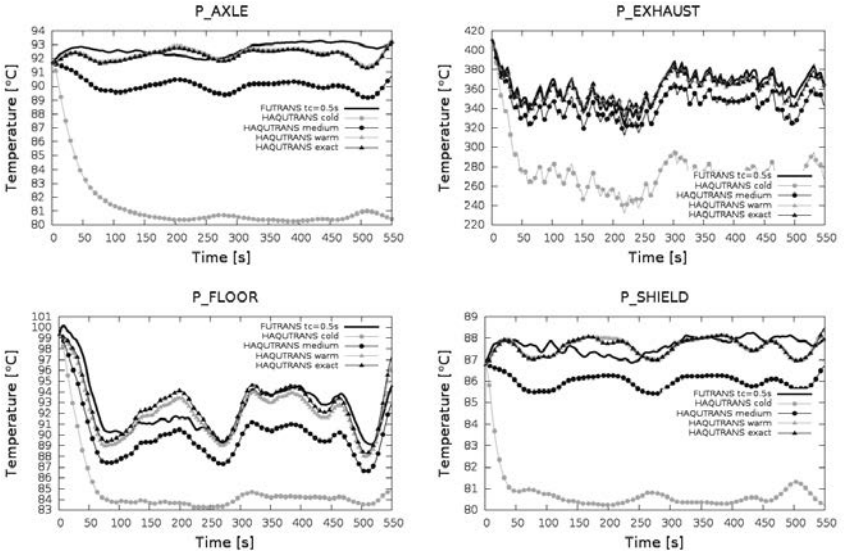


Bild 7: Vergleich der quasi-transienten Simulationen mit Konvektionsdaten aus stationär vorgekoppelten Simulationen (HAQUTRANS) mit der volltransienten Simulation (FUTRANS)

Vergleicht man die Lösungen von DIQUTRANS und HAQUTRANS in Bild 8 mit der volltransienten Kopplung so erkennt man, dass die Ergebnisse mit DIQUTRANS besser mit den gekoppelten volltransienten Ergebnissen übereinstimmen, jedoch die Rechenzeiten (Tabelle 1) für diesen Fall auch ungefähr doppelt so hoch sind.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

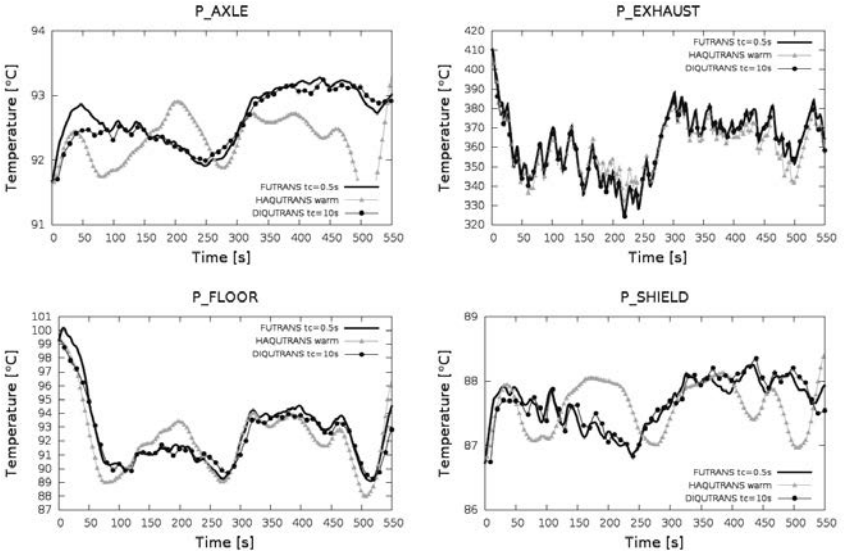


Bild 8: Vergleich der genauesten quasi-transienten Simulationsergebnisse von DIQUTRANS, HAQUTRANS und FUTRANS

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

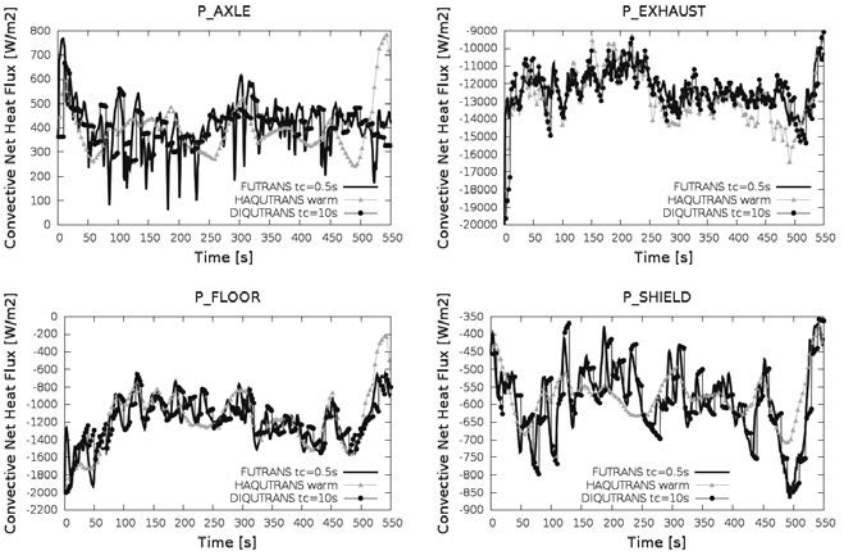


Bild 9: Konvektiver Nettowärmefluss an den Auswertepunkten

Bei einem Vergleich des konvektiven Nettowärmeflusses an den Auswertepunkten (jeweils ein Dreieckselement) erkennt man die bessere Approximation des DIQUTRANS-Verfahrens. Besonders das durch Konvektion erwärmte Achsstück (positiver Wärmefluss) zeigt eine hohe Empfindlichkeit bezüglich des Simulationsverfahrens (vgl. Bild 8). Die Approximation der Temperatur auf dem Bodenblech (P_FLOOR) ist bei beiden Verfahren recht gut, jedoch zeigt sich auf dem Hitzeschild (P_SHIELD) ein ursächlich ungeklärtes abweichendes Verhalten des HAQUTRANS-Verfahrens. Grundsätzlich sollte man jedoch beachten, dass die zeitlichen Temperaturschwankungen auf dem Hitzeschild über den gesamten Zeitraum relativ gering sind.

Bei sämtlichen Simulationsansätzen sollten die Rechenzeiten im Auge behalten werden, da man sich bedingt durch die benötigte Anzahl an Iterationen für eine Konvergenz der stationären Lösungen in STAR-CCM+ schnell den volltransienten Rechenzeiten annähert. In der Tabelle 1 sind die ungefähren Rechenzeiten bei 36 parallelen STAR-CCM+ und 2 parallelen TAITherm Prozessen (Intel Xeon Prozessor E5-2660) dargestellt. Für die stationären Lösungen wurden 500 Iterationen in STAR-CCM+ durchgeführt. In komplexeren Modellen könnten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hier auch wie in [1] 1000 Iterationen benötigt werden. In den transienten STAR-CCM+ Simulationen wurden pro Zeitschritt 50 Subiterationen angesetzt.

Tabelle 1: Rechenzeiten

Simulationstyp	**Rechenzeit [Stunden]**
FUTRANS tc=0.5s	12.0
FUTRANS tc=1.0s	6.5
DIQUTRANS tc=10s	6.5
DIQUTRANS tc=15s	5.0
HAQUTRANS 12 Zustände	3.0
HAQUTRANS 35 Zustände	7.0

5. Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden zwei verschiedene quasi-transiente Simulationsverfahren auf ein Testmodell angewandt und mit gekoppelten volltransienten Simulationsergebnissen verglichen. Im Verfahren DIQUTRANS nach [1] werden nach bestimmten Zeitintervallen stationäre STAR-CCM+ Lösungen mit aktueller Fahrgeschwindigkeit und aktuellen Wandtemperaturen aus einer transienten TAITherm Simulation erzeugt und im folgenden Zeitintervall als konvektive Randbedingung in der transienten TAITherm Rechnung verwendet. Ein Vergleich der Temperaturverläufe für vier Auswertepunkte auf der Geometrie zeigte eine gute Übereinstimmung mit gekoppelten volltransienten Simulationen. Im Verfahren HAQUTRANS nach [2] werden zu charakteristischen Zeitpunkten abhängig von der Fahrgeschwindigkeit stationär gekoppelte (STAR-CCM+, MpCCI, TAITherm) Ergebnisse erzeugt, wobei die damit erhaltenen Konvektionsdaten in einer transienten TAITherm Simulation verwendet werden. Bei Mehrfachverwendung der Konvektionsdaten bei gleichen Fahrgeschwindigkeiten war es nicht eindeutig welche Randbedingungen für den Fluidstrom der Abgasanlage verwendet werden sollen. Die Ergebnisse des HAQUTRANS Verfahrens entsprachen nicht für alle Auswertepunkte der Genauigkeit aus dem DIQUTRANS Verfahren, jedoch waren die Rechenzeiten deutlich geringer.

Fortführend sollen weitere Testmodelle erstellt und mit den vorliegenden Verfahren analysiert werden. Des Weiteren soll die Kopplungssoftware MpCCI derart angepasst und erweitert werden, dass Simulationen mit den DIQUTRANS und HAQUTRANS Verfahren unkomplizierter, automatisierter und effizienter durchgeführt werden können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Literatur

[1] Disch, M., „Numerische und experimentelle Analyse von instationären Lastfällen im Rahmen der thermischen Absicherung im Gesamtfahrzeug“, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016

[2] Haehndel, K., Pere, A., Frank, T., Christel, F. et al., „A Numerical Investigation of Dampening Dynamic Profiles for the Application in Transient Vehicle Thermal Management Simulations", SAE Technical Paper 2014-01-0642, 2014

[3] Haehndel, K., Frank, T., Christel, F., and Abanteriba, S., „An Innovative Approach to Race Track Simulations for Vehicle Thermal Management," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(3):2013

[4] Haehndel, K., Timmis, R., „Temperature Influence on Aerodynamic Simulations: Steady State to Race-Track Applications”, Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, Proceedings of the 10th FKFS-Conference, 2015

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Konzipierung eines Abwärmenutzungssystems für einen Omnibus im Hinblick auf transiente Randbedingungen

Philipp Petr, Dr.-Ing. Prof. Dr.-Ing. **Jürgen Köhler**,
TU Braunschweig, Institut für Thermodynamik;
Christian Schulze,
TLK-Thermo GmbH, Braunschweig

Kurzfassung

In Kraftfahrzeugen wird gut zwei Drittel der chemisch im Kraftstoff gebundenen Energie als Abwärme über den Abgasstrang größtenteils ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Vor allem der Abgasmassenstrom verfügt über einen großen Exergieanteil, der sich bspw. über einen Organic Rankine Cycle (ORC) wieder in nutzbare Energie umwandeln lässt. Bei der Konzipierung und dem Betrieb eines ORC im Fahrzeug müssen, im Gegensatz zum bereits bewährten Einsatz in Großanlagen, Anforderungen durch den stark transienten Betrieb und starke Wechselwirkungen mit anderen komplexen Teilsystemen berücksichtigt werden.

Um den Nutzen des Abwärmenutzungssystems zu maximieren, müssen drei Bausteine zusammenhängend optimiert werden: Systemparameter für einen energie- und kostenoptimalen Betrieb, energieoptimale Betriebsstrategien unter Berücksichtigung wechselwirkender Energiesysteme und führungsgenaue, robuste Regler zur Umsetzung der Betriebsstrategie. Am Institut für Thermodynamik der TU Braunschweig wird zusammen mit der TLK-Thermo eine Werkzeugkette entwickelt, mit deren Hilfe alle Bausteine übergreifend im Hinblick auf den transienten Betrieb optimiert werden können.

Einhergehend mit der Werkzeugkette wird ein gesamtheitlich optimiertes Konzept eines Abwärmenutzungssystems für einen Omnibus entwickelt und simulativ bewertet. Für diverse Zyklen und virtuelle Testfahrten konnten Kraftstoffverbrauchseinsparungen zwischen 5.6 bis 8.0 % ermittelt werden.

Abstract

In internal combustion engines, only a small part of the fuel's chemical energy is transformed into mechanical energy. The residue is mainly wasted as thermal energy via the cooling system or as exhaust gas into the environment. In particular, the exhaust gas still has a high exergetic potential, which can be converted into mechanical energy by means of an Organic Rankine Cycle (ORC). The recovered energy reduces the amount of mechanical energy pro-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

vided by the combustion engine and therefore reduces the total fuel consumption. The integration and operation of an ORC in a complex energy system such as a motor vehicle affects many other subsystems. Interactions between these systems have to be considered in the design phase as well as for the development of operation and control strategies. The Institute of Thermodynamics at the TU Braunschweig and TLK-Thermo develop a software tool chain for the holistic design of complex thermal systems. By means of this tool chain, a concept of a waste heat recovery system is developed and tested in virtual test drives. The simulated fuel consumption saving potential leads from 5.6 % for the WHVC to 8.0 % for a typical drive from Hannover to Munich.

1. Motivation für eine gesamtheitliche Betrachtung bei der Konzipierung eines Abwärmenutzungssystem für Fahrzeuge

Die Abgastemperaturen bei Omnibussen mit Verbrennungsmotor betragen je nach Fahrzustand und Position im Abgasstrang bis zu ungefähr 600 °C, der Energiegehalt entspricht ca. 1/3 der als Kraftstoff eingesetzten Energie. Obwohl aufgrund der hohen Temperaturdifferenz zur Umgebung ein Großteil dieser Abwärme technisch nutzbar wäre, sind Abwärmenutzungssysteme auf der Basis eines Rankine-Prozesses (ORC) für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor zwar Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkt, jedoch nicht serienreif. Eine Herausforderung bei der Entwicklung sind die zahlreichen Wechselwirkungen mit dem Verbrennungsmotor, den Systemen der Abgasnachbehandlung und abhängig vom Integrationskonzept dem Kühlsystem [1]. Bei der Rückkühlung über das Motorkühlsystem muss berücksichtigt werden, dass dieses bei Nutzfahrzeugen und Bussen am Rande der Auslegungskapazität ist. Eine direkte Einkopplung der gewonnenen mechanischen Energie in den Antriebsstrang kann eine Entlastung der Verbrennungskraftmaschine bewirken, die nachgelagert wiederum die rekuperierte Leistung des ORC mindert. Um eine Entkopplung zu erreichen, wandeln einige PKW-Hersteller die gewonnene mechanische Energie in elektrische Energie um ([1] und [5]). Da diese jedoch häufig die tatsächlich benötigte elektrische Energie im Mittel überschreitet, kann das vollständige Potenzial des Abwärmenutzungssystems nicht ausgeschöpft werden.

Ein Ziel der gemeinsamen Arbeiten am Institut für Thermodynamik und der TLK-Thermo ist die Erforschung und Entwicklung eines neuartigen Verfahrens zur energetischen Optimierung komplexer und dynamischer thermischer Systeme, das durch die Allgemeingültigkeit auf andere thermische Energiesysteme übertragbar ist. Anhand des Verfahrens sollen alle drei Bausteine der energetischen Optimierung abgedeckt sein: Den ersten Baustein bilden Sensitivitätsanalysen, die den Einfluss von Systemparametern auf die Systemdynamik und

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die bestmögliche Energieeffizienz eines Gesamtsystems quantifizieren. Der nächste Baustein dient der Ermittlung von Betriebsstrategien, welche die beste Energieeffizienz für ein gegebenes System ermöglichen. Der dritte Baustein, die zu entwerfenden modellbasierten und somit führungsgenauen Regelungen, gewährleistet eine bestmögliche Umsetzung der zuvor ermittelten Betriebsstrategien (Bild 1).

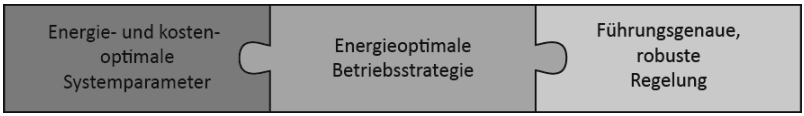


Bild 1: Drei Bausteine zur Optimierung komplexer, dynamischer thermischer Systeme

Das Verfahren wird unter anderem am Beispiel eines Abwärmenutzungssystems mittels eines Rankine-Prozesses für einen Omnibus entwickelt. Das Prinzip und die Nomenklatur des hier betrachteten Rankine-Prozesses ist verkürzt in Bild 2 dargestellt. Für weiterführende Erläuterungen zu Abwärmenutzungssystemen in Kraftfahrzeugen werden die Veröffentlichungen [1] bis [4] empfohlen. Publikationen, die auf das dynamischen Verhalten eines Rankine-Prozesses im Fahrzeug eingehen, sind bspw. [5] bis [8].

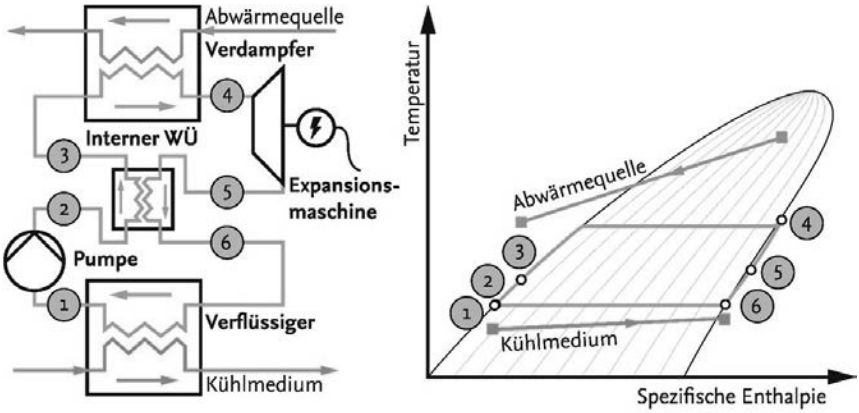


Bild 2: Links: Schema und Nomenklatur des betrachteten Rankine-Prozesses.
Rechts: Schematische Darstellung des Prozesses im T-h-Diagramm.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Entwicklung einer Werkzeugkette für die gesamtheitliche Konzipierung und Bewertung des Abwärmenutzungssystems

Der Kern der Werkzeugkette lässt sich am FMI-Standard (Functional Mockup Interface) [9] verdeutlichen, mit dessen Hilfe Modelle aus einer Simulationsumgebung wie Modelica/Dymola, Modelica/SimulationX oder auch Matlab Simulink exportiert und an anderer Stelle verwendet werden können. Der Standard bietet sowohl eine Gleichungssystem- (Model-Exchange), als auch eine Kosimulationsschnittstelle (CoSimulation) an.

Der FMI-Standard bietet die Möglichkeit, ein Modell aus einer Simulationsumgebung zu exportieren, um sie in einer anderen Simulationsumgebung zu verwenden. Eine besondere Stärke ist jedoch, dass FMUs (Functional Mockup Units) aus unterschiedlichen Quellen genutzt und miteinander verbunden werden können. Die Entwicklung eines Teilsystems kann in Matlab Simulink erfolgen, während ein anderes Teilsystem beispielsweise in Modelica entwickelt wird. Je nach Bedarf und Enge der Kopplung der Subsysteme kann die Kosimulations- oder Gleichungssystemschnittstelle genutzt werden.

Bei der TLK-Thermo wird ein Rahmenwerk (MoBA Lab) entwickelt, in dem man FMUs verschiedener Quellen verbinden kann. Dabei sind unterschiedliche Versionen des Standards und FMUs vom Typ ModelExchange oder auch CoSimulation beliebig kombinierbar. Neben FMI verfügt das Rahmenwerk noch über weitere proprietäre Modellschnittstellen. Um die Ein- und Ausgangssignale zusammenzufassen, können sog. Konnektoren zu verwendet werden. Systeme können objektorientiert und polymorph im XML-Format abgelegt werden. Es stehen auch erweiterte Möglichkeiten zu mathematischen Analyse der Modelle (Zeitkonstanten, etc.), Heuristiken zur Reglerauslegung, Anbindungen zur Lösung von Optimalsteuerungsproblemen [10] sowie automatisierte Abarbeitung von Simulationsaufträgen zur Verfügung.

3. Beschreibung des Gesamtfahrzeugmodells und Analyse von Abwärmequellen

Mit Hilfe der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Werkzeugkette werden die notwendigen Teilmodelle zu einem thermischen Längsdynamik-Gesamtfahrzeugmodell eines typischen Reisebusses miteinander verbunden. Die einzelnen Teilmodelle und deren energetische Kopplung sind in Bild 3 dargestellt. Die einzelnen Teilmodelle sind in der Programmiersprache Modelica aufbauend auf der TIL-Modellbibliothek entwickelt worden. Diese und wichtige Randbedingungen werden in aller Kürze im Folgenden entsprechend der Publikation [11] beschrieben:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis: Teilmodell zur Abbildung der Fahrzeuglängsdynamik in einem Einspurmodell. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird mit Hilfe eines Fahrermodells mit den Stellgliedern Gaspedalstellung, Gangzahl und Kupplungsstellung, sowie Bremspedalstellung geregelt. In der Berechnung des Kraftstoffverbrauchs werden die translatorischen und rotatorischen Widerstände und Trägheiten des Antriebsstrangs, des Fahrzeugs sowie die Zusatzlasten der Nebenverbraucher berücksichtigt.

Klima-Regelgerät: Modell mit Implementierung der herkömmlichen Regelungs- und Steuerungsstrategien für die Omnibusklimatisierung. Hierzu zählen primär die Regelungen der Heizkreisventile für die Heizungswärmeübertrager und der Konvektoren ebenso wie die Steuerung der Umluftluftklappen, der Verflüssiger- und Verdampfergebläse sowie die Steuerung der Heizkreiswasserpumpen und des Zusatzheizgeräts.

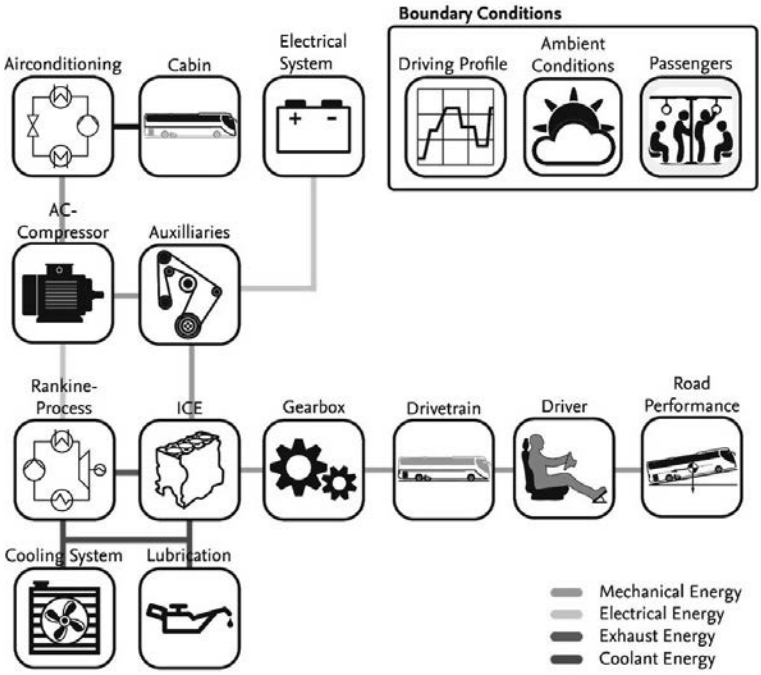


Bild 3: Schema des thermischen Längsdynamik-Gesamtfahrzeugmodell eines typischen Reisebusses. Die Kopplung der Teilsysteme über diverse Energieströme bedingen Wechselwirkungen, die bei der Konzeptionierung des Abwärmenutzungssystems zu berücksichtigen sind.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Elektrisches Bordnetz: Berücksichtigung der Zusatzlast durch die elektrischen Verbraucher im Fahrzeug, wie beispielsweise die Verflüssiger- und Verdampfergebläse, der Heizkreiswasserpumpen sowie der Beleuchtungsanlage und sonstiger elektrischer Grundlasten.

Motorkühl- und Heizkreislauf: Modell des thermo-hydraulischen Netzwerks vom zentralen Motorkühlkreislauf und angeschlossenem Heizungskreislauf. Abgebildet sind unter anderem die Haupt- und Heizkreiswasserpumpen, ein thermisches Motormodell, der Hauptwasserkühler, die Heizungswärmeübertrager, Konvektoren und Regelventile.

Fahrzeuginnenraum: Teilmodell zur Bilanzierung der eingebrachten Wärme und Feuchte in das Innenraumluftvolumen unter Berücksichtigung von Wärme- und Stofftransportbeziehungen. Behandlung des konvektiven Wärmeübergangs, Wärmeübertragung durch Strahlung und Wärmedurchgang in den Fahrzeugkabinenwänden und Scheiben sowie die durch die Kabinenscheiben transmittierte Strahlung in den Innenraum. Ebenso werden sowohl Einbauten, beispielsweise Sitze, als auch Personen, die sich im Fahrzeuginnenraum befinden, in der Bilanzierung betrachtet

Kältekreislauf: Für die Konzeptbewertungen wird das gegenwärtig eingesetzte System eines R-134a-Kältekreislaufes betrachtet. Der Kältemittelverdichter ist dabei im Fahrzeugheck (Motorraum) verbaut und wird mittels Riemenantrieb von der Verbrennungskraftmaschine angetrieben. Auf dem Dach des Omnibusses befindet sich die Aufdachkompaktanlage mit den Komponenten Verflüssiger, hochdruckseitiger Kältemittelsammler und Aufdach-Verdampfer. Der vordere Bereich des Fahrzeuges ist mit einer Frontbox für die Fahrerplatzklimatisierung ausgerüstet, in der ein weiterer Verdampfer integriert ist. Die Überhitzung wird an beiden Verdampfern mit einem thermostatischen Expansionsventil geregelt.

Abgas und Abgasanlage: Die Abgaszusammensetzung und damit die Wärmekapazität bzw. die Exergie des Abgases ist vom Verbrennungsluftverhältnis Lambda abhängig und wird anhand der stöchiometrischen Verbrennungsgleichung berechnet. Die Stoffeigenschaften werden transient für das aktuell lokal vorliegende Gasgemisch berechnet. Die Abgasanlage wurde vereinfacht als 1-D-Rohrleitung mit Hilfe physikalisch motivierter Modelle mit massenstrom- und stoffabhängigen Wärmeübergangsbeziehungen abgebildet. Die zusätzlichen Wärmeeinträge durch exotherme Reaktionen in Dieseloxidationskatalysator und SCR-System wurden anhand vorliegenden Messdaten eines vergleichbaren Systems approximiert.

Rankine-Prozessmodell: Der Abgaswärmeübertrager, Rohrleitungen, der interne Wärmeübertrager, der Verflüssiger und Volumenausgleichsgefäß wurden über physikalisch motivierte frei parametrierbare Modelle mit Wärmeübergangs- und Druckverlustbeziehungen abgebildet. Die Modelle der Expansionsmaschine und der Pumpe wurden für den ersten Itera-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tionsschritt der Konzipierung mit geschätzten Isentropenwirkungsgraden parametriert. Das hier verwendete Regelungskonzept basiert auf einem Extremwertregler bzw. Führungsgrößengenerator mit einer Kombination aus Vorsteuerung und konventionellen PID-Reglern.
Randbedingungen: Für die Konzeptionierung wird der World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC) und der European Transient Cycle (ETC) zu Grunde gelegt. Weitere Randbedingungen bspw. für die Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums entsprechend [11] eine repräsentative Umgebungstemperatur von 24 °C, eine relative Luftfeuchtigkeit von 60 %, einer solaren Einstrahlung von 500 W/m² bei einer Fahrgastzahl von 28 Personen angenommen. Für detailliertere Beschreibungen wird auf die Veröffentlichungen [12] und [13] verwiesen.

Die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulation des Referenzmodells in verschiedenen Zyklen ermöglichen eine Identifikation und Bewertung der Abwärmequellen- und Senken. Den größten Anteil ungenutzter Exergie weist das Abgas im Hauptabgasstrang auf. Bild 4 zeigt simulierte Abgastemperaturen für den WHVC. Je näher die Positionierung zum Motorauslass, desto höher die Abgastemperatur, desto größer aber auch die Schwankungen. Dies muss bei der Konstruktion der Kreisprozesskomponenten einhergehend mit der Entwicklung der Betriebs- und Regelstrategien berücksichtigt werden.

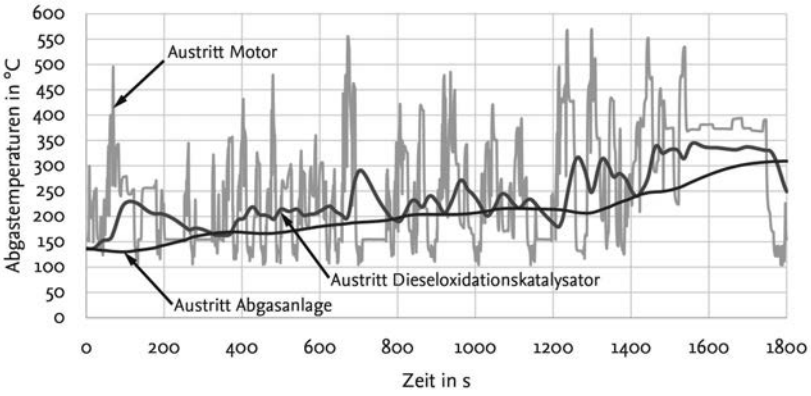


Bild 4: Simulierte Abgastemperaturen an unterschiedlichen Positionen entlang des Abgasstranges über den WHVC

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Einflüsse auf den exergetischen Systemwirkungsgrad des Rankine-Prozesses

Eine wichtige Kenngröße für die Effizienz des Rankine-Prozesses ist der exergetische Systemwirkungsgrad. Er ist das Produkt aus exergetischem Wirkungsgrad des Abgaswärmeübertragers (WÜ) und exergetischem Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses (ORC) an und für sich. Erster beschreibt, wieviel der im Abgas enthaltenen Exergie dem Arbeitsmedium (AM) im Verdampfer übertragen wird, zweiter die Effizienz der Umwandlung der Exergie der Wärme in Nutzenergie.

$$\eta_{System} = \eta_{W\ddot{U}} * \eta_{ORC} = \frac{\dot{E}_{AM,W\ddot{U},zu}}{\dot{E}_{Abgas,W\ddot{U},ein}} * \frac{(P_{Expander} - P_{Pumpe})}{\dot{E}_{AM,W\ddot{U},zu}} = \frac{(P_{Expander} - P_{Pumpe})}{\dot{E}_{Abgas,W\ddot{U},ein}}$$

Der exergetische Systemwirkungsgrad wird sowohl von der Abgastemperatur als auch dem **Eintrittszustand des Arbeitsmediums (Druck und Enthalpie) in die Expansionsmaschine** beeinflusst. Für jede Abgastemperatur gibt es unter Berücksichtigung realer Komponentenverluste und Limitierungen einen (anderen) Eintrittszustand, bei dem der exergetische Wirkungsgrad maximal ist. Erläuternd sind in Bild 5 für eine konstante Abgastemperatur drei verschiedene Eintrittszustand und die in der vorangegangenen Beziehung beschriebenen exergetischen Wirkungsgrade dargestellt.

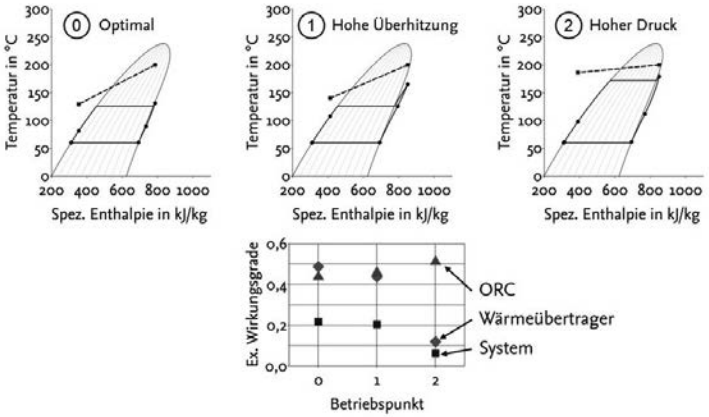


Bild 5: Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade unterschiedlicher Eintrittszustände für eine konstante Abgastemperatur am Beispiel eines Prozesses mit dem Arbeitsmedium Cyclopentan. Hohe Drücke und Überhitzungen verbessern den exergetischen Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses (1 und 2), verringern aber den Betrag der genutzten Abgasexergie derart, dass im Produkt der exergetische Systemwirkungsgrad schlechter wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der optimale Eintrittszustand hängt neben der Abgastemperatur auch von Verlusten in der Expansionsmaschine, in den Wärmeübertragern (Exergieverluste durch Wärmeübertragung, Druckverluste) und in der Pumpe ab. Für die Ausschöpfung des maximalen Rekuperationspotentials ist daher eine Eintrittszustandsanpassung während des transienten Betriebs unabdingbar.

5. Konzeptionelle Integration des Abwärmenutzungssystems und Nutzen einer transienten Anpassung des Eintrittszustands in die Expansionsmaschine

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des exergetischen Systemwirkungsgrades werden die auftretenden Abgastemperaturen anhand ihres Anteils an der Gesamtexergie am Ende der betrachteten Zyklen gewichtet (siehe Bild 6). Vor allem für den WHVC ist ein hoher Exergieanteil auch für ein niedriges Abgastemperaturniveau zu verzeichnen.

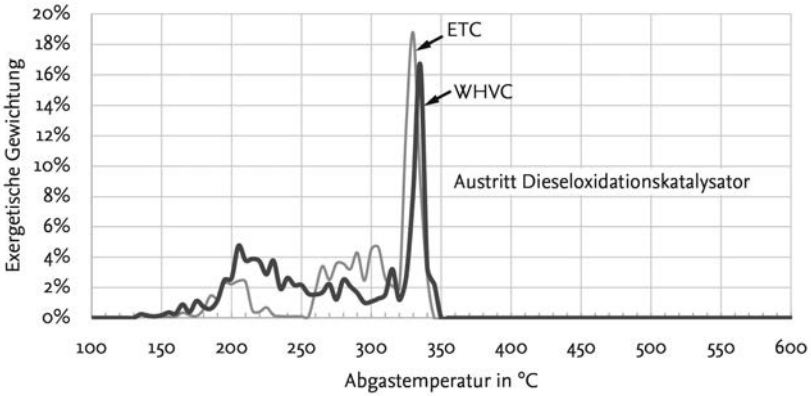


Bild 6: Exergetische Gewichtung auftretender Abgastemperaturen nach dem Dieseloxidationskatalysator für den World Harmonized Vehicle Cycle (WHVC) und den European Transient Cycle (ETC)

Für 32 Arbeitsmedien wurden für drei verschiedene Parametrierungen, fünf verschiedenen Verflüssigungstemperaturen und einem großem Spektrum an Abgastemperaturen Eintrittszustandsoptimierungen durchgeführt und die maximalen Rekuperationsleistungen anhand ihres Auftretens in den Zyklen gewichtet. Als leistungsstarkes Arbeitsmedium über einen großen Betriebsbereich bei einer gewählten Verflüssigungstemperatur von 60 °C wurde Cyclopentan identifiziert, das für die folgenden Untersuchungen zugrunde gelegt wird. Für detaillierte Ergebnisse sei auf [13] verwiesen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

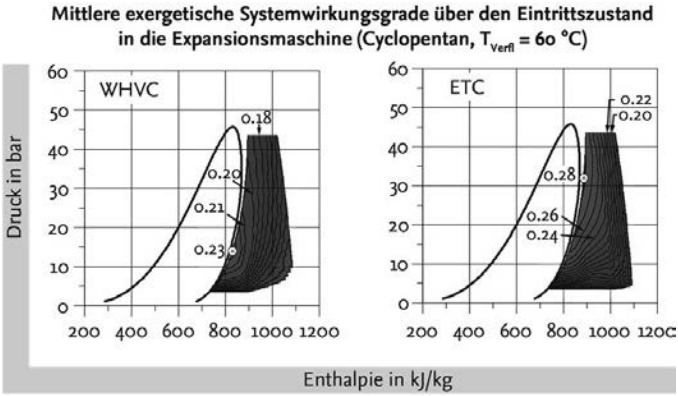


Bild 7: Mittlere Systemwirkungsgrade von Cyclopentan für über den jeweiligen Zyklus konstante Eintrittszustände. Die Lage des jeweiligen Maximums unterscheidet sich deutlich.

Um den Nutzen einer Eintrittszustandsanpassung darzulegen, wird für den WHVC und den ETC ein über den Zyklus konstanter Soll- Eintrittszustand berechnet, der im Mittel die höchsten exergetischen Systemwirkungsgrade erzielt. In Bild 7 ist zu erkennen, dass sich der Soll-Eintrittszustand mit dem im Mittel höchsten Rekuperationspotential je nach Zyklus deutlich unterscheidet. **Im Hinblick auf die Unwägbarkeiten einer Realfahrt und die damit verbundenen hohen Schwankungen von Abgastemperatur und –massenstrom ist die Festlegung lediglich eines Soll-Eintrittszustands für die Auslegung und Regelung des Rankine-Prozesses mit großen Potentialeinbußen verbunden.** Bei einer Anpassung des Eintrittszustands des Arbeitsmediums in die Expansionsmaschine an die jeweils aktuell herrschenden Randbedingungen lässt sich im WHVC bei einer sehr guten Expansionsmaschine der exergetische Systemwirkungsgrad von 0.23 auf 0.28 steigern (siehe Bild 8).

Die Konzipierung des Prozesses beschränkt sich hier alleinig auf die Nutzung der Exergie aus dem Abgasstrang. Für die folgenden Systemsimulationen wurde ein sehr guter Isentropenwirkungsgrad der Expansionsmaschine von 0.75 und eine Soll-Überhitzung von mind. 5 K angenommen. Anhand der Anforderungen durch die variablen Volumenströme- und Drücke am Eintritt wird in einem zukünftigen Arbeitsschritt ein geeignetes, möglicherweise mehrstufiges Expansionsmaschinendesign mit angestrebt konstantem Wirkungsgrad über den angestrebten Betriebsbereich abgeleitet. Die Optimierung erfolgt entsprechend dem Vorgehen in Abschnitt 6.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

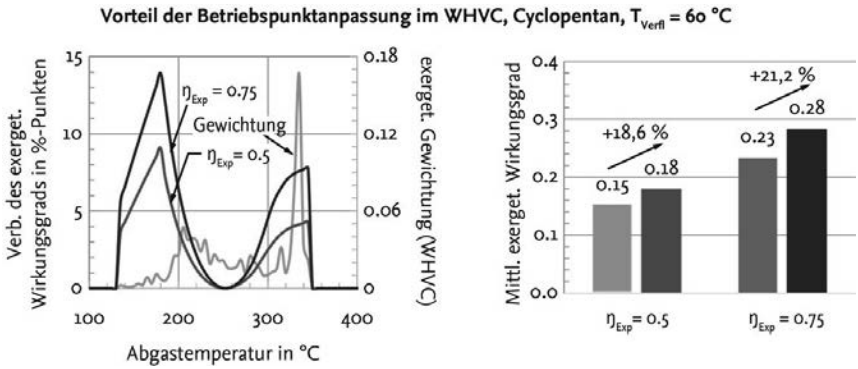


Bild 8: Verbesserungspotential durch eine transiente Eintrittszustandsanpassung für verschiedene Isentropenwirkungsgrade der Expansionsmaschine im WHVC in Abhängigkeit der Abgastemperatur (links) und über den Zyklus gemittelt (rechts)

Da über den Volumenstrom am Expansionsmaschineneintritt der Hochdruck geregelt wird, wird eine direkt mechanische Kopplung der Expansionsmaschine mit der Kurbelwelle nicht in Erwägung gezogen. Die daher über einen Generator erzeugte elektrische Energie wird in diesem Fall an einen hybridisch angetriebenen Klima-Verdichter übertragen, was zur Entlastung des Motor-Riemenantriebmoments beiträgt.

6. Randbedingungen bei der Dimensionierung des Abgaswärmeübertragers für die Optimierung in transienten Simulationen

Sowohl der Eintrittszustand, als auch der Abgasmassenstrom und die –temperatur haben einen starken Einfluss auf die Position der Phasengrenzen und damit die Volumenströme in den einzelnen Rohrabschnitten. Enge Rohrquerschnitte führen zwar bei niedrigen Volumenströmen zu hohen Wärmeübertragungskoeffizienten, bei hohen Volumenströmen aber können hohe Druckverluste Potentialeinbußen verursachen.

In Bild 9 sind charakteristische Werte für den Abgaswärmeübertrager im WHVC dargestellt. Im Teillastbetrieb ist aufgrund des niedrigeren Verdampfungsdrucks im Gegensatz zum Vollastbetrieb ein über den Wärmeübertrager gemittelt höherer Volumenstrom zu verzeichnen, welcher zu höheren Druckverlusten führt. Da der Systemwirkungsgrad im Teillastbetrieb aufgrund physikalisch bedingter Limitierungen bei der Wärmeübertragung (Lage des Pinch-Points) sensitiver auf Druckverluste als im Vollastbetrieb mit höheren Drücken ist, können zu eng gewählte Rohrquerschnitte zu einem unverhältnismäßig ineffizienten Prozess führen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

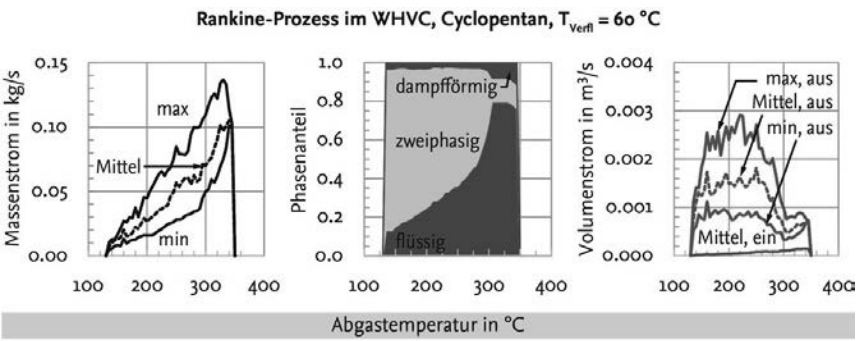


Bild 9: Massenströme, mittlere Phasenanteile und Volumenströme des Arbeitsmediums im Abgaswärmeübertrager über die jeweilige Abgastemperatur für optimierte Eintrittszustände im WHVC (basierend auf 3600 Datenpunkten). Mit zunehmender Abgastemperatur steigt der Anteil der flüssigen Phase im Wärmeübertrager.

Für die maximale Potentialausbeute müssen daher Wärmeübertragergeometrien einhergehend mit einer Eintrittszustandsoptimierung in der transienten Systemsimulation optimiert werden. Dies konnte mit Hilfe der in Abschnitt 2 entwickelten Werkzeugkette realisiert werden. Für Detailinformationen sei hier wiederum auf die Veröffentlichung [13] verwiesen.

7. Verbrauchssenkungspotential des Abwärmenutzungssystems für virtuelle Testfahrten

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Erkenntnisse der Gesamtfahrzeugsimulationen mit optimiertem Prozessdesign und Betriebsstrategie zusammengefasst. Durchgeführt wurden virtuelle Testfahrten im WHVC, im ETC und eine für einen Reisebus typischen Fahrt von Hannover nach München an einem typischen 17. August (vgl. [12]). Einflüsse des Abwärmenutzungssystems auf andere Teilsysteme sind deutlich erkennbar. Durch die Entlastung des Riementriebs durch die Rückspeisung der rekupertierten Leistung am hybridischen Klima-Verdichter verringert sich die Motorlast im WHVC im Schnitt um 6.9 %. Dadurch verringert sich die Abgastemperatur nach Dieseloxidationskatalysator um bis zu 19.7 °C (siehe Bild 10). Diese Rückkopplung führt bei einer nicht gesamtheitlichen Auslegung des Prozesses zu überschätzten Potentialen des Abwärmenutzungssystems. Schlussendlich konnte im WHVC für die untersuchte Konfiguration eine Kraftstoffverbraucheinsparung von 5.6 % ermitteln werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

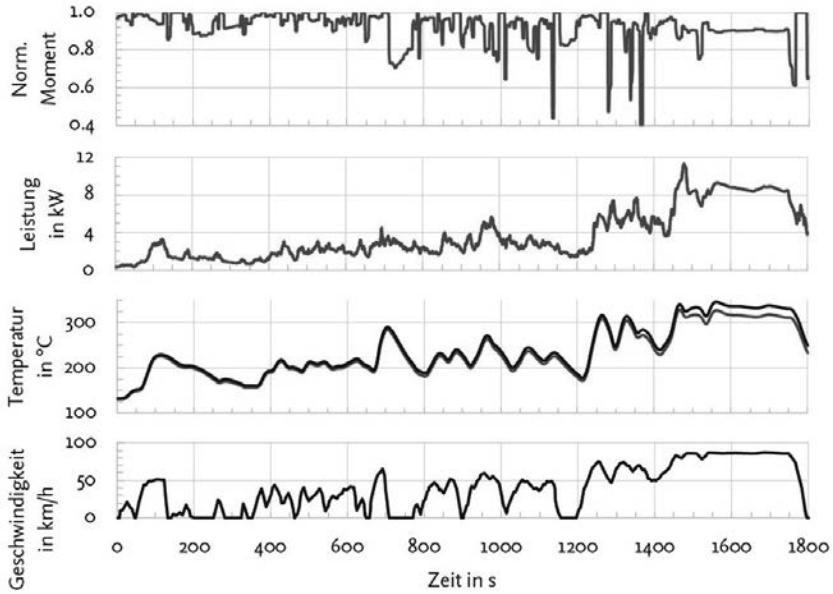


Bild 10: Auszug aus den Gesamtfahrzeugsimulationsergebnissen für den WHVC. Die Verringerung des Motormoments durch die eingekoppelte Leistung des Rankine-Prozesses (hier bis zu 11 kW) liegt im Schnitt bei ca. 6.9 %. Dies führt zu einer Absenkung der Abgastemperatur gegenüber der Referenzfahrt (hier: max. 19.7 °C nach Dieseloxidationskatalysator), welche bei der Konzipierung berücksichtigt werden muss.

Die Gegenüberstellung mit den anderen bewerteten Zyklen zeigt, dass die Kraftstoffverbrauchseinsparung umso höher ist, je größer die Motorlasten sind. Bei dem etwas höherlastigen ETC liegt die Verbrauchseinsparung in der Größenordnung von 6.7 %, bei der beispielhaften Fahrt eines Reisebusses von Hannover nach München in der Größenordnung von 8.0 %.

Danksagung

Teile dieser Publikation sind aus Fördermitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmen des Forschungsprojekts VEOS - Verfahren zur energetischen Optimierung dynamischer thermischer Systeme entstanden (Förderinitiative KMU-Innovativ, Förderkennzeichen 01| LY1502).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] Hartmann, A.: Energie- und Wärmemanagement mit thermischer Rekuperation für Personenkraftwagen, Dissertation, TU Braunschweig, 2014

[2] Franke, A.: Thermische Rekuperation im instationären Betrieb – Ein Beitrag zur Optimierung des Clausius-Rankine- Prozesses zur Wärmerückgewinnung im Kraftfahrzeug. TU Darmstadt, 2016

[3] Sprouse, C., Depcik, C.: Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery, Appl. Therm. Eng.,2013

[4] Körner, J E.: Niedertemperaturabwärmenutzung mittels ORC im mobilen Einsatz, Dissertation, Universität Rostock, 2013.

[5] Horst, T A.: Betrieb eines Rankine-Prozesses zur Abgaswärmenutzung im PKW, Dissertation, TU Braunschweig, 2015.

[6] Espinosa, N., Tilman, L., Lemort, V., Quoilin, S., Lombard, B.: Rankine cycle waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling, Proceedings of the international conference and exhibition on diesel engines, Rouen, France, 2010.

[7] Quoilin, S., Aumann, R., Grill, A., Schuster, A., Lemort, V.: Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Appl Energy, 2011

[8] Grelet, V., Reiche, T., Lemort, V., Nadri, M., Dufour, P.: Transient performance evaluation of waste heat recovery rankine cycle based system for heavy duty trucks. Appl Energy, 2016

[9] Blochwitz, T., Otter, M., Arnold, M., Bausch, C., Elmqvist, H., Junghanns, A., Mauss, J., Monteiro, M., Neidhold, T., Neumerkel, D., Olsson, H., Peetz, J. V., Wolf, S., Clauß, C.: The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models, Proceedings of the 8th International Modelica Conference, 2011, pp. 105-114

[10] Gräber, M., Kirches, C., Scharff, D., Tegethoff, W.: Using Functional Mock-up Units for Nonlinear Model Predictive Control, 9th International Modelica Conference, 2012 p. 781-790.

[11] Kaiser, C., Baumgart, R., Aurich, J., Tegethoff W., Köhler J.: Konzepte für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Omnibusklimaanlagen, SIMVEC - Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, VDI-Verlag, 2013.

[12] Kaiser, C.: Untersuchungen zur Effizienzsteigerung von Omnibusklimaanlagen, Dissertation, TU Braunschweig, voraussichtliche Veröffentlichung 2017

[13] Petr, P.: Ein Beitrag zur Kraftstoffverbrauchseinsparung in Omnibussen durch einen für den transienten Betrieb optimierten Rankine-Prozess, Dissertation, TU Braunschweig, voraussichtliche Veröffentlichung 2017

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Co-Simulationsmethodik zur ganzheitlichen Betrachtung und Optimierung eines schweren Nutzfahrzeugs unter Berücksichtigung eines Wärmerekuperationssystems

Co-simulation methodology for the holistic analysis and optimization of a heavy duty vehicle in consideration of a waste heat recovery system

Dipl.-Ing. **F. Schweizer**, Prof. Dr.-Ing. **Georg Wachtmeister**,
Technische Universität München;
Dr.-Ing. **M. Bernath**, Dipl.-Ing. **J. Swoboda**, Dipl.-Ing. **T. Ille**,
MAN Truck & Bus AG, München

Kurzfassung

Eine realistische Bewertung der Wärmerekuperation im Nutzfahrzeug lässt sich nur mit Hilfe einer ganzheitlichen Betrachtung aller beteiligten Systeme durchführen. Hierzu gehören v. a. die Teilsysteme Antriebsstrang, Verbrennungsmotor und Kühlsystem. In diesem Beitrag wird der Aufbau eines Gesamtfahrzeugmodells mit Hilfe der Co-Simulation nach dem FMI-Standard beschrieben. Damit ist es möglich, auch unter dynamischen Randbedingungen wie z. B. Streckenfahrten, die Wechselwirkungen zwischen den Systemen zu analysieren und optimale Regelungsstrategien hinsichtlich Verbrauch und Funktionssicherheit zu entwickeln.

Abstract

A realistic evaluation of waste heat recovery in commercial vehicles can only be carried out by means of a holistic analysis of all systems involved. These subsystems include, in particular, the powertrain, the engine and the cooling system. In this paper, we describe the construction of a complete vehicle model in co-simulation using the FMI standard. Thus it is possible, also under dynamic conditions such as long haul travel, to analyze the interactions between systems and to develop optimal control strategies regarding consumption and functional safety.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung und Motivation

Die Effizienzsteigerung von Antrieben gehört aktuell zu den vorrangigen Entwicklungszielen in der Fahrzeugindustrie. Dies trifft insbesondere für schwere Nutzfahrzeuge zu.

Im Mittelpunkt der Kundenanforderungen stehen hierbei nach [1] die Gesamtbetriebskosten (Total Cost of Ownership, TCO), wobei davon ein großer Anteil auf die Kraftstoffkosten entfällt (Bild 1). Diese Kosten und damit den Kraftstoffverbrauch gilt es zu reduzieren. Einen weiteren Treiber stellen die derzeit diskutierten gesetzlichen Vorgaben zur CO_2-Deklaration dar [2].

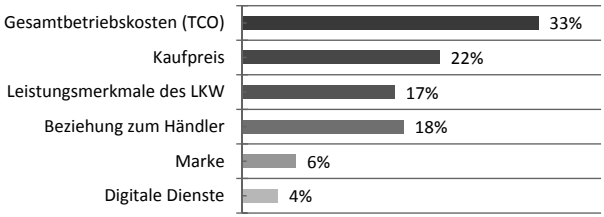


Bild 1: Bedeutung der Kriterien für die Kaufentscheidung eines Lkw nach [1]

Aus der großen Zahl an Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung des Antriebsstrangs, zu der beispielsweise aerodynamische Optimierungen, Hybridkonzepte, optimierte Nebenaggregate oder ein verbessertes Thermomanagement gehören, hat sich die Wärmerekuperation (Waste-Heat-Recovery, WHR) mittels eines Dampfkreislaufs als vielversprechende Technologie herauskristallisiert [3, 4].

Der für WHR verwendete Kreisprozess kann durch den Rankine-Vergleichsprozess (Rankine-Cycle, RC) beschrieben werden. Er stellt den Dampfkreislauf in seiner einfachsten Form dar. In Bild 2 ist links das T-s-Diagramm des Prozesses schematisch dargestellt, das Arbeitsfluid durchläuft dabei die folgenden Zustandsänderungen [5]:

- $1 \rightarrow 2$: isentrope Druckerhöhung des flüssigen Fluids durch die Speisewasserpumpe
- $2 \rightarrow 3$: isobare Verdampfung des Fluids und anschließend Überhitzung des Dampfes
- $3 \rightarrow 4_{is}$: isentrope Entspannung des Dampfes in der Expansionsmaschine
- $4_{is} \rightarrow 1$: isobare Abkühlung und Kondensation

Im realen, verlustbehafteten Fall kann eine isentrope Entspannung nicht erreicht werden und Zustand 4_{is} verschiebt sich hin zu höheren Entropien (Zustand 4 in Bild 2).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

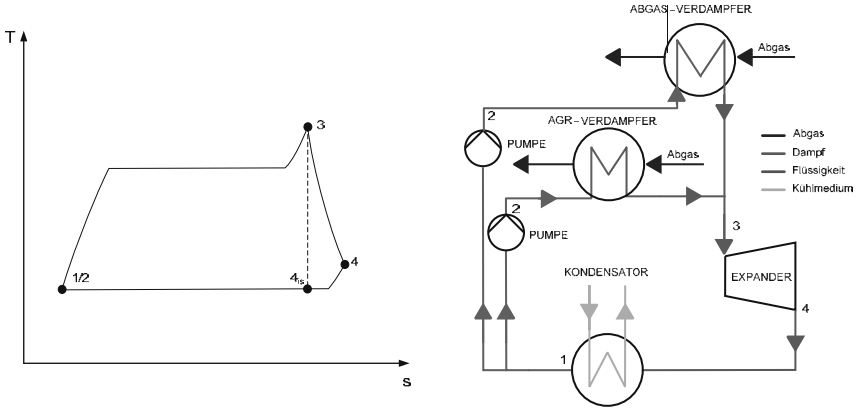


Bild 2: T-s-Diagramm des Rankine-Vergleichsprozesses (links) und Prinzipskizze (rechts) des Kreislaufes für WHR im schweren Nutzfahrzeug bei paralleler Nutzung der Wärmequellen Abgas und rückgeführtes Abgas (AGR)

Als Wärmequelle für die Dampferzeugung kommen bei WHR im Nutzfahrzeug grundsätzlich alle Abwärmequellen im Antriebsstrang in Frage. Für den thermodynamischen Wirkungsgrad spielt jedoch die nutzbare Energie (Exergie) der Wärmequelle eine entscheidende Rolle. Zudem ist aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und technischen Realisierbarkeit die Gesamtenergie der Wärmequelle wichtig. Das höchste Exergieangebot wird in der Nutzung des Abgases nach der Abgasnachbehandlung und des rückgeführten Abgases (AGR) gesehen [6]. Stand der Forschung ist je nach Motorenkonfiguration die Nutzung einer oder beider der genannten Abwärmequellen, wobei diese im letztgenannten Fall parallel oder seriell verschaltet werden können. Bild 2 zeigt auf der rechten Seite schematisch das Systemlayout eines Rankine-Cycles mit paralleler Verschaltung. Der AGR- und Abgaspfad verfügen jeweils über eine eigene Förderpumpe. Anschließend wird das Arbeitsfluid im Abgas- und AGR-Verdampfer verdampft und überhitzt. Der AGR-Verdampfer ersetzt dabei den bisher vorhandenen AGR-Kühler, der Abgasverdampfer wird nach der Abgasnachbehandlung in den Abgastopf integriert und stellt eine zusätzliche Komponente dar.

Nach den Verdampfern vereinen sich die beiden Fluidpfade und der Dampf wird durch die Expansionsmaschine geleitet, in der ein Teil der thermischen Energie in mechanische Energie gewandelt wird. Anschließend geht das Arbeitsfluid im Kondensator in den flüssigen Zu-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

stand über, die dabei entzogene Wärme muss vom Kühlsystem des Verbrennungsmotors aufgenommen werden.

Bei der Entwicklung eines WHR-Systems für schwere Nutzfahrzeuge stellen die Analyse und Auslegung des isoliert betrachteten Rankine-Cycles den ersten Schritt dar. Für die realistische Bewertung des Kraftstoffeinsparpotentials müssen im nächsten Schritt die Wechselwirkungen, welche sich aus der Integration eines zusätzlichen Systems in das Fahrzeug ergeben, untersucht werden. In Bild 3 ist eine Übersicht dieser Wechselwirkungen und deren Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch dargestellt. Positiv auf den Verbrauch wirkt sich die an der Expansionsmaschine des Rankine-Cycles gewandelte Leistung aus, da diese dem Antriebsstrang zugeführt wird und somit die Motorleistung (bei gleicher Lastanforderung) reduziert werden kann. Im dynamischen Betrieb (Streckenfahrt) ist die Rückführstrategie hierbei von großer Bedeutung. Zudem verschiebt sich der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors leicht, was ebenfalls analysiert werden muss. Negativ wirken sich das zusätzliche Gewicht des WHR-Systems (Erhöhung der Massenträgheit des Fahrzeugs) sowie der durch den zusätzlichen Druckverlust des Abgas-Verdampfers erhöhte Abgasgegendruck aus. Der am Kondensator abgeführte Wärmestrom stellt einen zusätzlichen Wärmeeintrag in das Kühlsystem dar, was unter Umständen zu einer erhöhten Lüfterzuschaltung führen kann. Die hohe Lüfterleistung könnte dann die Verbrauchseinsparung durch das WHR-System überkompensieren und sogar zu einem Kraftstoffmehrverbrauch führen.

Nebenverbraucher wie die RC-Förderpumpen mindern den Verbrauchsvorteil des WHR-Systems zusätzlich. Zudem bringt ein WHR-System zusätzliche Kosten mit sich. Als letzter Punkt ist der Systemvergleich der AGR-Strecke mit und ohne Einbindung in das WHR-System zu nennen. Durch den AGR-Verdampfer kann es zu Veränderungen in AGR-Massenstrom- und Temperatur kommen, was sich sowohl auf den Verbrauch als auch auf die Emissionen auswirkt. Für eine Bewertung dieser Wechselwirkung müssen die Veränderungen des Massenstroms und der Temperatur quantifiziert werden, was nur mit einer genaueren Untersuchung möglich ist. Zu hohe AGR-Temperaturen sind kritisch für die Emissionen, jedoch können diese durch eine gezielte Einstellung der AGR-Temperatur auch positiv beeinflusst werden [7].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

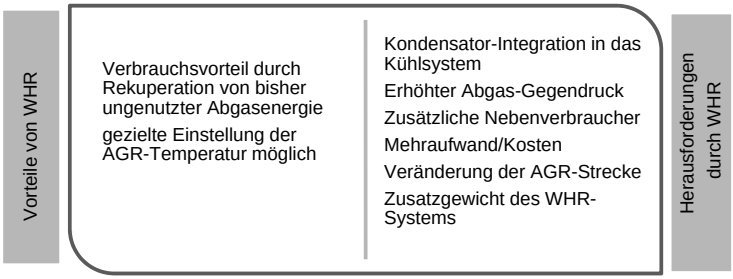


Bild 3: Wechselwirkungen des WHR-Systems mit dem Fahrzeug und daraus resultierende Vorteile und Herausforderungen

Um die genannten Interaktionen in der Simulation untersuchen zu können, wird ein entsprechend detailliertes Gesamtfahrzeugsimulationsmodell benötigt. Dieses Gesamtfahrzeugmodel muss für dynamische Simulationen (Streckenfahrten) geeignet sein und alle relevanten thermischen, mechanischen und fluiddynamischen Trägheiten abbilden, da diese maßgeblich für die Bewertung der Wechselwirkungen sind. Im Folgenden werden die Methodik und der Aufbau eines solchen Modells beschrieben.

2. Gesamtfahrzeug-Simulation: Motor, Kühlsystem, Fahrzeuglängsdynamik und Wärmerekuperation

Das Gesamtfahrzeugmodell umfasst die vier Teilsysteme

- Verbrennungsmotor inkl. Luft- und Abgaspfad
- Kühlsystem, bestehend aus Niedertemperatur-Kreislauf (NT) und Hochtemperaturkreislauf (HT)
- Fahrzeuglängsdynamik inklusive Steuerungsfunktionen und Fahrer
- WHR-System mit paralleler Verschaltung von Abgas- und AGR-Verdampfer

Bild 4 verdeutlicht das Zusammenwirken der Teilsysteme. Die Ladeluft wird über eine zweistufige, gekühlte Turboaufladung dem Brennraum zugeführt, wo die Dieseleinspritzung und Verbrennung stattfindet. Das Abgas teilt sich in AGR- und Abgaspfad auf, in beiden Pfaden wird über die jeweiligen Verdampfer Wärme in das WHR-System übertragen. Der HT-Kreislauf des Kühlsystems kühlt Zylinderkopf und Kurbelgehäuse und gibt die aufgenommene Wärme über den HT-Kühler an die Umgebung ab. Im NT-Kreislauf wird das Tempera-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

turniveau des Kühlmittels nochmals abgesenkt und zur Wärmeabfuhr der Ladeluftkühler und des Kondensators genutzt. Nach dem Kühlpaket befindet sich der Lüfter, der zugeschaltet wird, wenn der Luftmassenstrom durch das Kühlpaket erhöht werden muss, um die Temperaturgrenzen des Kühlsystems nicht zu überschreiten.

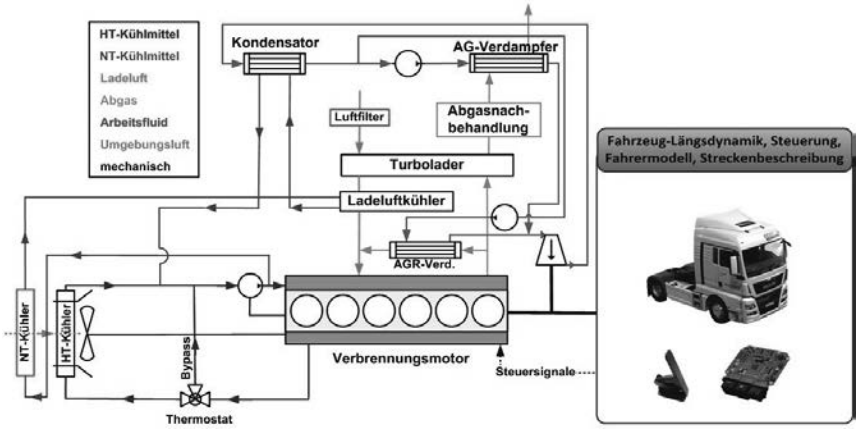


Bild 4: Gesamtfahrzeugmodell bestehend aus den vier Teilsystemen Verbrennungsmotor, Kühlsystem, Fahrzeuglängsdynamik und WHR-System

Die von der Expansionsmaschine des WHR-Systems generierte mechanische Energie wird dem Antriebsstrang zugeführt. Möglich ist hier sowohl die direkte mechanische Kopplung des Expanders an den Motor als auch die Verwendung eines Generators, der elektrische Energie bereitstellt. Letzteres stellt die aufwendigere Lösung dar. Die Rückspeisung der Energie in den Antriebsstrang erfolgt dann über einen Elektromotor, der den Verbrennungsmotor bedarfsgerecht unterstützt. Die Zwischenspeicherung kann z. B. in einer Batterie oder einem Superkondensator erfolgen. Gegenüber der direkten, mechanischen Kopplung gewinnt man dadurch Freiheitsgrade und kann die Effizienz des WHR-Systems steigern.

Im Teilsystem Längsdynamik ist der Antriebsstrang ab Motorausgang bis zum Reifen abgebildet. Dazu gehören beispielsweise das Getriebe und die Nebenaggregate. Relevante Funktionen für die Motorsteuerung bzw. Fahrzeugsteuerung sind ebenfalls in diesem Teilsystem hinterlegt und werden teilweise vereinfacht nachgebildet oder direkt aus dem Steuergerätecode importiert. Das Streckenprofil und die Umgebungsbedingungen sowie ein Fahrermodell vervollständigen das Gesamtfahrzeugmodell.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Ganzheitliche Betrachtung mit Hilfe der Co-Simulation

Beim Aufbau eines Gesamtfahrzeugmodells stellt sich die Frage nach der geeigneten Simulationsumgebung. Unterschiedliche Umgebungen bieten je nach Anwendung und Einsatzgebiet (z.B. Regelungstechnik, thermische Systeme…) Vor- und Nachteile hinsichtlich der Art der Modellierung, der numerischen Lösungsmethoden, der Modellbibliotheken und der Benutzerfreundlichkeit. Oft werden vorhandene Modellstände erweitert, womit die freie Wahl des Programmes nicht mehr gegeben ist.

Für das Gesamtfahrzeugmodell sind verschiedene Modellierungsvarianten möglich, die sich sowohl in der Anzahl der verwendeten Programme als auch der numerischen Lösungsalgorithmen unterscheiden. Nach [8] lassen sich diese Varianten in vier Bereiche einteilen: Bei der „klassischen Simulation“ (Bereich 1 in Bild 5) wird das gesamte Modell in einer einzigen Softwareumgebung mit einem Lösungsalgorithmus berechnet. Ein Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass der Aufwand für Einarbeitung, Post-Processing und Ergebnisverwaltung bei einem Programm vergleichsweise gering ausfällt und keine Schnittstellen zu anderen Programmen notwendig sind. Nachteile entstehen durch den großen Aufwand für das Re-Engineering von bereits in anderen Simulationsumgebungen vorhandenen Modellen. Zudem führt die Beschränkung auf einen Lösungsalgorithmus dazu, dass nicht der für das jeweilige Submodell optimale Löser verwendet werden kann. Der letztgenannte Punkt trifft auch für Modelle zu, die mit verschiedenen Tools erstellt, aber mit einem gemeinsamen Lösungsalgorithmus gelöst werden (Zusammenführung der Gleichungssysteme, Bereich 2 in Bild 5). Als Vorteil entfällt bei dieser Variante der Aufwand für das Nachmodellieren vorhandener Modelle. Bei der Modellseparation (Bereich 3 in Bild 5) werden die Modelle in einer Simulationsumgebung erstellt und mit verschiedenen, für die Problemstellung geeigneten, Lösungsalgorithmen berechnet. Die letzte Variante wird als Co-Simulation bezeichnet und besteht in der Kopplung von Modellen aus verschiedenen Umgebungen mit jeweils eigenem Lösungsalgorithmus (Bereich 4 in Bild 5). Diese Kopplung kann entweder auf Programm- oder auf Modellebene realisiert werden. Auf Programmebene werden Teilmodelle inkl. ihres numerischen Gleichungslösers (Solvers) aus dem jeweiligen Programm (Slave) exportiert und in einem Master-Programm eingebunden. Auf Programmebene werden zusätzliche Softwareplattformen genutzt, welche die Kommunikation zwischen den beteiligten Programmen koordinieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

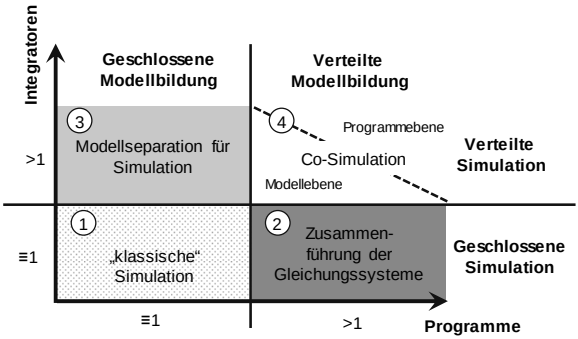


Bild 5: Varianten der Modellbildung nach [8, 9]

Im vorliegenden Fall werden Modelle aus verschiedenen Softwareumgebungen genutzt, die über viele Jahre hinweg aufgebaut und weiterentwickelt wurden. Die Kopplung über Co-Simulation stellt deshalb eine praktische Lösung dar, um vorhandene Modelle für die Gesamtfahrzeugsimulation einzubinden und neue Modelle in der dafür geeigneten Umgebung zu modellieren. Für die Validierung und Weiterentwicklung der Teilsysteme können diese ohne großen Aufwand isoliert betrachtet und die aktualisierten Versionen anschließend wieder in das Gesamtfahrzeugmodell zurückgespielt werden. Bezüglich des Pre- und Post-Processings entsteht bei der Co-Simulation ein Mehraufwand im Vergleich zur „klassischen Simulation“ und auch die numerische Komplexität erhöht sich, da Signale nur zu definierten Austauschzeitpunkten über die Schnittstellen an den Systemgrenzen ausgetauscht werden und sich dadurch Bilanzierungsfehler (z.B. in der Energiebilanz) ergeben können.

Der Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells ist in Bild 6 dargestellt. Der Verbrennungsmotor und das Kühlsystem sind in GT-Suite[1] abgebildet. Die beiden Systeme werden aufgrund der sich stark unterscheidenden Dynamiken mit verschiedenen Solvern simuliert. Gemäß der vorgestellten Einteilung nach Bild 5 liegt demnach innerhalb von GT-Suite eine Modellseparation vor. Die Fahrzeug-Längsdynamik ist im Programm Matlab/Simulink[2] modelliert, für das

[1] GT-Suite: Softwareprodukt der Firma Gamma Technologies

[2] Matlab/Simulink: Softwareprodukt der Firma The MathWorks

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

WHR-System wird das Programm Dymola[3] verwendet. Matlab/Simulink nimmt die Funktion des Masters für die Co-Simulation ein. Die Modelle aus GT-Suite und Dymola werden über den Functional Mock-up Interface (FMI) Standard eingebunden, der im nachfolgenden Abschnitt kurz vorgestellt wird.

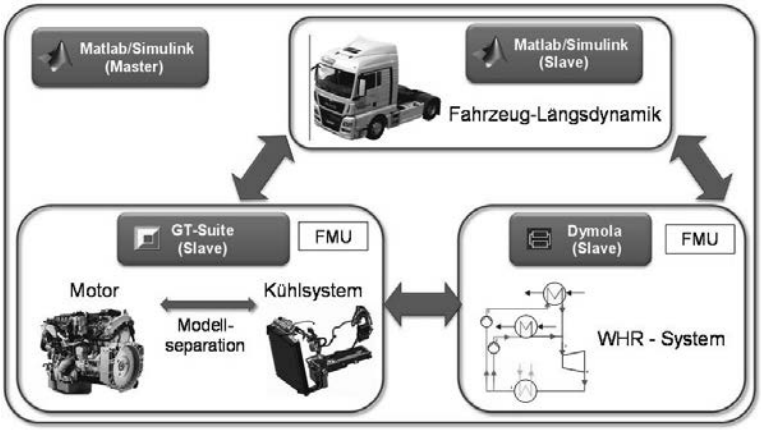


Bild 6: Gekoppelte Simulationsumgebungen für das Gesamtfahrzeugmodell

3.1 Der FMI-Standard

Der Functional Mock-up Interface (FMI) Standard wurde im Projekt ITEA 2 Modelisar entwickelt, um eine offene Lösung von fahrzeugbezogenen Systemen und eine integrierte Simulation von Fahrzeugsystemen und Steuerungssoftware zu schaffen [10]. Durch diese Simulationsplattform wurden Methoden, Standards und Tools geschaffen, die das einheitliche Simulieren für beliebige Simulationsprogramme ermöglicht.

FMI bietet einen offenen Austauschstandard, um Modelle aus unterschiedlichen Simulationsumgebungen und Disziplinen miteinander zu verbinden. Dieser offene Standard hebt die Beschränkung auf eine Programmpaarung, der viele proprietäre Schnittstellen (z.B. Kopp-

[3] Dymola: Softwareprodukt der Firma Dassault Systemes, basierend auf der offenen Modelica-Programmiersprache

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

lung über S-Functions von/nach Matlab/Simulink) unterliegen, auf. FMI wird von immer mehr Programmen unterstützt und ermöglicht eine nachhaltige Modellentwicklung.

Eine Einheit, welche die Definition für die Schnittstelle FMI enthält, wird als FMU (Functional Mock-Up) bezeichnet. Im hier verwendeten Modus „FMI for Co-Simulation“ werden die Modellgleichungen sowie der Gleichungslöser über eine dll-Datei und die Modellbeschreibung über eine xml-Datei zusammengefasst. Der FMI-Standard 2.0 bietet die Möglichkeit, den Signalen der Functional Mockup Units Einheiten zuzuweisen, wenn die für die Erzeugung der FMUs verwendeten Programme diese Funktionalität unterstützen. [10]

Einheitenbehaftete Signale können bei der Übergabe zwischen den FMUs auf Konsistenz geprüft werden. So lässt sich ein häufiges Problem bei der gekoppelten Simulation, nämlich Fehler aufgrund falscher Einheiten, besser detektieren. Von den in dieser Veröffentlichung verwendeten Simulationsumgebungen besitzt nur Dymola bereits die Möglichkeit der Einheitenübergabe. Bei den Programmen Matlab/Simulink und GT Suite ist diese Funktionalität in den derzeitigen Versionen noch nicht vorhanden.

3.2 Schnittstellen und Übergabegrößen zwischen den Teilmodellen

Aus der Kopplung der vier Teilmodelle ergeben sich Schnittstellen zwischen den Simulationsumgebungen. An diesen Schnittstellen werden sowohl Steuersignale, als auch thermische, mechanische oder fluiddynamische Größen übergeben (Bild 7). Bei der Übergabe der Größen muss der akausale, physikalisch basierte Modellierungsansatz der Programme Dymola und GT Suite aufgebrochen werden. Die Übergabesignale werden so gewählt, dass die Struktur der Modelle erhalten bleibt und Rückkopplungen zwischen den Systemen weiterhin möglich sind, wie im Folgenden erläutert wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

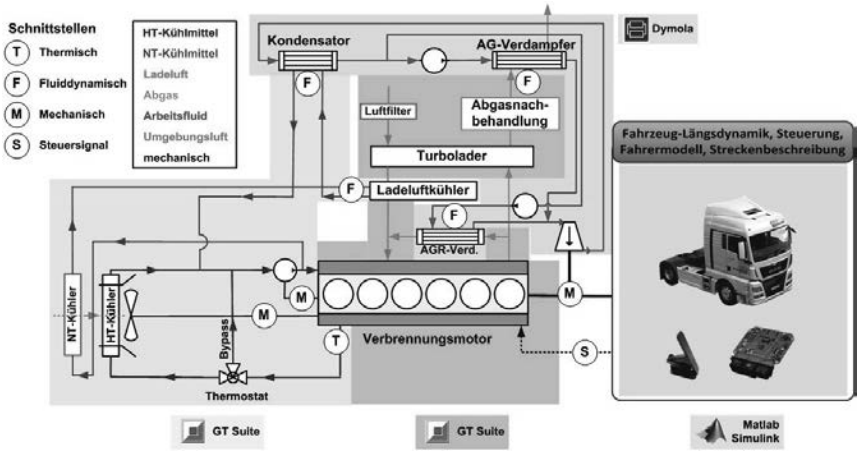


Bild 7: Verwendete Simulationsumgebungen und Schnittstellen des Gesamtfahrzeugmodells

Bild 8 veranschaulicht das Vorgehen bei der Signalübergabe. An fluiddynamischen Schnittstellen (Verdampfer, Kondensator) wird der Fluidpfad durch eine Quelle- oder Senkenkomponente unterbrochen. An den Eingängen der Komponenten werden der Massenstrom und die Temperatur als Signal vorgegeben. Am Ausgang wird der Druck vorgegeben, so dass sich über die Druckverlustbeziehung in der Komponente der Eingangsdruck einstellt. Die Austrittstemperatur berechnet sich dann je nach übertragenem Wärmestrom. Bei thermischen Schnittstellen ergibt sich der Wärmestrom aus der Temperaturdifferenz und an mechanischen Knotenpunkten wird die übertragene Leistung aus Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment berechnet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

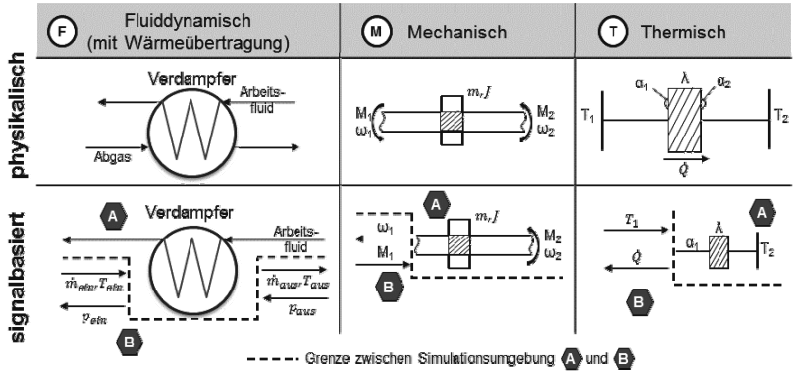


Bild 8: Übergang von akausaler, physikalischer (oben) auf kausale, signalbasierte Modellierung (unten) an den Schnittstellen

3.3 Analyse der Austauschschrittweite

Bei der Wahl der Austauschschrittweite gilt es, einen geeigneten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit zu finden. Im Folgenden wird beispielhaft die mechanische Schnittstelle zwischen Fahrzeug-Längsdynamikmodell (Matlab/Simulink) und dem Verbrennungsmotor untersucht, da dort die höchste Dynamik vorliegt. Vor allem beim Schalten und Beschleunigen hat die Austauschschrittweite einen großen Einfluss, da sie den Regelkreis zwischen Leistungsanforderung (Gaspedalstellung aus Fahrermodell) und Leistungsbereitstellung (Verbrennungsmotor) schließt.

In Bild 9 ist der Anfahrvorgang aus dem Stand für verschiedene Schrittweiten dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei einer Austauschschrittweite von 1 s keine stabile Regelung der Sollgeschwindigkeit mehr möglich ist. Selbst nach Abschluss des Beschleunigungsvorgangs ab 100 s führt das große Austauschintervall dazu, dass die Gaspedalstellung zwischen Vollgas und Leerlauf schwingt, was zu großen Momentenschwankungen führt. Auch die Getriebesteuerung kann nur langsam reagieren, weshalb das Hochschalten der Gänge im Vergleich zu kleineren Schrittweiten verzögert ist. Mit kleiner werdenden Austauschintervallen ist ein stabiler Anfahrvorgang möglich, jedoch sind die Schaltverzögerungen noch beträchtlich. Ab einem Wert von 0.2 s bewegen sich diese Verzögerungen im Bereich von kleiner 1 s, was für den hier vorgestellten Anwendungszweck ausreichend genau ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

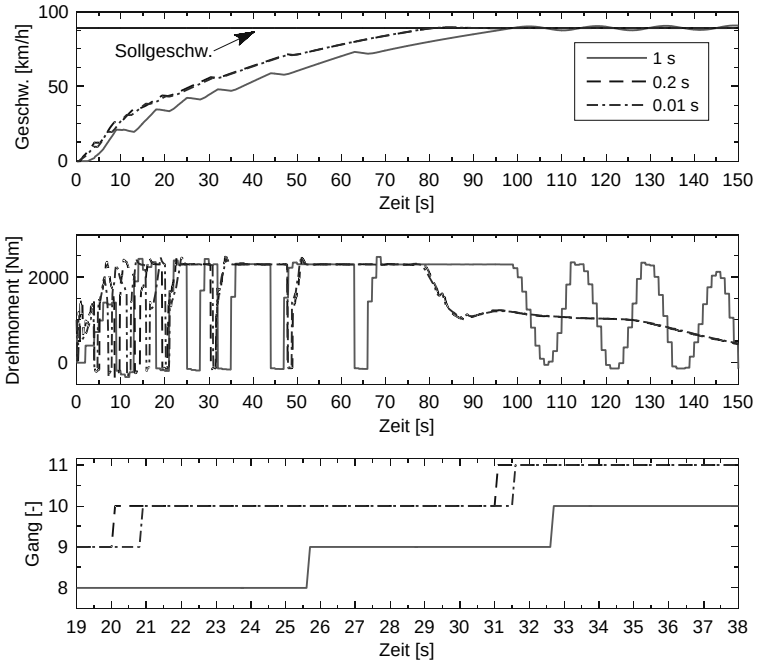


Bild 9: Einfluss der Austauschschrittweite an der mechanischen Schnittstelle zwischen Motor und Fahrzeug

Neben den regelungstechnischen Herausforderungen entstehen durch die diskreten Austauschschrittweiten Fehler in den Energiebilanzen, die mit größerer Austauschschrittweite zunehmen. Durch den Vergleich der mechanischen Energie $E_{mech,B}$, die aus dem Motormodell ausgetragen wird, mit der mechanischen Energie $E_{mech,A}$, die in das Fahrzeugslängsdynamik-Modell eingetragen wird, ist die Quantifizierung dieses Fehlers möglich. Die Energien lassen sich durch das zeitliche Integral des Produkts aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit berechnen. Damit gilt:

$$\Delta E_{mech,rel} = \frac{E_{mech,B}}{E_{mech,A}} - 1 = \frac{\int (M_B \omega_B) dt}{\int (M_A \omega_A) dt} - 1$$

Dies entspricht einem Energievergleich vor und nach der mechanischen Systemgrenze der Systeme A und B aus Bild 8. Bei der größten untersuchten Schrittweite von 1 s ist der Fehler

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in der Energiebilanz größer als 1 % und sinkt mit abnehmender Schrittweite nichtlinear (Bild 10). Betrachtet man zusätzlich noch die dazugehörigen Rechenzeiten, fällt auf, dass die diese bei Intervallen größer als 0.2 s leicht ansteigen. Dies lässt sich u. a. damit erklären, dass durch die große Austauschschrittweite und die dadurch auftretenden Sprünge in den Signaleingängen der Aufwand für die internen Berechnungen im Motormodell steigt. Der Aufwand für die Kommunikation über die Schnittstelle spielt dagegen eine untergeordnete Rolle. Bei Schrittweiten von 0.1 s oder kleiner steigt der Aufwand für die Schnittstellenkommunikation deutlich, was sich in größeren Rechenzeiten niederschlägt. Der Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit führt schließlich beim vorliegenden System zur Wahl eines Austauschintervalls von 0.2 s.

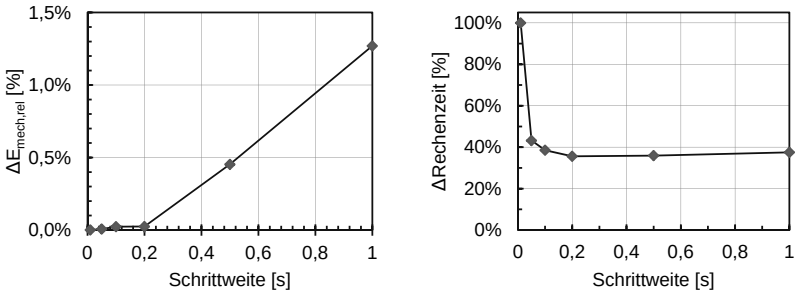


Bild 10: Einfluss der Austauschschrittweite auf die Energiebilanz und auf die Rechenzeit an der mechanischen Schnittstelle

4. Analyse der Wärmerekuperation im Kontext des Gesamtfahrzeugs

Für die Funktionsfähigkeit des WHR-Systems ist es notwendig, dass das Arbeitsfluid nach dem Kondensator im flüssigen Zustand vorliegt. Dafür muss der Druck nach dem Kondensator oberhalb des temperaturabhängigen Dampfdrucks des Arbeitsfluids liegen. Das WHR-System im vorliegenden Fall ist auf ein unteres Druckniveau von 1.05 bar ausgelegt, was mit dem Arbeitsfluid Ethanol bei 5 K Unterkühlung eine maximale Temperatur von 74 °C erfordert. Wird diese Temperatur überschritten, wird der Druck nach Kondensator im Ausgleichsbehälter erhöht, um weiterhin eine flüssige Phase zu gewährleisten und die Förderpumpen nicht zu beschädigen. Durch eine Druckerhöhung verringert sich jedoch das Druckgefälle über die Expansionsmaschine und damit auch die nutzbare Energie. In Bild 11 ist der Einfluss des Kühlsystems auf das untere Druckniveau für zwei verschiedene Varianten der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kondensatoreinbindung dargestellt. In der ersten Variante wird der Kondensator stromabwärts des HT-Kühlers eingebunden, die zweite Variante ist die bereits vorgestellte Einbindung in den NT-Kühlkreislauf stromabwärts der Ladeluftkühler. Im obersten Diagramm ist der Arbeitsfluid-Druck am Ausgleichsbehälter (AGB) für einen Zeitabschnitt mit stark schwankenden Arbeitsfluidmassenströmen dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei beiden Varianten innerhalb des dargestellten Zeitabschnitts der Druck erhöht werden muss, um die Kondensation zu gewährleisten, was gleichbedeutend mit einer zu geringen Wärmeabfuhr am Kondensator ist.

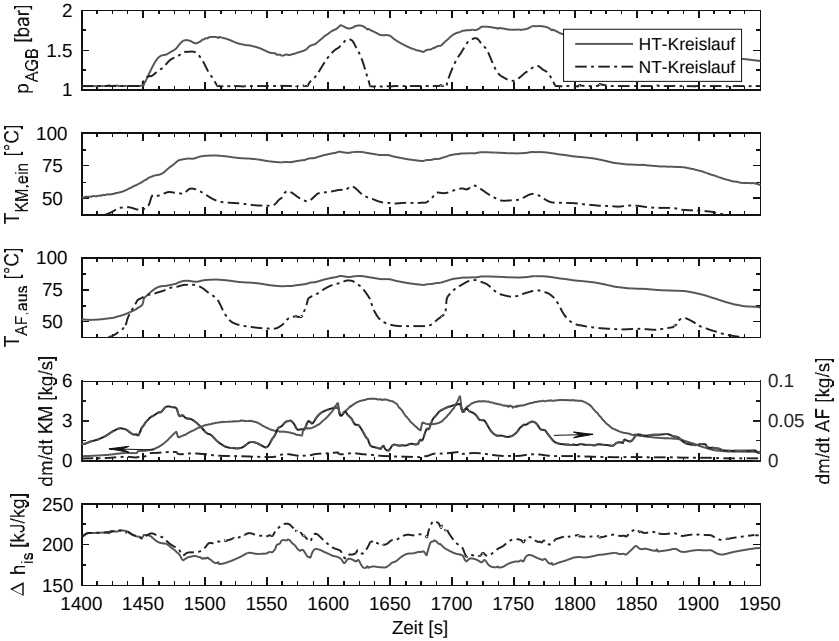


Bild 11: Vergleich zwischen Kondensatoreinbindung in NT- und HT-Kreislauf des Kühlsystems (KM=Kühlmittel, AF=Arbeitsfluid)

Die Wärmeübertragung im HT-Fall ist durch das Temperaturniveau des Kühlmittels limitiert, was daran zu erkennen ist, dass unabhängig vom Kühlmittelmassenstrom die Arbeitsfluidaustrittstemperatur und die Kühlmitteleintrittstemperatur fast identisch sind. Im NT-Fall ist die Wärmeübertragung durch den Kühlmittelmassenstrom bzw. die Leistungsfähigkeit des

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kondensators limitiert. Sobald der Arbeitsfluidmassenstrom sinkt, erreicht der Druck am Ausgleichsbehälter wieder das gewünschte Niveau. Der Arbeitsfluidmassenstrom bleibt in beiden Varianten gleich; die Unterschiede im Enthalpiegefälle über die Expansionsmaschine werden an der spezifischen isentropen Enthalpiedifferenz sichtbar. Wie groß der Einfluss auf die rekuperierte Leistung ist, hängt davon ab, wie häufig der gezeigte Effekt in der Streckenfahrt auftritt und wie sensibel die Expansionsmaschine auf den erhöhten Gegendruck reagiert. Im vorliegenden Fall ergibt sich über die untersuchte Strecke ein Unterschied in der Gesamtleistung des WHR-Systems von ca. 5 %. Durch Optimierungsmaßnahmen wie regelbare Thermostatventile in Verbindung mit einem vorausschauenden Thermomanagement kann es möglich sein, die auftretenden Temperaturspitzen abzufangen und die Gegendruckerhöhung im Idealfall zu vermeiden.

Für die Aussage, zu welchem Anteil die rekuperierte Energie tatsächlich für den Antriebsstrang verwendet werden kann, spielen die Trägheiten des Systems eine wichtige Rolle. Bild 12 zeigt ausschnittsweise den Verlauf von Motor- und Expanderleistung sowie der Steigung auf einer Streckenfahrt. Das Fahrzeug fährt eine Steigung hinauf und benötigt dafür eine hohe Motorleistung, was hohe Abgastemperaturen zur Folge hat. Durch die thermischen Trägheiten des WHR-Systems läuft die Expanderleistung der Motorleistung hinterher. Bei der anschließenden Bergabfahrt befindet sich der Motor fast ausschließlich im Schubbetrieb, die in diesem Zeitraum anfallende Expanderleistung kann deshalb nicht direkt für den Antriebsstrang verwendet werden und geht, sofern kein Zwischenspeicher verwendet wird, verloren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

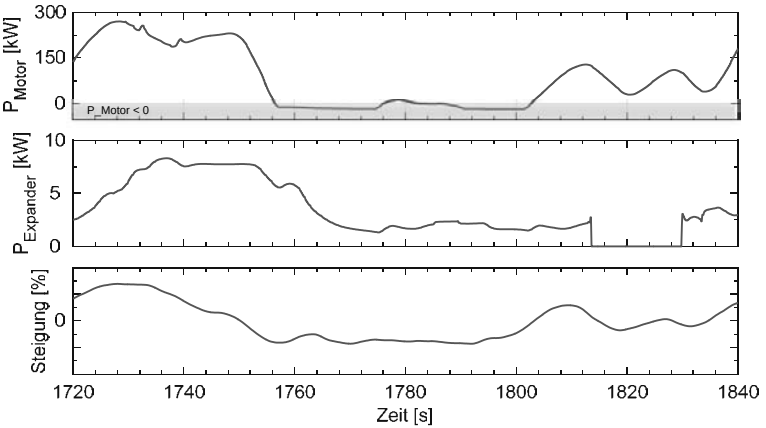


Bild 12: Durch Trägheiten bedingter zeitlicher Versatz zwischen den Leistungen von Verbrennungsmotor und Expansionsmaschine

Im Schubbetrieb steht nicht genügend Abwärme für das WHR-System zur Verfügung, so dass dem WHR-System ab dem Zeitpunkt 1814 s kein Dampf mehr zur Verfügung steht und es dadurch keine Leistung liefert, obwohl diese nun vom Motor wieder abgenommen werden könnte. Je nach Strecke geht durch den beschriebenen Effekt 5 bis 10 % der Expanderleistung verloren, weshalb es sinnvoll sein kann, die Zwischenspeicherung der Energie zu untersuchen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Um die Verbrauchseinsparungen eines Waste-Heat-Recovery Systems realistisch bewerten zu können, ist die Analyse der Wechselwirkungen mit den vorhandenen Teilsystemen des Fahrzeugs notwendig. In diesem Beitrag wird der Aufbau eines Gesamtfahrzeug-Simulationsmodells beschrieben, in dem das WHR-System mit dem Verbrennungsmotor, dem Kühlsystem und der Fahrzeuglängsdynamik gekoppelt wird. Die Kopplung erfolgt nach dem FMI-Standard, die Wahl der Schrittweiten wird unter Berücksichtigung von Rechenzeit und Genauigkeit auf 0.2 s festgelegt.

Die Beurteilung der Verbrauchspotentiale im Gesamtmodell ist sehr vielschichtig und erfordert weitere Analysen. Erste Simulationsergebnisse, bei denen die Auswirkung der zusätzlichen WHR-Leistung auf die Fahrzeuglängsdynamik getrennt von den anderen Wechselwirkungen betrachtet wird, zeigen für eine Referenzstrecke eine Verbrauchseinsparung von ca. 3 %. Zwei Drittel dieser Einsparung lassen sich auf die Leistung des WHR-Systems zurückführen, das andere Drittel ist durch die geringere Anzahl an benötigten Gangwechseln und eine Verschiebung der Motorbetriebspunkte bedingt.

Die Optimierung und Weiterentwicklung der Regelungs- und Betriebsstrategie wird sowohl einzeln in den Subsystemen als auch im Gesamtfahrzeugmodell erfolgen. Hierzu gehören ein intelligentes Thermomanagement, wodurch zusätzliche Lüfterzuschaltungen vermieden werden sollen, sowie die Untersuchung von Strategien zur Rückführung der rekuperierten Energie mit oder ohne Zwischenspeicher.

Ein Vorteil der Co-Simulation besteht darin, dass die einzelnen Submodelle auch einzeln weiterentwickelt und anschließend wieder in das Gesamtfahrzeugmodell integriert werden können. Für das Verbrennungsmotormodell ist die Integration zusätzlicher Komponenten wie beispielsweise die Abgasnachbehandlung und ein NO_x-Emissionsmodell geplant. Damit kann abgeschätzt werden, wie sich die Integration des WHR-Systems auf die Emissionen und den AddBlue-Verbrauch des SCR-Katalysators auswirkt.

Danksagung

Das dieser Veröffentlichung zugrundeliegende Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 19U15004 gefördert. Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] GNAMM, J. ; LUNDGREN, J.: *What Matters Most in Europe's Truck Market*. 2016. URL: http://www.bain.com/publications/articles/what-matters-most-in-europes-truck-market.aspx – Überprüfungsdatum 22.09.2016

[2] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament, den Rat, den Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen/Eine europäische Strategie für emissionsarme Mobilität* : *COM(2016) 501*. 2016

[3] BERNATH, M. ; SWOBODA, J. ; ILLE, T. ; WACHTMEISTER, G.: Dynamic Vehicle Model for the Systems Engineering of Thermal Management and Waste Heat Recovery Concepts on Commercial Vehicles. In: *FISITA 2014 World Automotive Congress Conference Proceedings*, 2014

[4] DÜNNEBEIL, F. ; REINHARD, C. ; LAMBRECHT, U. ; KIES, A. ; HAUSBERGER, S. ; REXEIS, M.: *Zukünftige Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung und Treibhausgasminderung bei schweren Nutzfahrzeugen*. 2015. URL: http://www.umweltbundesamt.de/publikationen/zukuenftige-massnahmen-zur-kraftstoffeinsparung – Überprüfungsdatum 20.09.2016

[5] ZAHORANSKY, R. ; ALLELEIN, H.-J. ; BOLLIN, E. ; OEHLER, H. ; SCHELLING, U.: *Energietechnik* : *Systeme zur Energieumwandlung*. Vieweg+Teubner Verlag, 2010

[6] BERNATH, M. ; SWOBODA, J. ; KARL, C. ; STERZENBACH, M. ; WACHTMEISTER, G.: Energetische Analyse im schweren Nutzfahrzeug im Hinblick auf thermische Rekuperationsmaßnahmen. In: STEINBERG, Peter (Hrsg.): *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*. Renningen : Expert-Verlag, 2012 (Haus der Technik, Bd. 125), S. 35–57

[7] NELSON, C. ; ERNST, T.: *Rankine cycle waste heat recovery system and method with improved EGR temperature control*. Cummins Intellectual Property, Inc., Patentschrift US 8 919 328, Anmeldung: 20.01.2011, Veröffentlichung: 24.01.2013.

[8] GEIMER, M. ; KRÜGER, T. ; LINSEL, P.: *Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung* : *Ein Versuch der Begriffsvereinheitlichung*. In: *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* (2006), Nr. 11-12, S. 572–576

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[9] BERNATH, M.: *Ganzheitliche Modellerstellung zur Wirkungsgraderhöhung von Nutzfahrzeugen durch thermische Rekuperation*. München, Technische Univeristät München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Dissertation, 2015

[10] MODELICA ASSOCIATION: *Functional Mock-up Interface for Model Exchange and Co-Simulation - Version 2.0*. URL: https://fmi-standard.org/downloads – Überprüfungsdatum 05.09.2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Elektrisches Energiemanagement als Assistenzfunktion für zuverlässige Reichweitenaussagen

Simulation zur Abschätzung des Energieeinsparpotenzials

Dipl.-Ing. **Kurt Kruppok**, Prof. Dr.-Ing. **Reiner Kriesten**,
Hochschule Karlsruhe – Institut für Energieeffiziente Mobilität;
Dipl.-Phys. **Christian Sackmann**, **Patrick Sautter** B. Eng.,
ITK Engineering AG, Rülzheim

Kurzfassung

Durch die zunehmende Elektrifizierung im Straßenverkehr und die flexible Verwendung unterschiedlicher Energieträger gewinnt die Anforderung an Energieeffizienz insbesondere bei batterieelektrischen Fahrzeugen zunehmend an Bedeutung. Diese bieten neben dem Vorteil der Umweltfreundlichkeit auch die Herausforderung, mit der relativ geringen Leistungsdichte in der Batterie dennoch alltagstauglich und damit konkurrenzfähig zu sein. Aus Anwendersicht ist hierbei die verlässliche Vorhersage der Erreichbarkeit des Fahrziels oder der nächsten Ladestation mit der im Fahrzeug vorhandenen Energie unverzichtbar. Ein zuverlässiges, intelligentes elektrisches Energie- und Reichweitenmanagement im Fahrzeug ist somit essentiell.

Die Beanspruchung der Energiequellen und Verbraucher – sowohl für den Antrieb als auch für Nebenaggregate – hängen hierbei sehr stark von dem möglichen Einsatzszenario ab. Als erster Schritt zu einer kommerziell umsetzbaren Lösung steht folglich eine umfangreiche Untersuchung des Energiehaushalts des Fahrzeugs unter Variation von Fahrstrecke, Fahrprofil, Umgebungseinflüssen und Fahrzeugdimensionierung. Anschließend muss die Nutzung aller Energiesparpotenziale berücksichtigt werden, beispielsweise durch Betriebsstrategien mit optional abschaltbaren Verbrauchern, die stark von der Ausstattung des Fahrzeugs sowie dem Fahrerprofil abhängen. Dies ist notwendig, um dem potenziell möglichen Nutzen einer solchen Lösung mit den Erwartungen des Fahrers in Relation setzen zu können. Die Vielzahl der Freiheitsgrade und deren Kombinationen gestalten eine vollständige Untersuchung schwierig. Daher wurde ein skalierbarer Ansatz gewählt, mit dem Wertebereiche von beinflussbaren und nicht beeinflussbaren Freiheitsgraden gefunden werden sollen, aus denen die tatsächlich erreichbaren Energieeinsparpotentiale bestimmt werden können. Diese Vorgehensweise bildet die Basis für ein erweitertes Energie- und Reichweitenmanagement.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

Due to the increasing electrification of passenger vehicles and the flexible use of different energy sources, the demand on energy efficiency, especially in battery-electric vehicles becomes increasingly important. These offer not only the advantage of eco-friendliness, they also bring the challenge to be suitable for daily use and thus competitive even though they have a lower power density in the battery compared to fossil fuels. From the user's point of view a reliable prediction, if the vehicle's remaining energy is sufficient to reach their desired destination or the nearest charging station, is indispensable. A reliable, intelligent electric energy and range management in the vehicle is thus essential.

Hereby the loading of energy sources and consumers - both for driving and for auxiliary units - depends heavily on the possible operational scenarios. As a first step to a commercially practical solutions, an extensive investigation of the vehicle's energy balance under variation of route, driver profile, environmental influences and vehicle dimensions is necessary. Subsequently, all potential energy savings must be considered. For example, an operating strategy with the option to turn-off auxiliaries which are heavily dependent on the vehicle's setup and the driver profile. This is necessary in order to put the potential possible benefits of such a solution in relation to the driver's expectations. The numerous degrees of freedom and the combinations thereof prove a full investigation difficult. Therefore, a scalable approach was chosen to figure out the value ranges of influenceable and non-influenceable degrees of freedom. Therefrom the actual achievable energy saving potential can be determined. This approach forms the basis for an advanced energy and range management.

Ausgangssituation und Motivation

Durch neue Assistenzfunktionen und der Elektrifizierung des Antriebsstrangs (von verschiedenen Stufen der Hybridisierung bis hin zum vollelektrischen Fahrzeug) wächst der Energiebedarf eines Fahrzeugs. Die Anforderung an Energieeffizienz gewinnt deshalb an Bedeutung – insbesondere bei rein elektrisch betriebenen Fahrzeugen. Der Kunde wünscht sich Mobilität und Flexibilität. Im Durchschnitt erwarten potentielle Elektrofahrzeugkäufer eine Mindestreichweite von 418 km. [1] Doch die meisten verfügbaren Elektrofahrzeuge können diese Anforderung nicht einhalten. Zusätzliche Hürden sind ein zu hoher Preis, fehlende Ladestationen und mangelnde Alltagstauglichkeit. [2] Wenn der Anwender die begrenzte Reichweite in Kauf nehmen soll, ist eine verlässliche Vorhersage der Erreichbarkeit des gewünschten Fahrtziels und der nächsten Ladestation unverzichtbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Akzeptanz von Elektrofahrzeugen bei Autokäufern und –fahrern wird von der Bewertung der Sicherheit und Zuverlässigkeit der Fahrzeuge beeinflusst. [3] Dies ist in Bezug auf die Geschichte des Automobils im Grunde genommen nichts Neues. Durch den Wiedereinzug der Elektromobilität in die Automobilentwicklung müssen jedoch die Entwickler diese Herausforderung erneut bewältigen. Zudem muss die wachsende Komplexität eines solchen Systems reduziert werden, sodass es aus Sicht der Entwickler beherrschbar bleibt. Neue Entwicklungen sollten deshalb über einen ganzheitlichen Ansatz, welcher Markt und Technik verbindet, validiert werden. Dies erfordert einen Lösungsansatz, welcher das System und die Umwelt realitätsnah abbildet. Die daraus abgeleiteten Anforderungen und Ziele für die Entwicklung sowie die Einflussfaktoren auf die Reichweite des Fahrzeugs werden im Folgenden beschrieben.

Umsetzungsstrategie

Zu Beginn einer kommerziell umsetzbaren Lösung steht eine umfangreiche Analyse der Einflussgrößen auf die erzielbare Reichweite. Diese werden im Folgenden in die vier Gruppen *Fahrerprofil, Fahrzeug, Umgebungseinflüsse* und *Fahrstrecke* unterteilt. Bild 1 stellt einen Überblick dar.

Sowohl Fahrverhalten als auch Komfortempfinden sind subjektive Eigenschaften des *Fahrers*. In Abhängigkeit von den Umgebungseinflüssen und der Fahrstrecke bestimmt er Beschleunigung, Geschwindigkeit und Lenkwinkel, welche er seinem Fahrzeug auferlegt. Darüber hinaus ist er für die Einstellungen der Innenraumklimatisierung und anderer Nebenverbraucher im Fahrzeug verantwortlich. Außerdem verantwortet er die Zuladung, d.h. die Menge an Passagieren und Gepäck.

Bei der Dimensionierung eines *Fahrzeugs* sind dem Automobilhersteller quasi keine Grenzen gesetzt, wodurch schier unzählige Kombinationen möglich sind. Beispielsweise sind Motorisierung (Kraftstoffart, Leistung und Motormanagement), Heizungs- und Klimasystem, Kapazität und Art des Energiespeichers, Geometrie und Gewicht sowie Sonderausstattung frei kombinierbar. Zusätzliche Faktoren kommen durch die Eigenschaften der Reifen (Alter, Mischungsverhältnis, Profil und Luftdruck) hinzu.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

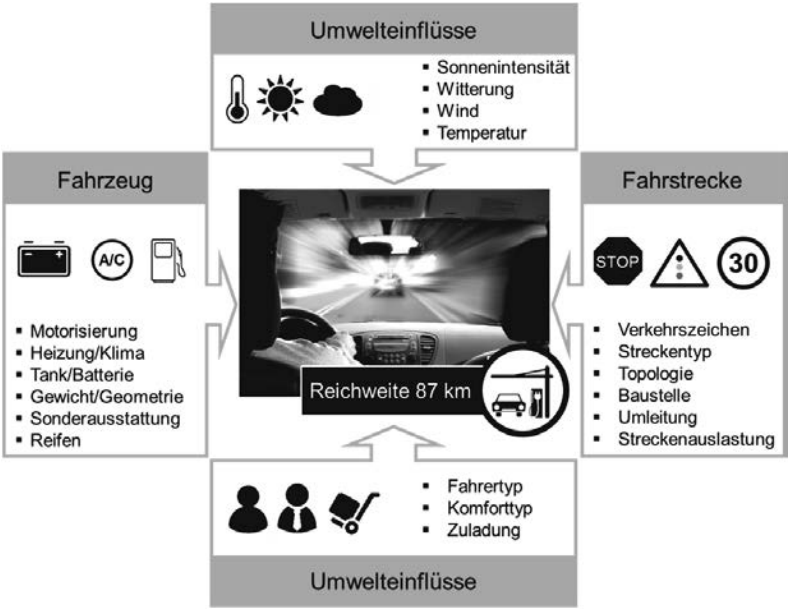


Bild 1: Einflussgrößen auf den Energiehaushalt eines Fahrzeugs

Nicht zuletzt spielen die *Umgebungseinflüsse* eine wesentliche Rolle für die erzielbare Reichweite eines Fahrzeugs. Regen, Schnee, Grad der Bewölkung, Strahlungsintensität, Wind und Temperatur verändern sowohl die benötigte Antriebsenergie als auch den Energiebedarf der Nebenverbraucher. Hinzu kommen Einflüsse bedingt durch die Wahl der *Fahrstrecke*. Diese lassen sich grob in statische und dynamische Größen unterteilen. Fixe Geschwindigkeitsbegrenzungen, Stopp- und „Vorfahrt gewähren"-Schilder, Topologie sowie Streckentyp sind Beispiele für statische Faktoren, welche in der Regel als Dauereigenschaften einer Strecke angesehen werden können. Zu den dynamischen Faktoren zählen Ampeln, Baustellen, Umleitungen und die Streckenauslastung (von stockendem Verkehr bis hin zu Vollsperrungen). Diese Eigenschaften sind meistens nur einem bestimmten Zeitfenster relevant.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Alle genannten Einflussgrößen spiegeln sich mehr oder weniger im Gesamtenergiebedarf wieder, welcher aus den zu überwindenden Fahrwiderständen, den Wirkungsgradverlusten, der zurückgewonnenen Rekuperationsenergie sowie der Summe aller Nebenverbräuche gebildet wird. Tabelle 1 zeigt diesen Zusammenhang.

Tabelle 1: Einflussgrößen auf Energiebedarf

Einflussgrößen auf Energiebedarf	Leistungsbedarf P									
	Antrieb	Rekuperation	Heiz-/Klimasystem	Beleuchtung	Scheibenwischer	Radio/Infotainment	Lenkhilfe	Assistenzsysteme	Verluste	Zeit und Streckenwahl
Systemparameter (KFZ + Verbraucher)										
Motorart-, -leistung u. -steuerung	●	●							●	
Heizungs-/Klimaaggregat		●							●	
Tank/Batterie										●
Isolierung Innenraum		●							●	
Fahrzeugaufbau	●									
Leergewicht	●	●								
Reifen (Mischung/Profil/Druck)	●							●	●	
Fahrerprofil										
Fahrertyp	●	●						●		●
Komforttyp			●			●				
Zuladung (Personen u. Gepäck)	●	●	●							
Umgebungseinflüsse										
Bewölkungsgrad			●							
Sonnenintensität			●							
Witterung (Regen/Schnee/Feuchte)	●			●	●			●		
Temperatur	●	●	●						●	
Wind	●									
Fahrstrecken										
Ampel / Stopp- u. Vorfahrtschild	●	●								●
Streckenauslastung / Baustellen	●	●								●
Umleitungen										●
Fahrbahneigenschaften	●							●		
Höhenprofil/Verlauf	●	●					●			
Geschwindigkeitslimits	●									●

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ziele und Anforderungen an eine Simulationsumgebung

Für die präzise Abschätzung des Energieverbrauchs eines Fahrzeugs werden an die Simulationsumgebung für modellbasierte Entwicklung bestimmte Anforderungen gestellt. Die Closed-Loop-Simulation soll die Möglichkeit bieten Parameter aus den Gruppen Fahrstrecke, Fahrerprofil, Umgebungseinflüsse und Fahrzeug frei zu skalieren. Zur Bewertung der Relevanz eines Einflussfaktors soll folgende Gleichung herangezogen werden:

$$\text{Energierelevanz} = \Delta E \cdot N \cdot K$$

Die Energierelevanz oder auch die „Länge des Hebels“ ist somit das Produkt aus der Energiedifferenz (ΔE), der Häufigkeit N, wie oft eine solche Energiedifferenz auftritt, und den Energiekosten K. Die mögliche Energiedifferenz soll dabei durch eine Sensitivitätsanalyse einzelner Parameter bestimmt werden, d.h. sie werden innerhalb der Closed-Loop-Simulation in einem realitätstreuen Wertebereich variiert. Ein potentiell hoher Energiebedarf verursacht durch eine bestimmte Einflussgröße, hat also nur eine hohe Bedeutung, wenn dessen Auftrittswahrscheinlichkeit hoch genug ist. Für die wirtschaftliche Entwicklung von Algorithmen zur prädiktiven Energieberechnung (~ präzise Reichweitenbestimmung) muss jedoch der Aufwand in richtigem Verhältnis zum Nutzen stehen. Folgender Zusammenhang sollte dabei beachtet werden:

$$Entwicklungsrelevanz = \frac{Energierelevanz}{Entwicklungskosten}$$

Die Zielsetzung besteht darin, die Einflüsse ausfindig zu machen, die den größten Hebel auf die Reichweite und Zuverlässigkeit der Vorhersage haben. Jedoch sollte hierbei die Prämisse gelten, dass nur das simuliert wird, was auch in der Realität vorkommen kann. D.h. Anwendungsfälle/Testfälle sind nur relevant, wenn sie saisonal sowie regional erfahrbar sind.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Simulationsumgebung der ITK Engineering AG

Die ITK Engineering AG hat eine Simulationsumgebung entwickelt, dessen Kern ein Fahrzeugmodell für die Längs- und Querdynamik darstellt. Alle Bauteilkomponenten sind als gekapselte Module aufgebaut, wobei die Methode des Whitebox-Verfahrens den Zugriff auf Signale innerhalb der jeweiligen Module zulässt. Damit lassen sich individuelle, analytische Betrachtungsweisen einzelner Komponenten und deren Anpassung realisieren.

Für die energetische Betrachtungsweise ist das Fahrdynamikmodell durch verschiedene elektrische Antriebsstranganordnungen erweitert worden. Die temperaturabhängige Energiequelle in Form einer Lithium-Ionen-Batterie versorgt das komplette Fahrzeug mit der notwendigen Energie. Es werden verschiedene Antriebsarten mit einem oder mehreren Antriebsmotoren und deren Effizienzkennfelder inklusive Leistungselektronik berücksichtigt. Durch die individuelle Zuschaltung von DC/DC-Wandlern sind auch Antriebsmotoren mit unterschiedlichen Spannungsversorgungen in einem Fahrzeug möglich. Aufgrund dieser Einstellungsmöglichkeiten ist eine breite Palette zur Analyse der energetischen Betrachtung für die Antriebsseite gesetzt.

Für eine möglichst realitätsnahe Betrachtung wurde das Fahrdynamikmodell um ein Niedervolt-Bordnetz erweitert. Das Simulationsmodell liefert die Möglichkeit einzelne Nebenverbraucher individuell anzusteuern. Die Innenraumklimatisierung agiert beispielsweise über eine Kontrolleinheit abhängig von den Umwelteinflüssen und dem Fahrerprofil.

Die Integration der Fahrstrecke erfolgt mit dem Open-Drive Format [4] wodurch beliebige Fahrstrecken der Simulationsumgebung übergeben werden können. Das Höhenprofil und auch Eigenschaften der Fahrbahn werden einbezogen. Ein Fahrerregler wurde implementiert, welcher neben allen Längseigenschaften, wie Beschleunigung- und Geschwindigkeitsänderungen, auch die Quereigenschaften der Lenkung an die jeweilige Fahrstrecke anpasst. Damit lassen sich mit dem Modell neben verschiedenen Fahrstrecken auch unterschiedliche Fahrsituationen wie Stau oder einer Stadtfahrt simulieren. Durch die Anpassung des Fahrertyps können gemäßigte wie auch sportliche Fahrer simuliert werden.

Das schematische Zusammenspiel mit den Testfällen, der Simulationsumgebung und deren Ergebnisse werden in Abbildung 2 gezeigt. Durch das Functional Mock-up Interface [5] wird eine standardisierte Möglichkeit zur Erweiterung energetisch relevanter Quellen und Senken

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geschaffen. Dadurch entsteht ein flexibles Werkzeug um systemübergreifende Modelle in verschiedenen Programmiersprachen in das vorhandene System zu integrieren.

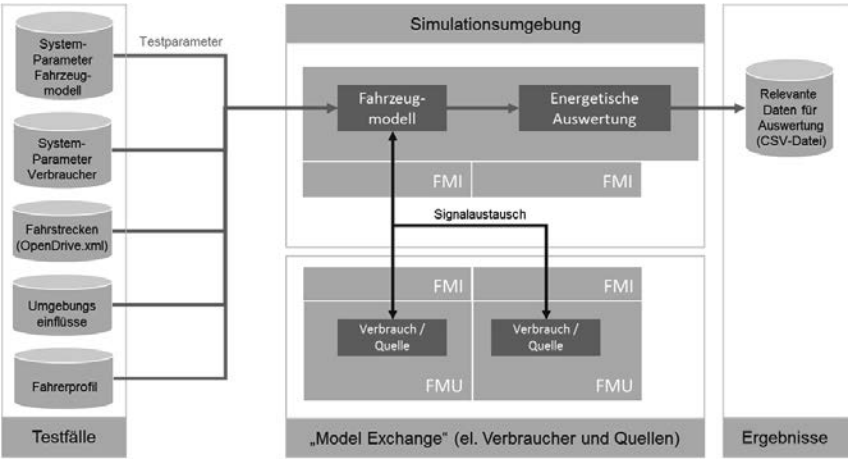


Bild 2: Schematische Darstellung der VeMoF-Simulationsumgebung

Die Assistenzfunktion

In einer Kooperation zwischen der ITK Engineering AG und dem Institut für Energieeffiziente Mobilität der Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft wird derzeit ein erweitertes Energie- und Reichweitenmanagement für elektrifizierte Fahrzeuge entwickelt. Die Assistenzfunktion soll auf einem Algorithmus basieren, der über die gesamte geplante Fahrstrecke hinweg die Betriebsstrategie des Elektrofahrzeugs optimiert. Diese soll garantieren, dass über eine intelligente Verbraucherregelung ein gewünschtes Fahrtziel zuverlässig erreicht werden kann. Dabei soll der Energieverbrauch jedoch nicht zwangsweise minimiert werden, da dies die Abschaltung gewünschter Verbraucher bedeuten würde. Im Rahmen der Betriebsstrategie sollen diese beibehalten, reduziert oder – ausschließlich wenn die energetische Notwendigkeit besteht – komplett abgeschaltet werden. Ist eine Zielerreichung trotz optimaler Betriebsstrategie ausgeschlossen, soll das erweiterte Energiemanagement unter Einbezug von streckenspezifischen Informationen und der Ladestation-Infrastruktur eine alternative Streckenführung ermöglichen. [6]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Umsetzung soll durch intelligente und in Software umzusetzende Algorithmen realisiert werden, da Softwaresysteme ohne zusätzliche Komponenten ökonomisch betrachtet kostengünstiger sind als Systeme mit physischen Komponenten. Bild 3 zeigt die Ein- und Ausgänge des erweiterten Energiemanagements inklusive der Assistenzfunktion. Es beinhaltet eine Komponente zur prädiktiven Berechnung der benötigten Energie. Diese prädiktiv ermittelten Werte sowie die aktuellen Größen des Fahrzeugs stellen die Eingangsdaten für den Algorithmus dar. Die Assistenzfunktion entspricht den Ausgabegrößen, wozu sowohl Eingriffe in die Nebenverbraucherregelung und die Antriebsparameter zählen als auch Handlungsempfehlungen an den Fahrer.

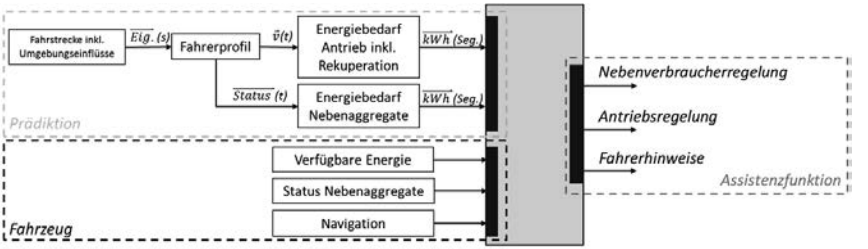


Bild 3: Ein- und Ausgänge des erweiterten Energiemanagements

Ziel ist es, durch die Verwendung der Assistenzfunktion im realen Fahrzeug die Akzeptanz von Elektrofahrzeugen - insbesondere bei Fahrten im Grenzbereich - zu erhöhen und dabei dem Nutzer die Angst vor dem „Liegenbleiben“ zu nehmen. [6]

Ausblick: Automatisierter Fahrer

„Jedes zweite Automobilunternehmen erwartet den Durchbruch für autonomes Fahren bis 2030. Selbstfahrende Autos werden zu unserem Alltag gehören und die Mobilität prägen.“ prognostiziert PricewaterhouseCoopers. Vorläufer-Technologien wie das „Remote Valet Parking“, aber auch vollkommen autonome Fahrzeuge sind bereits auf dem Vormarsch. [7] Sogar Autokäufer aus verschiedenen Ländern sind größtenteils davon überzeugt, dass autonome Fahrzeuge in den nächsten zehn Jahren Realität sein werden (Internationaler Durchschnitt: 81%, deutscher Durchschnitt: 64%). [8]

Was bedeutet dieser gesellschaftliche Wandel für die Entwicklung des Automobils? Software hat einen immer höheren Stellenwert im Gesamtprodukt Automobil. Neue Herausforderungen und Rahmenbedingungen werden geschaffen. Der Fahrer als gefühlsgeleitetes und verhaltensschwankendes Individuum entfällt als Unsicherheitsfaktor in der energetischen Ge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

samtbetrachtung. Dies führt dazu, dass sich einige Testfälle ändern oder ganz entfallen. Auf der anderen Seite werden viele weitere Testfälle hinzukommen, da neue Anforderungen entstehen, beispielsweise der Spagat zwischen angenehmen und effizientem (vorausschauenden) Fahren.

Die Simulationsumgebung von ITK bietet hierfür die Möglichkeit flexibel erweitert zu werden: der autonome Fahrer kann als weiteres System über die FMI/FMU-Schnittstelle an die Simulationsumgebung angehängt werden.

Literaturverzeichnis

[1] Aral Aktiengesellschaft - Marktforschung, „Aral Studie - Trends beim Autokauf 2015," 2015. [Online]. Available: http://www.aral.de/content/dam/aral/Presse%20Assets/pdfs%20Brosch%C3%BCren/trends-beim-autokauf-2015.pdf. [Zugriff am 02 09 2016].

[2] E. &. Y. G. -. V. Research, „European Automotive Survey 2011," 2011.

[3] B. f. V. u. d. Infrastruktur, „Elektromobilität in Haushalten und Flotten: Was beeinflusst die Kauf- und Nutzungsbereitschaft?," Fraunhofer ISI, Karlsruhe, Berlin, 2015.

[4] VIRES Simulationstechnologie GmbH, „VIRES," 2016. [Online]. Available: https://www.vires.com/. [Zugriff am 01 09 2016].

[5] Modelica Association, „Functional Mock-Up Interface," 01 09 2016. [Online]. Available: https://www.fmi-standard.org/.

[6] R. Kriesten, B. Fallnich und S. Buck, „Prädiktive Kopplung von Reichweiten- und Energiemanagement zur zuverlässigen Fahrtzielerreichung bei Elektrofahrzeugen," in *16. Internationaler Kongress - Elektronik im Fahrzeug*, Baden-Baden, VDI, 2013.

[7] TWT Digital Group GmbH, „Prognose: Autonomes Fahren wird bis 2030 selbstverständlich," 17 02 2016. [Online]. Available: https://www.twt.de/news/detail/prognose-autonomes-fahren-wird-bis-2030-selbstverstaendlich.html. [Zugriff am 12 09 2016].

[8] Commerz Finanz (BIPE), „Anteil der Autokäufer in ausgewählten Ländern, die im Jahr 2016 der Meinung waren, dass das autonome Auto in den nächsten 10 Jahren Realität wird," 2016.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Simulation des elektrischen Antriebsstrangs unter Verwendung des FMI-Standards

M.Sc. **Christoph Bals**, Dr.-Ing. **Karl Gruber**, AUDI AG, Ingolstadt;
Prof. Dr.-Ing. **Dieter Gerling**, Universität der Bundeswehr München

Kurzfassung

Für die virtuelle Entwicklung elektrischer Antriebsstränge bedarf es einer leistungsfähigen Simulationsumgebung. Ziel ist es, die verschiedenen Komponentenmodelle wie Batterie, Leistungselektronik, elektrische Maschine, Getriebe und Regelung miteinander zu koppeln und modular austauschbar zu machen. Für die toolunabhängige Kopplung von Komponentenmodellen ist das Functional Mock-up Interface (FMI) die geeignete Technologie. Mit der Simulationsumgebung soll die Interaktion der Komponenten untersucht und der Entwurfsprozess der elektrischen Maschine unterstützt werden.

In diesem Beitrag wird ein Berechnungsprozess zur Untersuchung des Umrichterbetriebs einer Asynchronmaschine (ASM) als Teil der Simulationsumgebung vorgestellt. Für die Simulation des Umrichterbetriebs ist es notwendig, die maschineneigenen und die vom Umrichter verursachten höheren Harmonischen der Stromverläufe abbilden zu können. Im Anschluss kann dann der Einfluss der Stromharmonischen auf die parasitären Effekte wie Verluste, Drehmomentwelligkeit und Geräusche untersucht werden. Die elektromagnetische Auslegung elektrischer Maschinen erfolgt in der Regel unter Verwendung eines Finite-Elemente-Modells (FE-Modells), das auch Stromverläufe mit höheren Harmonischen berechnen kann. Für die Untersuchung von Wechselwirkungen mit anderen Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs benötigt das FE-Modell der elektrischen Maschine aber sehr viel Rechenzeit. Deshalb ist der Kern dieses Beitrags ein rechenzeiteffizientes, vereinfachtes Modell der ASM. Dieses wird vorab per FE-Simulation für die Umgebung eines Betriebspunktes parametriert und anschließend mit einem Modell des Umrichters gekoppelt. Das vereinfachte ASM-Modell wird zunächst validiert und im Anschluss zum Aufzeigen einiger Auswirkungen des Umrichterbetriebs verwendet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

For the development of the electric drivetrain a powerful simulation environment is required. It is the aim to couple the component models like battery, inverter, electrical machine, gearbox and controller and to be able to replace them in a modular way. For tool independent coupling of component models the Functional Mock-up Interface (FMI) is a suitable technology. The simulation environment should enable the study of the interaction of the components and support the development process of the electrical machine.

This paper proposes a calculation process as part of the simulation environment to analyze the inverter operation of an induction machine. For the simulation of the inverter operation it is necessary to be able to describe the machine inherent and the inverter caused higher harmonics in the current waveforms. Then the influence of the current harmonics on the parasitic effects like losses, torque ripple and noise can be investigated. The electromagnetic design of electrical machines is usually performed with the help of a finite-element-model (FE-model) that is able to calculate current waveforms with higher harmonics. However the FE-model requires high computation time for studying the interaction with the other components of the electric drivetrain. Hence the essence of this paper is a simplified induction machine model with low computational effort. This model is pre-parameterized by FE-simulation for the environment of an operating point and then coupled with a model of the inverter. The simplified induction machine model is validated first and then used to show some effects of the inverter operation.

1. Einführung – Berechnung elektrischer Maschinen

In Traktionsantrieben moderner Elektro- und Hybridfahrzeuge befinden sich speziell für diese Anwendung ausgelegte elektrische Maschinen. Im Vordergrund des Entwurfsprozesses einer elektrischen Maschine steht die elektromagnetische Auslegung. In den ersten Schritten des klassischen Entwurfsprozesses werden die Hauptabmessungen, der magnetische Kreis und die Wicklung auf Basis analytischer Gleichungen vorausgelegt [1]. Anschließend erfolgt die genaue Dimensionierung und Optimierung durch Nachrechnung. Dabei kommen meist numerische Verfahren, wie die Finite-Elemente-Methode, zum Einsatz [2]. Für stationäre Anwendungen ist es häufig ausreichend, die für die Anwendung wichtigen Betriebspunkte zu berechnen und die sich einstellenden Ströme, die Verlustleistung und den Wirkungsgrad an diesen Betriebspunkten zu analysieren. Im Gegensatz dazu müssen bei der Auslegung von Traktionsantrieben im Automobilbereich zusätzlich folgende Punkte beachtet werden:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Der reale Fahrbetrieb führt meist dazu, dass das Antriebssystem nicht in stationären Betriebspunkten betrieben wird. Deshalb muss im Auslegungsprozess auch das transiente Verhalten der elektrischen Maschine untersucht werden.
- Bei Traktionsantrieben ist die elektrische Maschine von den weiteren Komponenten des elektrischen Antriebsstrangs wie Batterie und Umrichter abhängig. Vor allem der Umrichterbetrieb verstärkt die parasitären Effekte einer elektrischen Maschine. Dazu gehören u.a. die Verlustleistung, die Drehmomentwelligkeit und Geräusche.
- Aufgrund der Bauraumanforderungen werden elektrische Maschinen für Traktionsantriebe im Automobilbereich hochausgenutzt ausgelegt. Die Nichtlinearität des magnetischen Kreises muss deshalb im Entwurfsprozess berücksichtigt werden.

Um die genannten Anforderungen bereits vor dem Aufbau der ersten Prototypen einer Maschinenkonfiguration bewerten zu können, bedarf es einer rechenzeiteffizienten Simulationsumgebung. Zur Bewertung des transienten Verhaltens einer Asynchronmaschine (ASM) wurde in [3] als Teil der Simulationsumgebung ein vereinfachtes Modell vorgestellt, das aus der FE-Simulation abgeleitet wird. Dieses deckt als reines Grundschwingungsmodell unter Berücksichtigung der magnetischen Sättigung den gesamten Betriebsbereich ab.

In diesem Beitrag steht die Untersuchung des Umrichterbetriebs einer ASM an stationären Betriebspunkten im Fokus. Dazu wird in Kapitel 2 zunächst der entwickelte Berechnungsprozess vorgestellt. Das dafür notwendige FE-Modell der ASM und das vereinfachte ASM-Modell sind Inhalt von Kapitel 3 und 4. In Kapitel 5 wird auf den gekoppelten Betrieb des vereinfachten ASM-Modells mit einem Umrichtermodell eingegangen, und es werden einige Auswirkungen des Umrichterbetriebs aufgezeigt.

2. Berechnungsprozess zur Untersuchung von Stromharmonischen der ASM

In diesem Abschnitt wird der entwickelte Berechnungsprozess zur Untersuchung von maschineneigenen und vom Umrichter verursachten Stromharmonischen der ASM vorgestellt. Anschließend werden die Vorteile gegenüber der direkten Kopplung von Umrichtermodell und FE-Modell aufgezeigt.

Der entwickelte Berechnungsprozess ist in Bild 1 dargestellt und ist eine Kombination aus FE-Modell der ASM, einem vereinfachten Modell der ASM und einem Umrichtermodell. Die sinusförmigen Spannungsverläufe sind jeweils einem bestimmten Betriebspunkt der ASM zugeordnet und werden vorab gewählt. Im ersten Schritt muss das vereinfachte ASM-Modell einmalig je Betriebspunkt durch eine spannungsgetriebene FE-Simulation mit sinusförmiger Anregung parametriert werden. Es werden dabei Induktivitätsverläufe an das vereinfachte Modell übergeben. Nach dem Parametrierungsvorgang kann das vereinfachte Modell mit

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dem Umrichtermodell gekoppelt werden. Das Umrichtermodell verarbeitet die sinusförmigen Sollspannungsverläufe unter Berücksichtigung des Modulationsverfahrens zu Spannungspulsmustern und regt damit das vereinfachte ASM-Modell an. Das vereinfachte ASM-Modell gibt die Verläufe von Stator- und Rotorströmen der ASM inklusive höherer Harmonischer mit sehr guter Genauigkeit aus, was in den weiteren Abschnitten gezeigt wird. Diese Stromverläufe können im letzten Schritt zur Auswertung von Verlusten, Radialkräften und Drehmoment in die stromgetriebene Version des FE-Modells eingespeist werden.

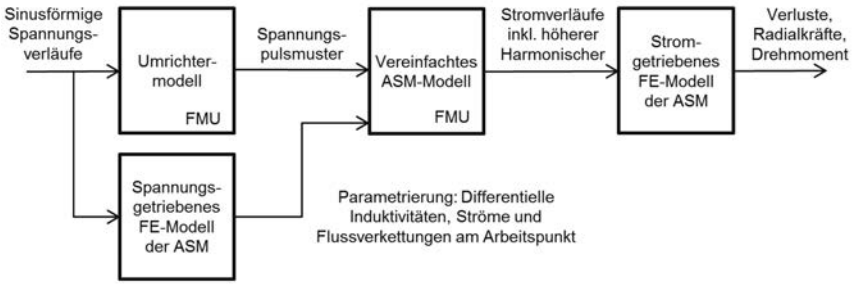


Bild 1: Berechnungsprozess zur Untersuchung von Stromharmonischen der ASM

Der in Bild 1 gezeigte Berechnungsprozess hat gegenüber der in Bild 2 dargestellten direkten Kopplung von Umrichtermodell und spannungsgetriebenem FE-Modell der ASM mehrere Vorteile:

- Bei einer Iteration von verschiedenen Modulationsverfahren und Umrichterfrequenzen muss nur einmalig eine spannungsgetriebene FE-Simulation mit sinusförmiger Anregung je Betriebspunkt zur Parametrierung des vereinfachten Modells durchgeführt werden. Spannungsgetriebene FE-Simulationen einer ASM sind wegen des auftretenden Einschwingvorgangs sehr rechenzeitintensiv.
- Die einmalig notwendige spannungsgetriebene FE-Simulation je Betriebspunkt kann wegen der Anregung mit sinusförmiger Spannung mit größerer Schrittweite durchgeführt werden als bei der direkten Kopplung mit einem Umrichtermodell. Bei der Anregung des FE-Modells mit Spannungspulsmustern wie in Bild 2 muss die Schrittweite je nach Umrichterfrequenz mindestens um eine Größenordnung kleiner gewählt werden.
- Bei der nachgeschalteten stromgetriebenen FE-Simulation in Bild 1 tritt im Gegensatz zur spannungsgetriebenen FE-Simulation ein vernachlässigbar kleiner Einschwingvorgang auf.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

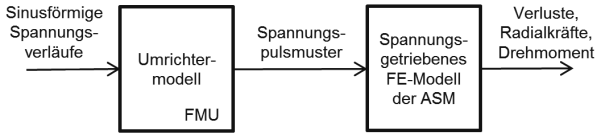


Bild 2: Direkte Kopplung von Umrichtermodell und FE-Modell der ASM

Durch die genannten Vorteile können die Verluste, die Radialkräfte und der Drehmomentverlauf mit dem in Bild 1 dargestellten Berechnungsprozess deutlich rechenzeiteffizienter ausgewertet werden als mit der direkten Kopplung in Bild 2.

3. Finite-Elemente-Modell der ASM

Zur Parametrierung des vereinfachten Modells dient in diesem Beitrag das FE-Modell einer dreiphasigen Beispiel-ASM mit Käfigläufer und einer Polpaarzahl von $p = 2$. Das zweidimensionale FE-Modell eines Pols der Beispielmaschine ist mit Vernetzung in Bild 3 dargestellt.

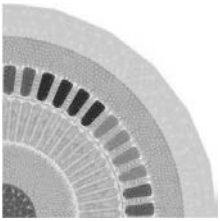


Bild 3: Zweidimensionales FE-Modell der Beispiel-ASM

Für den entwickelten Berechnungsprozess nach Bild 1 kann das FE-Modell der ASM sowohl spannungsgetrieben als auch stromgetrieben angesteuert werden. Im spannungsgetriebenen Fall werden die drei Statorspannungen vorgegeben und die Rotorstäbe sind mithilfe eines gekoppelten Schaltkreises kurzgeschlossen. Da die Ströme in den Rotorströmen beim Starten der Betriebspunktberechnung gleich Null sind, führt bei der spannungsgetriebenen Simulation ein sehr langer Einschwingvorgang zu sehr hohen Rechenzeiten. Sind die Stromverläufe von Stator und Rotor bekannt, können diese in die stromgetriebene Version des FE-Modell eingeprägt und nahezu ohne Einschwingvorgang simuliert werden. Das FE-Modell der Beispiel-ASM kann außerdem in jedem Zeitschritt die Induktivitätsmatrix der Maschine berechnen. Dies wird für die Parametrierung des vereinfachten ASM-Modells genutzt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Vereinfachtes ASM-Modell

In diesem Abschnitt wird das vereinfachte ASM-Modell vorgestellt, das mithilfe des zugehörigen FE-Modells mit Induktivitätsverläufen parametriert wird. Grundlage des vereinfachten Modells der ASM sind die Spannungsdifferentialgleichungen von Stator und Rotor in vektorieller Notation

$$\underline{u} = \boldsymbol{R} \cdot \underline{i} + \frac{\mathrm{d}\underline{\psi}}{\mathrm{dt}} \quad . \tag{1}$$

Da die Beispielmaschine $m_S = 3$ Statorphasen und $m_R = 17$ Rotorstäbe je Pol hat, teilt sich das System mit 20 Differentialgleichungen entsprechend auf. Zustandsgrößen sind die magnetischen Flussverkettungen

$$\underline{\psi} = \begin{bmatrix} \psi_a \\ \psi_b \\ \psi_c \\ \psi_{Stab1} \\ \vdots \\ \psi_{Stab17} \end{bmatrix} \quad . \tag{2}$$

Der in (1) auftretende Stromvektor

$$\underline{i} = \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \\ i_{Stab1} \\ \vdots \\ i_{Stab17} \end{bmatrix} \tag{3}$$

beinhaltet ebenfalls die Phasenströme des Stators und die Ströme in den Rotorstäben. Wegen des kurzgeschlossenen Rotorkäfigs sind im Spannungsvektor

$$\underline{u} = \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4}$$

die Einträge der Rotorspannungen gleich Null. Der Spannungsabfall an den Widerständen von Stator und Rotor wird mit der Diagonalmatrix

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$\boldsymbol{R} = diag(R_S, R_S, R_S, R_R, \ldots, R_R) \tag{5}$$

berechnet. Die Induktivitätsmatrix $\boldsymbol{L}$ beschreibt den Zusammenhang zwischen den Strömen und der magnetischen Flussverkettung

$$\underline{\psi} = \boldsymbol{L} \cdot \underline{i} \,. \tag{6}$$

Im Fall der Beispielmaschine hat die Induktivitätsmatrix eine Größe von 20x20. Das verwendete FE-Simulationstool bietet die Möglichkeit, die Induktivitätsmatrix in jedem Zeitschritt einer transienten Berechnung zu bestimmen. Es kann zwischen der nominellen Induktivitätsmatrix $\boldsymbol{L}$ und der differentiellen Induktivitätsmatrix $\boldsymbol{L_D}$ gewählt werden. Die differentielle Induktivitätsmatrix beschreibt die Änderung der Flussverkettung $\underline{\Delta\psi} = \underline{\psi} - \underline{\psi}_0$ in der Umgebung eines Arbeitspunktes bei einer Auslenkung des Stroms um $\underline{\Delta i} = \underline{i} - \underline{i}_0$ mittels

$$\underline{\Delta\psi} = \boldsymbol{L_D} \cdot \underline{\Delta i} \,. \tag{7}$$

Durch Umformen kann nach dem Strom aufgelöst werden zu

$$\underline{i} = \boldsymbol{L_D}^{-1} \cdot \left(\underline{\psi} - \underline{\psi}_0\right) + \underline{i}_0 \,. \tag{8}$$

Da mit dem vereinfachten ASM-Modell jeweils die Umgebung eines bestimmten Betriebspunktes mit dem Strom $\underline{i}_0$ und der Flussverkettung $\underline{\psi}_0$ untersucht werden soll, wurde zur Parametrierung die differentielle Induktivitätsmatrix gewählt. Die differentiellen Induktivitäten stellen die partiellen Ableitungen der Flussverkettungen nach den einzelnen Strömen dar und führen in der Umgebung eines Betriebspunkts zu einer höheren Modellgenauigkeit. Durch Einsetzen von (8) in (1) sind zu jedem Zeitschritt alle Größen bekannt und das Differentialgleichungssystem kann numerisch gelöst werden. Zur Parametrierung wird die kleinste sich wiederholende Periode der Induktivitätsverläufe bestimmt und von der FE-Simulation zusammen mit $\underline{i}_0$ und $\underline{\psi}_0$ an das vereinfachte ASM-Modell übergeben.

Im Weiteren wird als Beispiel ein Betriebspunkt der ASM bei einer Spannung von $\hat{u} = 20\mathrm{V}$, einer Statorfrequenz von $f_{el} = 50\mathrm{Hz}$ und einer Drehzahl von $n = 1440\mathrm{U/min}$ betrachtet. Aus dem Zusammenhang der Frequenzen der ASM ergibt sich eine elektrische Rotorfrequenz an diesem Betriebspunkt von

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$f_r = f_{el} - f_m = f_{el} - n \cdot p = 50\text{Hz} - 1440\ \text{U/min} \cdot 2 = 2\text{Hz}\ . \tag{9}$$

Das vereinfachte ASM-Modell wird an diesem Betriebspunkt mit Verläufen differentieller Induktivitäten über eine gesamte elektrische Rotorperiode $T_r = \frac{1}{f_r} = 0{,}5s$ bedatet. Vier Einträge der 20x20 Matrix sind in Bild 4 geplottet. Da die Induktivitätsmatrix symmetrisch ist, reicht es unter Berücksichtigung der Diagonale 210 der insgesamt 400 Einträge im Modell abzulegen. Als Interpolationsart werden im vereinfachten ASM-Modell kubische Splines verwendet. Bei der Simulation des vereinfachten ASM-Modells wird nach Durchlaufen einer elektrischen Rotorperiode wieder auf die ersten Einträge der Lookup-Tabellen zugegriffen.

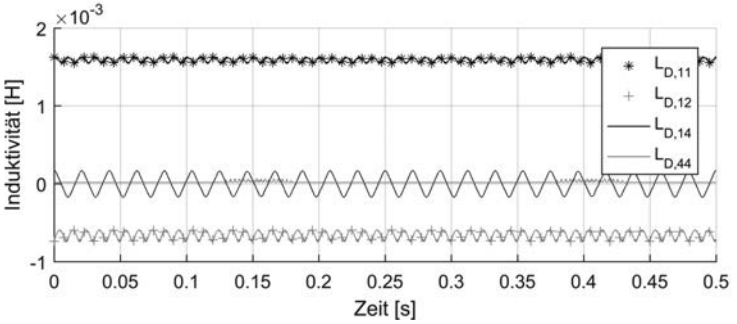


Bild 4: Verläufe differentieller Induktivitätsverläufe über eine elektrische Rotorperiode

Nach der Parametrierung wird durch Abgleich mit der spannungsgetriebenen FE-Simulation überprüft, ob das vereinfachte ASM-Modell bei Anregung mit der gleichen sinusförmigen Spannung die Stromverläufe des Betriebspunktes richtig wiedergibt. Bild 5 zeigt anhand des Stromverlauf der Phase A, dass das vereinfachte ASM-Modell dem FE-Modell sehr gut folgen kann. Es muss beachtet werden, dass im vereinfachten ASM-Modell noch kein Stromverdrängungseffekt in den Rotorstäben berücksichtigt wird. Deshalb wurde auch im FE-Modell die Stromverdrängung in den Rotorstäben deaktiviert. Bei einer sehr geringen Rotorgrundschwingungsfrequenz von $f_r = 2\text{Hz}$ ist der Einfluss der Stromverdrängung in den Rotorstäben gering.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

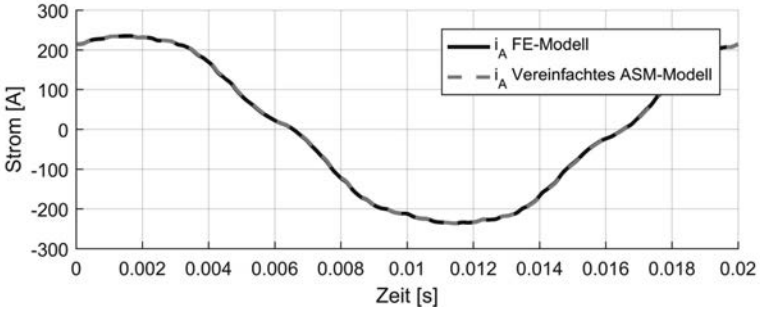


Bild 5: Verlauf des Statorphasenstroms bei Anregung mit sinusförmiger Spannung

In Bild 6 sind die Spektren zu den Stromverläufen in Bild 5 dargestellt. Es zeigt sich, dass das vereinfachte ASM-Modell die maschineneigenen Stromharmonischen im Vergleich zum FE-Modell sehr gut abbilden kann.

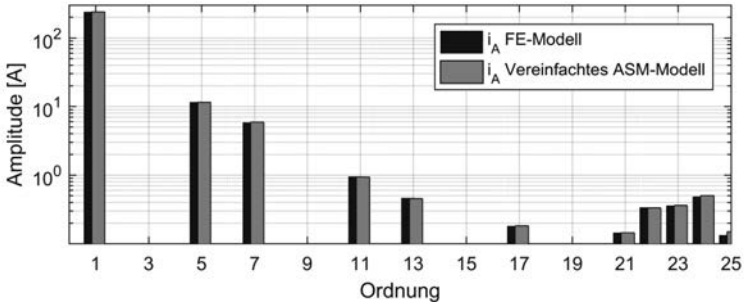


Bild 6: Spektrum des Statorphasenstroms bei Anregung mit sinusförmiger Spannung

5. Kopplung mit einem Modell des Umrichters

Zur Simulation des Umrichterbetriebs der Beispiel-ASM wurde ein Modell eines selbstgeführten dreiphasigen Wechselrichters mit eingeprägter Zwischenkreisspannung U_{dc} und Pulsweitenmodulation (PWM) nach [4] implementiert. Weitere Eingangsgrößen des Modells sind neben der Amplitude $\hat{u}$ und der Frequenz f_{el} des sinusförmigen Sollspannungsverlauf die PWM-Frequenz f_{PWM}. In Bild 7 ist ein Spannungspulsmuster u_A für einen vorgegebenen Sollspannungsverlauf $u_{A,soll}$ dargestellt. Der Sollspannungsverlauf mit $\hat{u} = 20\mathrm{V}$ und $f_{el} = 50\mathrm{Hz}$ entspricht dem zuvor betrachteten Betriebspunkt, der in diesem Abschnitt im Umrichterbetrieb betrachtet werden soll. Als PWM-Frequenz wurde

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$f_{PWM} = 2\text{kHz}$ gewählt. Da die Sollspannungsamplitude von $\hat{u} = 20\text{V}$ im Verhältnis zur gewählten Zwischenkreisspannung $U_{dc} = 360\text{V}$ sehr klein ist, fallen die Spannungspulse sehr schmal aus. Dies führt u.a. dazu, dass die Schrittweite des vereinfachten ASM-Modells und der direkten Kopplung nach Bild 2 um eine Größenordnung kleiner gewählt werden muss. Während die Rechenzeiterhöhung beim vereinfachten Modell vernachlässigbar ist, führt die Schrittweitenverkleinerung bei der direkten Kopplung mit dem FE-Modell zu einer Rechenzeit von über einer Woche am Beispielbetriebspunkt.

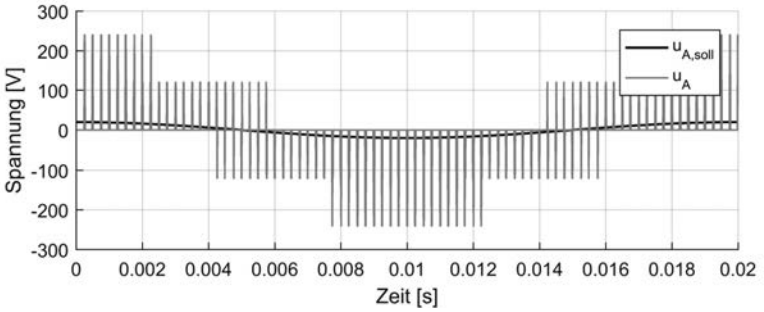


Bild 7: Sollspannungsverlauf und PWM-Spannungspulsmuster

Die direkte Kopplung von Umrichter- und FE-Modell wurde am Beispielbetriebspunkt durchgeführt, um die Stromverläufe des vereinfachten ASM-Modells zu validieren. Das vereinfachte ASM-Modell ist nach Bild 1 aus dem Lauf des FE-Modells mit sinusförmiger Spannungsanregung parametriert. Die Stromverläufe in Bild 8 zeigen, dass das vereinfachte ASM-Modell die durch den Umrichter verursachten Stromharmonischen gut wiedergeben kann. Der Stromverdrängungseffekt in den Rotorstäben ist weiterhin nicht berücksichtigt.

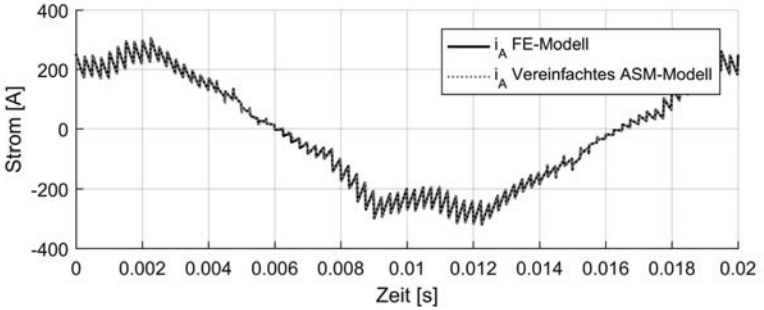


Bild 8: Verlauf des Statorphasenstroms bei Anregung mit PWM-Spannungspulsmuster

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Spektren in Bild 9 zu den Stromverläufen in Bild 8 zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Es treten die typischen Harmonischen des Umrichterbetriebs in der Umgebung der PWM-Frequenz (Ordnung 40) und in der Umgebung der Vielfachen der PWM-Frequenz (Ordnung 80) auf.

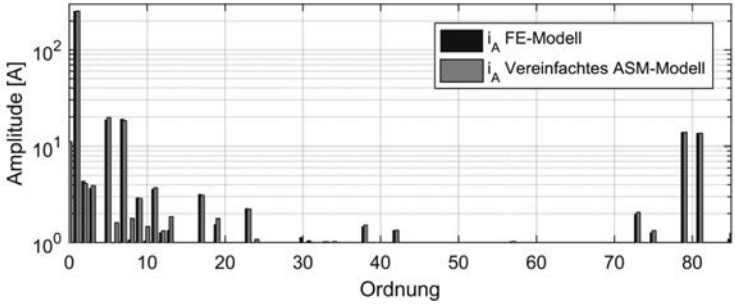


Bild 9: Spektrum des Statorphasenstroms bei Anregung mit PWM-Spannungspulsmuster

Einige Auswirkungen des Umrichterbetriebs auf die Verluste der ASM sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Der Umrichterbetrieb führt, verglichen mit der sinusförmigen Spannungsanregung, zu einer deutlichen Erhöhung der einzelnen Verlustarten am betrachteten Betriebspunkt. Darüber hinaus führt die Umrichterspeisung zu zusätzlichen Harmonischen in den Verläufen des Drehmoments und den geräuschanregenden Radialkräften. Deshalb ist eine Kopplung des Maschinenmodells mit einem Modell des Umrichters im Auslegungsprozess sinnvoll und notwendig.

Tabelle 1: Auswirkungen des Umrichterbetriebs am Beispielbetriebspunkt

	Sinusförmige Anregung	**PWM-Betrieb mit 2kHz**
Mittlere Verluste Statorwicklung	944,84 W	1177,76 W
Mittlere Verluste Rotorstäbe	166,85 W	208,64 W
Mittlere Eisenverluste	35,63 W	109,89 W

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde ein Berechnungsprozess vorgestellt, mit dem der Umrichterbetrieb einer ASM als Teil des elektrischen Antriebsstrangs rechenzeiteffizient untersucht werden kann. Unter Verwendung des entwickelten vereinfachten ASM-Modells können die Stromverläufe für verschiedene Umrichterverfahren und -frequenzen sehr schnell berechnet werden. Die Validierung zeigt, dass die Stromverläufe mit der FE-Simulation sehr gut übereinstimmen. Das vereinfachte ASM-Modell wird vorab für die Umgebung eines Betriebspunktes parametriert. Die erzeugten Stromverläufe werden zur Untersuchung parasitärer Effekte der ASM in ein stromgetriebenes FE-Modell eingespeist. Der Rechenzeitvorteil ergibt sich durch das Vermeiden der direkten Kopplung von FE-Modell und Umrichtermodell, bei der sehr kleine Zeitschrittweiten notwendig sind.

Im weiteren Vorgehen soll der Stromverdrängungseffekt im vereinfachten ASM-Modell mit berücksichtigt werden. Außerdem soll untersucht werden, ob sich das vereinfachte ASM-Modell mit einem einzigen Parametrierungslauf für einen größeren Betriebsbereich parametrieren lässt. Zusätzlich ist ein Abgleich mit Messungen am Prüfstand geplant.

6. Literaturangaben

[1] Müller, G., Vogt, K., Ponick, B.: Berechnung elektrischer Maschinen. Weinheim: WILEY-VCH Verlag 2008

[2] Bianchi, N.: Electrical Machine Analysis Using Finite Elements. Boca Raton: CRC Press, 2005

[3] Bals, C., Gerling, D.: Reduced Order Model of the Induction Machine Derived from Finite-Element-Analysis. Proceedings of the XXIIth International Conference on Electrical Machines, Lausanne 2016

[4] Schröder, D.: Leistungselektronische Schaltungen: Funktion, Auslegung und Anwendung. Heidelberg: Springer, 2012

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Integrationsmethodik für Simulationsmodelle beim vernetzten Steuergerätetest

Automatisierte Prüfung der Koppelbarkeit von Simulationsmodellen

M.Sc. **T. Filler**, M.Sc. **T. Schulz**, Dr. -Ing. Dipl. Math. **A. Soppa**, Volkswagen AG, Wolfsburg;
Prof. Dr. -Ing. **H. Szczerbicka**, Leibniz Universität, Hannover

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden Lösungskonzepte beschrieben, die sich mit einem effizienten Aufbau von Testumgebungen für vernetzte Steuergeräte in der Simulation befassen. Eine große Herausforderung stellen dabei geeignete Streckenmodelle von zugrunde liegenden Bauteilen dar. Für einen effizienten Austausch von Modellen eignet sich der FMI Standard. Im Beitrag wird daher eine Methodik vorgestellt, welche das Verhalten von Modellen gemäß des FMI Standards [1] in verschiedenen Betriebsbereichen vollautomatisiert untersucht. Darüber hinaus analysiert sie die Integrationsfähigkeit von Modellen bei verschiedenen Mikro- und Makroschrittweiten bzgl. Echtzeitfähigkeit und Kopplungsstabilität. Als Anwendungsbeispiel dienen ein Feder-Masse-Dämpfer-System sowie die Kopplung eines numerisch anspruchsvollen Software-in-the-Loop (SiL)-Modells mit einem Hardware-in-the-Loop (HiL)-Prüfstand aus dem Bereich der Fahrdynamik. Das SiL-Modell wird dabei auf separater Hardware (PC) in variabler Schrittweite gerechnet.

Abstract

This contribution describes concepts for an efficient setup of simulation testbeds for connected electrical control units. One big challenge arising thereby is having suitable plant models of underlying physical components. The FMI Standard serves to exchange models efficiently. Therefore, this contribution presents a methodology that automatically analyses the behavior of models according to the FMI Standard [1] in different operating ranges. Furthermore, it evaluates their suitability for various simulation environments concerning step sizes and real time capability. Application examples are a mass-spring-damper system and a numerically sophisticated SiL model which is coupled with a HiL test bench. The SiL-model is calculated with a variable step solver on separate hardware (PC).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

In der Automobilindustrie steigen sowohl die Anzahl als auch die Komplexität von Regelfunktionen im Fahrzeug immer mehr an und der alleinige Test im Fahrversuch ist wirtschaftlich nicht effizient durchführbar. Die Bewertung von Regelfunktionen in der Simulation mithilfe von Hardware-in-the-Loop (HiL)-Umgebungen ist daher etabliert und auch Simulationen mittels Software-in-the-Loop (SiL)-Umgebungen gewinnen zunehmend an Bedeutung.

Zum Aufbau solcher Simulationsumgebungen werden zusätzlich zum Funktionscode detaillierte, numerisch anspruchsvolle Streckenmodelle für die Simulation der jeweiligen Bauteile benötigt. Da Funktionen zunehmend über mehrere Steuergeräte verteilt sind (z. B. Spurhalteassistent, Parklenkassistent) werden Funktionsteile verschiedener Steuergeräte für die Manöver benötigt. Es müssen daher mehrere Modelle aus unterschiedlichen Domänen miteinander gekoppelt werden. In der Praxis stellt sich die Situation so dar, dass Simulationsmodelle von verschiedenen Zulieferern und Fachabteilungen entwickelt werden. Für eine durchgängige Verwendung von Modellen mit verschiedenen Eigenschaften müssen daher kopplungsspezifische Anforderungen beachtet werden.

Eine praktische Durchführung des Modellaustausches lässt sich mittels des FMI Standards (Functional Mockup Interface) effektiv gestalten, indem Modelle vereinheitlicht zwischen Fachabteilungen und Zulieferern ausgetauscht werden können. FMI bietet die Möglichkeit, Modelle simulatorunabhängig und standardisiert zwischen Entwicklungspartnern auszutauschen. Dennoch gewährleistet der Standard nicht, dass sich mehrere Modelle stabil miteinander koppeln lassen. Es ist darüber hinaus unklar, wie sich Modelle in verschiedenen Betriebsbereichen verhalten.

Für diese Fragestellungen werden in diesem Beitrag Lösungskonzepte vorgeschlagen.

2. Der vernetzte Steuergerätetest

Der Test von Steuergeräten ist bei aktuellen Fahrzeugen bereits aufwändig und der Testumfang wird sich vor dem Hintergrund des hochautomatisierten bzw. autonomen Fahrens weiter erhöhen [2]. Die größte Herausforderung besteht hierbei in der Nachbildung der komplexen Fahrzeugumgebung, da Fahrerassistenzsysteme, Sicherheits- und Komfortfunktionen zunehmend Aufgaben vom Fahrer übernehmen.

Neben dem steigenden Funktionsumfang zeigt sich zudem der Trend, dass komplexe Funktionen zunehmend auf verschiedene Steuergeräte verteilt sind. Für die Absicherung von sogenannten vernetzten Funktionen wie z. B. ACC (Adaptive Cruise Control) werden bereits mehrere Steuergeräte für den Test benötigt, die miteinander interagieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Test im Fahrversuch ist für vernetzte Funktionen etabliert und er bietet den höchsten Grad der Realität. Beim Test mit Hardware-in-the-Loop (HiL) können Regelfunktionen auf der finalen Hardware getestet werden. Die Umgebung des Fahrzeugs wird dabei unter Echtzeitbedingungen simuliert. Im Gegensatz zum Fahrversuch können Funktionstests hier reproduzierbarer und kostengünstiger durchgeführt werden. Schließlich existiert noch die Testmethode Software-in-the-Loop (SiL). Hier erfolgt der Test nicht auf der Zielhardware, sondern der kompilierte Funktionscode wird auf einem Rechner ausgeführt. Im Gegensatz zum HiL-Test oder dem Fahrversuch können Tests mit SiL sehr gut parallelisiert und skaliert werden, so dass z. B. Testautomatisierungen auf Rechenclustern erfolgen können. Es werden alle drei Methoden für eine effiziente Absicherung benötigt, wobei sowohl für SiL- als auch für HiL-Tests geeignete Streckenmodelle benötigt werden.

Damit Testfälle für SiL- und HiL-Tests wiederverwendet werden können ist es notwendig, Streckenmodelle wiederzuverwenden und einheitliche Schnittstellen zwischen beteiligten Steuergeräten zu definieren. Auf diese Weise können in den Simulationsumgebungen identische Tools und Tests verwendet werden, wobei nicht alle Tests übernommen werden können. Bei HiL-Test sind wegen der Echtzeitbedingungen aus Gründen der Rechengeschwindigkeit keine beliebig detaillierten Modelle verwendbar und mit SiL können hardwarespezifische Tests (z. B. Fail-Safe oder Spannungstests) nicht oder nur mit Einschränkungen durchgeführt werden.

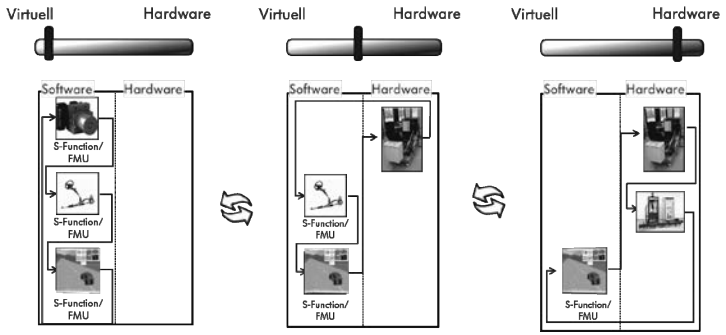


Bild 1: Exemplarischer Aufbau eines vernetzten Steuergerätetests

Bild 1 zeigt einen exemplarischen Aufbau eines vernetzten Steuergerätetests mit zwei Steuergeräten und einem Fahrdynamikmodell. Das Ziel dabei ist eine Vorverlagerung von Tests sowie eine Flexibilisierung des Testprozesses. Der Steuergerätecode kann sich dabei wahlweise auf dem finalen Steuergerät (Hardware) sowie auf einem Rechner (Software) befin-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

den. Für einen Mischbetrieb zwischen realer Hardware und SiL-Komponenten kann Steuergerätecode einerseits auf Prüfstände kompiliert werden. Darüber hinaus können Mischbetriebe zwischen Büro-PCs und HiL-Prüfständen durch neue Techniken [3] verwirklicht werden.

Bild 2 zeigt einen Modellaufbau eines vernetzten Tests. Der Aufbau besteht aus verschiedenen Steuergeräten, einem Lenkungssteuergerät (EPS), einem elektrischen Bremskraftverstärker (EBKV) sowie einem Bremssteuergerät (ESC). Zusätzlich zu den Streckenmodellen der Steuergeräte existiert ein Streckenmodell der Fahrdynamik. Die Fehlersuche kann sich bei gekoppelten Black-Box-Modellen schwierig gestalten, da das spezifische Modellwissen lediglich bei den verschiedenen Modellerstellern vorliegt.

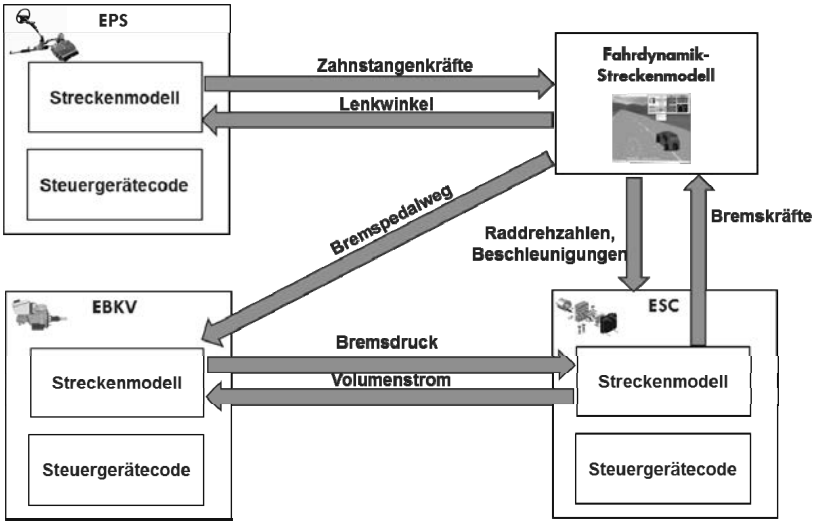


Bild 2: Exemplarischer Aufbau eines vernetzten Steuergerätetests

Die Steuergeräte tauschen einerseits Busnachrichten aus (z. B. über einen CAN-Bus, nicht im Bild dargestellt). Anderseits müssen im Fahrzeug vorhandene physikalische Abhängigkeiten zwischen Streckenmodellen beachtet werden. Hierbei können zwei Fälle unterschieden werden:

- Streckenmodelle von Steuergeräten tauschen physikalische Daten direkt mit dem Fahrdynamikmodell aus (siehe EPS und Fahrdynamikmodell)
- Streckenmodelle tauschen physikalische Daten mit dem Fahrdynamikmodell und mit anderen Steuergeräten aus (siehe EBKV und ESC)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Während eine Kopplung von Modellen im ersten Fall durch händische Optimierungen am Fahrdynamikmodell meist ermöglicht werden kann, ergeben sich insbesondere im zweiten Fall typische Probleme der Co-Simulation.

3. Grundlagen der Co-Simulation

Unter dem Begriff Co-Simulation versteht man die Verbindung bzw. Kopplung von separat modellierten Teilmodellen zu einem Gesamtmodell. Grundsätzlich kann bei der Co-Simulation im Kontext der virtuellen Steuergeräteabsicherung zwischen verschiedenen Arten unterschieden werden.

- Aufbau des Gesamtsystems in einem Simulationswerkzeug
- Direkte Kopplung zwischen verschiedenen Simulationswerkzeugen
- Kopplung von Simulationswerkzeugen mithilfe einer Co-Simulationsplattform

Im ersten Fall werden alle Teilmodelle in einem Simulationswerkzeug wie z. B. MATLAB/ SIMULINK modelliert. Ein Aufbau eines Gesamtsystems in einem Simulationswerkzeug ist allerdings nicht immer möglich, da für bestimmte Fragestellungen spezifische Solver und Simulationswerkzeuge benötigt werden. Hinzu kommt, dass eine Nachmodellierung einen Zusatzaufwand darstellt, daher ist dieses Vorgehen nicht immer geeignet. Hinzu kommt, dass die Schrittweite des Gesamtmodells an das Teilmodell mit der kleinsten Schrittweite angepasst werden muss und sich dadurch die Simulationszeit verlängern kann.

Bei einer direkten Kopplung zwischen Simulationswerkzeugen werden verschiedene Simulationstools direkt miteinander gekoppelt (z. B. über die Adams-Controls-Schnittstelle zwischen Adams und MATLAB SIMULINK). Hierbei bestehen oft Release-Abhängigkeiten zwischen Tools und die Wartung der Schnittstellen ist aufwändig. Das Vorgehen erlaubt es dennoch, parallel Modelle auszuführen, die zu definierten Zeitpunkten Daten austauschen.

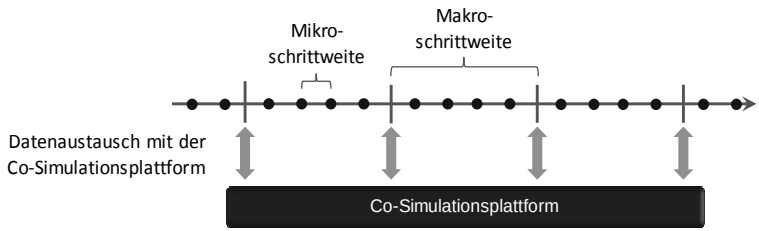


Bild 3: Datenaustausch eines Modells mit einer Co-Simulationsplattform

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im dritten Fall wird die Kopplung von Modellen mithilfe einer Co-Simulationsplattform wie z. B. TISC [4] oder ICOS [5] realisiert. Hier werden Simulationsprogramme einzeln gestartet und die Co-Simulationsplattform führt den Datenaustausch zu vorgegebenen Schrittweiten durch, siehe Bild 3. Für die Co-Simulationsplattform ICOS besteht die Möglichkeit, PCs an Echtzeit-Prüfstände zu koppeln [3]. Da sich hierdurch vielversprechende Möglichkeiten ergeben, nimmt Volkswagen zusammen mit weiteren Partnern am Projekt ACORTA teil. Hier werden Methoden entwickelt, die auftretende Totzeiten, Datenverluste und Rauschen bei der Echtzeitkopplung kompensieren. Ferner wird zusammen mit weiteren Partnern im Rahmen des ITEA3-Projekts ACOSAR (Advanced Co-Simulation Open System ARchitecture) ein Protokoll für gekoppelte Echtzeitsimulationen definiert [6]. Hierdurch soll der Aufwand für den Aufbau solcher Systeme zukünftig signifikant reduziert werden.

Einen Spezialfall stellt der Austausch von gekapselten Modellen aus verschiedenen Simulationswerkzeugen dar. Dies ist einerseits mit proprietären Formaten wie der MATLAB S-Function möglich, wobei die Kompatibilität zwischen Werkzeugen nicht immer gegeben ist, da hierbei z. B. Releaseabhängigkeiten zu beachten sind. Im Rahmen des ITEA 2-Projekts MODELISAR wurde ein standardisiertes Modellaustauschformat (FMI-Standard) definiert, das sich zunehmend etabliert. Sogenannte FMUs (Functional Mockup-Units) enthalten neben den Modellgleichungen, die als C-Code vorliegen, eine Schnittstellbeschreibung im XML-Format. Diese Beschreibung enthält alle Informationen, die zur Ausführung einer FMU benötigt werden. Hierzu zählen z. B. Ein- und Ausgänge, Parameter, Wertebereiche und Schrittweiten.

Modelle können entweder mit oder ohne Solver zwischen Tools ausgetauscht werden. Bei FMUs für Co-Simulation ist der Solver in der FMU enthalten und zwischen Kommunikationszeitpunkten löst die FMU das zugrunde liegende Modell eigenständig mit einem integrierten Solver. Bei FMUs für Model Exchange wird die FMU mit dem Solver des Werkzeugs berechnet, in das sie integriert wird. Hierdurch ergeben sich verschiedene Vor- und Nachteile. Wenn exportierte Modelle mit identischen Solver und identischen Einstellungen wie z. B Schrittweiten und Integrationsfehlern gelöst werden können, bieten sich FMUs für Model Exchange an. Bei komplexeren Modellen mit spezifischen Solvern ist eher FMI für Co-Simulation geeignet, da hierdurch sichergestellt wird, dass sich Modelle auch in der Zielumgebung identisch verhalten. Hierdurch kann es jedoch wie bei der direkten Kopplung zwischen Werkzeugen oder bei Verwendung einer Co-Simulationsplattform zu einem Kopplungsfehler kommen. Der Grund hierfür liegt darin, dass ein Gesamtsystem geteilt wird und Modellteile zwischen Kommunikationspunkten unabhängig voneinander gelöst werden. Auch

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bei FMUs für Co-Simulation existieren analog zur Co-Simulationsplattform daher Mikro- und Makroschrittweiten und es müssen jeweils Eingangssignale für Modelle extrapoliert werden.

4. Beherrschung/Kontrolle von Kopplungsfehlern

Die Makroschrittweite ist ein Haupteinflussfaktor für die Bestimmung eines Kopplungsfehlers. Eine Vorhersage von Kopplungsfehlern hängt darüber hinaus von den auszutauschenden Signalen und der verwendeten Extrapolationsmethode ab.

Grundlegend werden auszutauschende Signale in Form von zeitdiskreten Signalen im Rechner dargestellt (Kopplungssignale). Speziell bei der Kopplung von physikalischen Teilsystemen können diese diskreten Wertefolgen als abgetastete kontinuierliche Signale interpretiert werden. Je nach vorliegender Dynamik der Teilsysteme und den daraus resultierenden Kopplungssignalen müssen unterschiedlichste Frequenzen zwischen Teilsystemen übertragen werden. Hierfür existieren verschiedene Kopplungsmethoden, die unterschiedliche Eigenschaften vorweisen. Für kontinuierliche Signale bietet sich eine Extrapolation höherer Ordnung an. Im Falle von z. B. wertdiskreten Signalen eignet sich eine Extrapolation 0-ter Ordnung, sog. Zero Order Hold (ZOH). Hierbei wird der zuletzt verfügbare Wert über den aktuellen Zeitschritt konstant gehalten. Um störende Extrapolationseinflüsse von Verfahren höherer Ordnung zu eliminieren müssen solche Signale identifiziert werden. Für die Erkennung solcher Signale eignet sich eine Analyse im Zeitbereich.

Geeignete Kopplungsmethoden für kontinuierliche Signale lassen sich daher mithilfe der im Kopplungssignal enthaltenden Frequenzen bestimmen. Hierfür sind die Transferfunktionen von verwendeten Kopplungsmethoden von Bedeutung [7]. Transferfunktionen charakterisieren das Übertragungsverhalten zwischen Ein- und Ausgängen eines Systems im Frequenzbereich. Das Ziel bei der Co-Simulation ist, dass Signale sich durch die Übertragung von einem zum anderen Teilmodell nicht oder nur marginal verändern, d. h. es ergibt sich durch die Übertragung kein Phasenverzug und keine Amplitudenveränderung. Folgende Formel beschreibt den Zusammenhang zwischen Makroschrittweite und maximaler Signalfrequenz für verschiedene Extrapolationsmethoden, siehe Bild 4.

$$\overline{\omega}(t) < \frac{\overline{\omega \Delta T}}{\Delta T(t)}$$

Bild 4: Abhängigkeit zwischen Signalfrequenz, Schrittweite und Extrapolationsverfahren [7]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$\overline{\omega}$ (t) stellt eine normierte maximale Frequenz eines Koppelsignals dar. $\overline{\omega\Delta T}$ charakterisiert das Übertragungsverhalten einer Kopplungsmethode und ΔT(t) bestimmt eine Makroschrittweite.

Werte für $\overline{\omega\Delta T}$ existieren neben den Extrapolationsmethoden ZOH, FOH oder SOH auch für das sogenannte energieerhaltende Kopplungsverfahren NEPCE [8] sowie für die Echtzeitkopplung [3]. Diese Anforderungen gilt es auf Streckenmodelle zur übertragen.

5. Systematische Erhebung von Anforderungen an Streckenmodelle

Generell sollten Streckenmodelle stets nur Teile eines Systems abbilden, die für eine Fragestellung relevant sind. Dem Modellersteller sollte daher vor der Modellerstellung bekannt sein, welche Eigenschaften relevant sind und welche Tests mit einem Modell durchgeführt werden sollen. Ferner gibt es auch im Fahrzeug systemimmanente Totzeiten. Diese sollten jedoch bewusst modelliert werden und unabhängig von der Modellkopplung betrachtet werden. Eine Möglichkeit zur Bestimmung des Betriebsbereichs eines Modells besteht darin, die zu simulierenden Manöver im Vorhinein festzulegen, damit Streckenmodelle sich für diese eignen.

In der Regel haben Streckenmodelle eine geringe Anzahl physikalischer Eingänge und der gesamte Betriebsbereich eines Streckenmodells lässt sich mithilfe der verschiedenen physikalischen Eingänge festlegen. Hierbei wird jedem Eingang ein Wertebereich [min, max] sowie eine Frequenzbereich zugeordnet [f_{min}, f_{max}]. Der Wertebereich definiert, in welchem Bereich Signale verlaufen dürfen und die Frequenzen geben wiederum an, wie schnell sich Signale im Wertebereich ändern dürfen. Frequenzen sind insbesondere dann von Bedeutung, wenn Modelle mit verschiedenen Frequenzen angeregt werden sollen. Dies ist z. B. der Fall, wenn ein Streckenmodell einer Lenkung verschiedene Lenkwinkelgradienten abbilden soll. Es ist hierbei durchaus möglich, verschiedene Streckenmodelle für z. B. niederfrequente und hochfrequente Manöver zu erstellen, wenn sich nicht alle Manöver mit einem Streckenmodell simulieren lassen, das mit vertretbarem Aufwand erstellt werden kann.

Die Wertebereiche und Frequenzen stellen demnach relevante Informationen für den Modellersteller dar und sie lassen sich mit geringem Aufwand aus bestehenden Manövern ableiten. Um die entsprechenden Anforderungen zu prüfen, wird im Folgenden eine Methodik vorgestellt, die das Verhalten von Modellen in vorgegebenen Betriebsbereichen analysiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Automatisierte Prüfung von Streckenmodellen

Die modellspezifischen Vorgaben der Werte- und Frequenzbereiche ermöglichen eine vollautomatisierte Analyse der relevanten Betriebsbereiche eines Modells sowie die Bewertung der Integrationsfähigkeit bzgl. verschiedener Simulationsumgebungen. Neben einer Strategie zur effizienten Anregung von Modellen mit verschiedenen Signalgeneratoren umfasst die Prüfung einen Ansatz zur Analyse von Signalverläufen sowie ein darauf aufsetzendes Schema zur Bewertung von Modellen [9].

Das Grundkonzept bilden die Simulation der Modelle mit verschiedenen Eingangssignalen und eine anschließende Analyse der resultierenden Ausgangssignale. Für jeden Modellausgang wird der Signaltyp identifiziert und für kontinuierliche Signale zusätzlich das Frequenzband ermittelt. Auf Basis dieser Informationen kann eine Vorhersage der Kopplungsfehler getroffen werden und somit die Integrationsfähigkeit der Modelle bewertet werden.

Im ersten Schritt gilt es dazu Stichprobenwerte für eine effiziente Anregung der Modelleingänge zu erzeugen, d.h. der Betriebsbereich wird mit möglichst wenigen Simulationsdurchläufen abgedeckt. Hierfür eignen sich Sampling-Strategien aus dem Bereich der globalen Sensitivitätsanalyse [10], die eine Variation der Werte- und Frequenzbereiche von Eingangssignalen über Simulationsdurchläufe ermöglichen.

Darauf aufbauend können diskrete und kontinuierliche Eingangssignale generiert werden. Neben Sinussignalen mit fester und variabler Frequenz, werden in diesem Kontext Signaltypen verwendet, die mehrere Frequenzen zeitgleich anregen. Hierfür werden geeignete Ansätze für die Signalgenerierung aus der Systemidentifikation [11] verwendet.

Mit den unterschiedlichen Eingangssignalen aus der Signalgenerierung erfolgt die Durchführung der Simulation. Dabei werden in jedem Simulationsschritt die Ausgangssignale aufgezeichnet und die benötigte Simulationszeit gemessen. Dieses Vorgehen erlaubt anschließend eine Analyse der resultierenden Ausgangssignale und eine Bewertung der rechnerspezifischen Echtzeitfähigkeit eines Modells.

Im Rahmen der Signalanalyse wird jedes Ausgangssignal in Teilsegmente eingeteilt um anschließend jedes einzelne Segment im Zeit- und Frequenzbereich zu analysieren. Die Kombination dieser beiden Ansätze ermöglicht die eindeutige Identifizierung der maximalen Frequenzanteile sowie eine eindeutige Ermittlung des Signaltyps.

Nach der Analyse aller Simulationsdurchläufe stehen alle benötigten Informationen für eine abschließende Bewertung des Modells zur Verfügung. Durch den Vergleich dieser Ergebnisse mit dem Übertragungsverhalten der unterschiedlichen Kopplungsalgorithmen kann ermittelt werden, ob und mit welchen Algorithmen eine stabile Kopplung möglich ist. Zusätzlich

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

werden die Laufzeitmessungen aller Durchläufe analysiert, um die Echtzeitfähigkeit zu bewerten.

7. Anwendungsbeispiele

Als erstes Anwendungsbeispiel dient ein Feder-Masse-Dämpfer-System, das durch einen Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) dynamisch geregelt wird. Die Position der Masse wird durch einen Sensor erfasst und dient als Ausgabe dieses Teilsystems. Anhand der Abweichung dieser Position von einem Sollwert regelt der PI-Regler über eine zusätzliche Kraft die Position der Masse. Beide Teilsysteme liegen gemeinsam modelliert in einem Simulink-Modell als Referenzsystem vor, wobei eine Schrittweite von 10ms gewählt wurde.

Dieses Gesamtmodell wurde in zwei Teilmodelle aufgetrennt und als Co-Simulations-FMUs exportiert, um diese anschließend mit der vorgestellten Methodik für verschiedene Makroschrittweiten analysieren und bewerten zu können. Zusätzlich werden die Teilmodelle in Co-Simulationen mit unterschiedlichen Kopplungseinstellungen simuliert. Der Vergleich mit der Simulation des Referenzsystems ermöglicht anschließend eine Bewertung der Ergebnisse.

ΔT	Signaltyp	Kopplungsempf.
0.01s	kontinuierlich	FOH
0.05s	kontinuierlich	FOH
0.10s	kontinuierlich	FOH
0.20s	kontinuierlich	FOH
0.30s	kontinuierlich	FOH+NEPCE
0.40s	kontinuierlich	Frequenz zu hoch
0.50s	kontinuierlich	Frequenz zu hoch

ΔT	Signaltyp	Kopplungsempf.
0.01s	kontinuierlich	FOH
0.05s	kontinuierlich	FOH
0.10s	kontinuierlich	FOH
0.20s	kontinuierlich	FOH+NEPCE
0.30s	kontinuierlich	FOH+NEPCE
0.40s	kontinuierlich	Frequenz zu hoch
0.50s	kontinuierlich	Frequenz zu hoch

Bild 5: Bewertung der Teilsysteme für unterschiedliche Makroschrittweiten ΔT

Die Ergebnisse der Bewertung beider Teilmodelle sind in Bild 5 tabellarisch für verschiedene Makroschrittweiten dargestellt. In beiden Fällen wird der kontinuierliche Signalverlauf identifiziert und eine stabile Kopplung wird bis zu einer Makroschrittweite von 0.3s vorhergesagt. Hierfür wird eine Kopplung mit FOH Extrapolation und dem energieerhaltenden Kopplungsverfahren NEPCE empfohlen. Ab einer Schrittweite von 0.4s werden größere Kopplungsfehler prognostiziert und es existiert somit keine Kopplungsempfehlung.

Die Ergebnisse der Co-Simulation mit den Schrittweiten 0.3s und 0.4s werden in Bild 6 dargestellt. Gegenübergestellt werden jeweils die absoluten Differenzen zur Referenzsimulation. Die Kopplungsempfehlung für eine Schrittweite von 0.3s wird mit der einfachen ZOH-Extrapolation und der bestmöglichen Kopplungskonfiguration verglichen. Bei einer Kopplung mit ZOH kommt es zu großen Abweichungen von der Referenz. Mit der empfohlenen Konfi-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

guration werden ähnliche Ergebnisse wie mit der besten Konfiguration erzielt. Wie prognostiziert kommt es mit 0.3s nur zu marginalen Kopplungsfehlern und eine stabile Kopplung kann durch die passende Konfiguration ermöglicht werden.

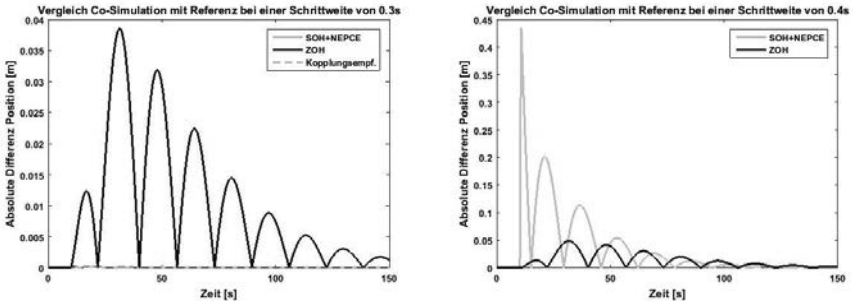


Bild 6: Vergleich der Referenzsimulation mit den Ergebnissen der Co-Simulation mit unterschiedlichen Kopplungsmethoden und Makroschrittweiten

Für die Schrittweite von 0.4s werden keine Kopplungskonfigurationen als stabil bewertet und die Ergebnisse der Co-Simulation bestätigen diese Aussage. Bei dieser Schrittweite kommt mit allen Konfigurationen zu deutlichen Kopplungsfehlern.
Auffällig ist hierbei, dass die Extrapolation ZOH in diesem Fall geringere Kopplungsfehler liefert. Kopplungsmethoden, die Signale höherer Frequenz übertragen können, führen daher nicht automatisch zu einem besseren Ergebnis.

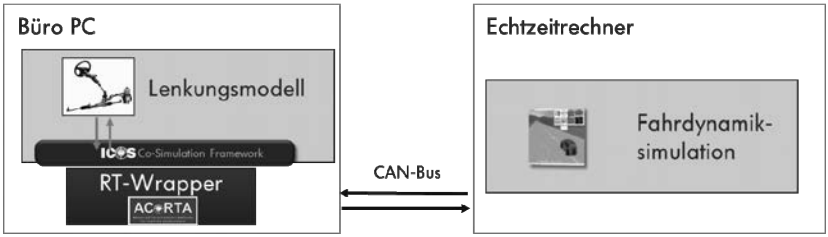


Bild 7: Echtzeit Co-Simulation aus dem Bereich der Fahrdynamik

Ein weiteres Anwendungsbespiel der Methodik stammt aus dem Bereich Fahrdynamik, siehe Bild 7. Es wird ein SiL-Modell einer Lenkung separat mit variabler Schrittweite in Echtzeit an einen Echtzeitrechner gekoppelt. Da das Lenkungsmodell nicht als FMU vorliegt, wurden die beschriebenen Schritte händisch in Matlab Simulink durchgeführt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um die Co-Simulation zu realisieren wurden die Modelle an verschiedenen Schnittpunkten miteinander gekoppelt. Auffällig ist hierbei, dass sich die Modelle nicht an beliebigen Schnittstellen stabil koppeln lassen, d. h. eine Trennung zwischen Steuergerätecode und Streckenmodell der Lenkung war in diesem Fall z. B. nicht möglich. Wenn die Schnittstelle passend gewählt ist lassen sich die Modelle dennoch koppeln.
Auch hier bestätigen sich die Ergebnisse der Methodik, d.h. mögliche Schnitte werden korrekt identifiziert. Durch eine Begrenzung der minimalen Schrittweite konnte zudem die Echtzeitfähigkeit des Modells sichergestellt werden.

8. Fazit und Ausblick

Eine effiziente Durchführung von Tests in der Simulation ist für die Entwicklung zukünftiger autonomer Fahrzeuge unabdingbar. Vernetzte Funktionen erfordern hierbei die Kopplung verschiedener Modelle. Für den Aufbau solcher Simulationen müssen Anforderungen wie Signaleigenschaften, Kopplungsmethoden, Makroschrittweiten in Verbindung mit Betriebsbereichen von Modellen beachtet werden.
Die bei Volkswagen entwickelte Methodik unterstützt den Modellersteller bzgl. der Eignungsbewertung des Modells und bei der Modellintegration. Dazu werden relevante Betriebsbereiche von Modellen definiert, die aus Manövern abgeleitet werden können. Daraufhin werden Modelle in vorgegebenen Betriebsbereichen effizient angeregt und es werden die benötigte Simulationszeit sowie erzeugte Ausgangssignale automatisiert ausgewertet. Dadurch ist eine Prüfung von Modellen auf Verwendbarkeit für vorgegebene Anwendungsfälle möglich.
Im Rahmen der vorgestellten Anwendungsfälle konnte die Eignung der Methodik bestätigt werden. Das Vorgehen erlaubt es, die Integrationsfähigkeit von Teilmodellen im Vorhinein zu bewerten. Hierdurch kann der Aufwand beim Aufbau von Gesamtsystemen reduziert werden.
Zukünftig stellt die Verlagerung von Modellen auf PCs ein großes Potential dar. Einerseits können verschiedene Solver und nicht kompilierbare Modelle an Prüfständen verwendet werden. Ferner müssen Modelle lediglich für eine Zielplattform (PC) kompiliert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[1] Functional Mockup Interface, https://www.fmi-standard.org/, Stand: 08.07.2016

[2] Winner, H.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2009

[3] Benedikt, M., Zehetner, J., Stettinger, G., Wierse, M. u. Kokal, H: Modellbasierte Kopplung zur Lösung des Echtzeit-Co-Simulationsproblems. 17. Kongress, SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung 2014, VDI-Berichte 224, S.327-338

[4] TISC Suite (TLK Inter Software Connector), TLK Thermo GmbH, Braunschweig, www.tlk-thermo.com, Stand: 08.07.2016

[5] ICOS – Independent Co-Simulation, Kompetenzzentrum. Das virtuelle Fahrzeug (ViF) Forschungsgesellschaft mbH, Graz, www.vif.tugraz.at, Stand: 08.07.2016

[6] ITEA3: ACOSAR - Advanced Co-simulation Open System ARchitecture. https://itea3.org/project/acosar.html, Stand: 08.07.2016

[7] Benedikt, M., Watzenig, D., Zehetner, J. u. Hofer, A.: Marcro-step-size selection and monitoring of the coupling error for weak coupled subsystems in the frequency domain, V International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering, Ibiza, Spain 2013

[8] Benedikt M., Watzenig D., Zehetner J. u. Hofer A.: NEPCE - A nearly energy preserving coupling element for weak-coupled problems and co-simulations, V International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering, Ibiza, Spain 2013

[9] Schulz, T: Entwicklung eines Werkzeugs zur Analyse von Modellen zur Ankopplung in Simulationsumgebungen, SIM Hannover Masterarb. 2016

[10] Saltelli, A., Tarantola, S., Chan, K.P.-S: A quantitative model independent method for global sensitivity analysis of model output. Technometrics 41, 1999, Nr. 1, S. 39–56

[11] Hoagg, J. B., Lacy, S. L.; Babuska, V.: Sequential multisine excitation signals for system identification of large space structures, American Control Conference, 2006

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Generische Modellierung und Regelung einer elektromechanischen Lenkung für virtuelle Prototypen

Generic Modeling and Control of an Electromechanical Steering System for Virtual Prototypes

M. Sc **V. Ewald**, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt;
Dr.-Ing. **M. Bauer**, Dipl.-Ing. **R. Mannale**, Dr.-Ing. **M. Kochem**,
Adam Opel AG, Rüsselsheim

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird ein generischer Lenkungsregler für virtuelle Fahrzeug-Prototypen präsentiert. Der Lenkungsregler wird zusammen mit anderen Teilmodellen und Analyse-Werkzeugen über MATLAB/Simulink in die Simulationsumgebung IPG CarMaker integriert. Zunächst wird ein mechanisches Lenkungsmodell hergeleitet. Basierend auf Messdaten einer realen Lenkung erfolgt eine automatisierte Parametrierung und Validierung des mechanischen Lenkungsmodells auf einem virtuellen Lenkungsprüfstand. Anschließend wird ein Internal Model Control (IMC) Regler entworfen. Dieser ist robust gegenüber Fahrzeugvarianten und parametriert sich automatisiert aus den Modelldaten der Simulationsumgebung. Das Führungsverhalten des Reglers wird durch ein ideales Lenkungsmodell vorgegeben. Die Güte und Robustheit der Regelung wird anhand von Simulationsergebnissen aufgezeigt.

1. Einleitung

Um den Anforderungen an den Entwicklungsprozess und dem gestiegenen Kostendruck in der Entwicklung gerecht zu werden, wird der Einsatz rechnergestützter Simulation stetig ausgebaut, [1]. Bei Opel wird seit Jahren die Road-Lab-Math Strategie (RLM) verfolgt. RLM hat zum Ziel, die Entwicklungsaktivitäten zwischen Fahrversuch, Labor und Simulation so zu verteilen, dass die maximalen Synergieeffekte für die Entwicklung ausgenutzt werden können. Ferner soll durch die Verlagerung der Entwicklungsaktivitäten weg von der Straße ins Labor, z.B. Hardware-in-the-Loop (HiL) Simulation, oder durch Software-in-the-Loop (SiL) Simulation auf den Rechner die Zahl von Prototypenfahrzeugen massiv reduziert und gleichzeitig die Entwicklungszeit verkürzt werden, [2]. Nach erfolgreicher Entwicklung von Fahrdynamik-regelsystemen gemäß der RLM-Strategie [3] sollen weitere Komponenten wie die Lenkung nach dieser Strategie entwickelt werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Lenkung ist das wichtigste Bedienelement zur Führung des Fahrzeugs. Die Haptik der Lenkung liefert dem Fahrer wichtige Informationen über den Fahrzustand des Fahrzeugs und hat somit eine große Bedeutung für das subjektive Empfinden des Fahrers, [4]. Ferner ermöglicht die Verwendung einer elektromechanischen Lenkung (EPS, Electric Power Steering) die Integration weiterer funktionaler Ansätze, und bedingt gleichzeitig aufgrund gestiegener Systemkomplexität höhere Absicherungs- und Applikationsaufwände, siehe [5]. Zusammen mit einer zunehmenden Variantenvielfalt der Fahrzeugmodelle stellen sich Automobilhersteller neuen Herausforderungen.

Diese Arbeit befasst sich mit dem Entwurf eines generischen Lenkungsreglers für virtuelle Prototypen. Ziel ist es, dem Simulationsingenieur ein selbsteinstellendes virtuelles Lenksystem zur Verfügung zu stellen. Die Parametrierung des Lenkungsreglers soll somit automatisiert erfolgen. Die benötigten Daten soll der Regler der Parameterdatei des jeweils verwendeten Fahrzeugmodells entnehmen.

Im Folgenden werden das mechanische Lenkungsmodell und dessen Parametrierung erläutert. Anschließend wird der Lenkungsregler vorgestellt und Simulationsergebnisse gezeigt.

3. Modelle der Lenkungsmechanik

Im diesem Abschnitt wird das mechanische Lenkungsmodell des virtuellen Prototypen vorgestellt. Das virtuelle Lenksystem ist die Grundlage dieser Arbeit und repräsentiert das zu regelnde System. Bild 1 zeigt das mechanische Schaltbild des Lenkungsmodels. Die Schnittstellen des Systems sind eingangsseitig das Lenkradmoment M_{H} und die Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{\mathrm{H}}$, ausgangsseitig die Zahnstangenkraft F_{Rck} und die Zahnstangengeschwindigkeit $\dot{x}_{\mathrm{Rck}}$.

Die Lenkung wird in die vier Subsysteme

- Lenkrad und obere Lenksäule,
- Drehstab,
- untere Lenksäule mit Zahnstange und
- Getriebe aufgeteilt.

Das Lenkrad und die obere Lenksäule werden zu einem Masseelement mit der Massenträgheitsmoment $J_{\mathrm{Up,Col}}$ zusammengefasst. Auf dieses Element wirken das Lenkraddrehmoment M_{H} des Fahrers und das Drehmoment M_{UpCol} des Drehstabs. Zudem wirkt durch die Lager der Lenkung eine nichtlineare Reibung $M_{\mathrm{Col,Fric}}$ auf dieses Masseelement. Die Geschwindigkeit des Lenkrads wird über die Lenkradwinkel-geschwindigkeit $\dot{\delta}_{\mathrm{H}}$ beschrieben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Drehstab enthält als physikalische Parameter eine Steifigkeit $k_{\mathrm{Col,red}}$ und eine Dämpfung $d_{\mathrm{Col,red}}$. Aus diesen Parametern kann mit den Winkelgeschwindigkeiten der Lenksäule oberhalb des Drehstabs $\dot{\delta}_{\mathrm{H}}$ und unterhalb des Drehstabs $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$ das resultierende Drehmoment M_{UpCol} berechnet werden.

Das zweite Massenträgheitsmoment $J_{\mathrm{Low,Col,red}}$ des Modells beinhaltet die Lenksäule unterhalb des Torsionsstabs, die Zahnstange und die Antriebseinheit der Lenkunterstützung. Die Masse der Zahnstange wird hierbei über die Übersetzung zwischen Zahnstange und Lenksäule $i_{\mathrm{Akt,Col}}$ auf den Lenksäulenwinkel δ_{Zwi} bezogen. Das Massenträgheitsmoment der Antriebseinheit, welches sich aus den Massenträgheitsmomenten des Elektromotors und des Getriebes des Elektromotors ergibt, wird auch auf den Lenksäulenwinkel δ_{Zwi} bezogen. Damit ergibt sich $J_{\mathrm{Low,Coi,red}}$ als zweite konzentrierte Massenträgheit der Lenkung. Zusätzlich wird in diesem Subsystem die Reibung der Lager $F_{\mathrm{Rck,Fric}} \cdot i_{\mathrm{Rck,Col}}$ und die viskose Dämpfung durch die Aktoreinheit $d_{\mathrm{EPS,ViscFric}}$ berücksichtigt. Als Eingangsgrößen hat dieses Subsystem das Drehmoment des Drehstabs M_{UpCol}, das Drehmoment des Elektromotors bezogen auf die Lenksäule $M_{\mathrm{Akt}} \cdot i_{\mathrm{Akt,Col}}$, sowie das aus den Zahnstangenkräften resultierende Drehmoment bezüglich der Lenksäule M_{Rck}. Als Ausgangsgröße liefert das Subsystem die Drehgeschwindigkeit der Lenksäule unterhalb des Drehstabs $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$.

Das Subsystem *Getriebe* modelliert die Übersetzung zwischen Zahnstange und unterer Lenksäule. Als Parameter dient $i_{\mathrm{Rck,Col}}$, welcher als Kennlinie in Abhängigkeit von δ_{Zwi} hinterlegt ist, damit die Nichtlinearitäten der Übersetzung durch die Kardangelenke berücksichtigt werden. Aus dem Parameter werden mit den Eingangsgrößen F_{Rck} und $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$ die Ausgangsgrößen $\dot{x}_{\mathrm{Rck}}$ und M_{Rck} berechnet.

Die Reibungen werden mit einer Stribeck-Kurve modelliert [6]. Hierbei werden die nichtlinearen Reibphänomene durch eine eigene Matrix beschrieben, damit das System in einen linearen und einen nichtlinearen Teil unterteilt werden kann [7]. Die Variablen des Differentialgleichungssystems bilden die Winkel des Lenkrads δ_{H} und der Lenksäule unterhalb des Torsionsstabs δ_{Zwi} und deren Differentiale.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

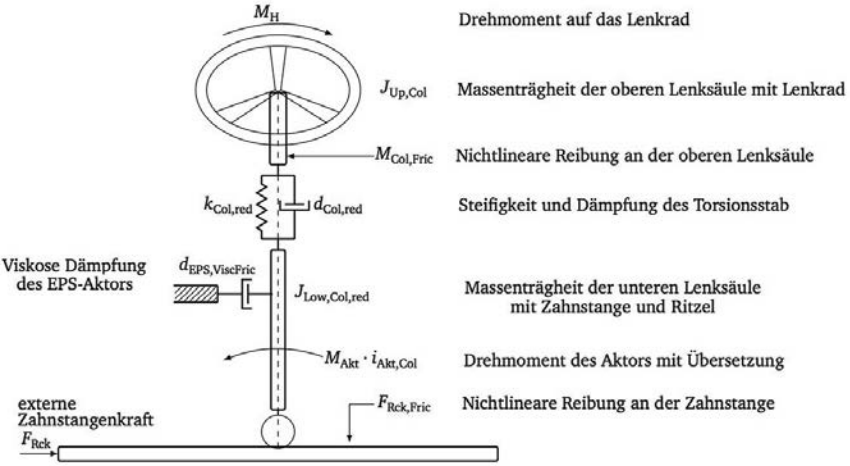


Bild 1: Mechanisches Schaltbild der Lenkung

$$\begin{bmatrix} \ddot{\delta}_H \\ \dot{\delta}_H \\ \ddot{\delta}_{Zwi} \\ \dot{\delta}_{Zwi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{d_{Col,red}}{J_{Up,Col}} & -\frac{k_{Col,red}}{J_{Up,Col}} & \frac{d_{Col,red}}{J_{Up,Col}} & \frac{k_{Col,red}}{J_{Up,Col}} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{d_{Col,red}}{J_{Low,Col,red}} & \frac{k_{Col,red}}{J_{Low,Col,red}} & -\frac{d_{Col,red}+d_{EPS,ViscFric}}{J_{Low,Col,red}} & -\frac{k_{Col,red}}{J_{Low,Col,red}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\delta}_H \\ \delta_H \\ \dot{\delta}_{Zwi} \\ \delta_{Zwi} \end{bmatrix} \dots$$

$$\dots + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_{Up,Col}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{i_{Akt,Col}}{J_{Low,Col,red}} & \frac{i_{Rck,Col}}{J_{Low,Col,red}} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_H \\ M_{Akt} \\ F_{Rck} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{M_{Col,Fric}(\dot{\delta}_H)}{J_{Up,Col}} \\ 0 \\ -\frac{i_{Rck,Col} \cdot F_{Rck,Fric}(\dot{\delta}_{Zwi})}{J_{Low,Col,red}} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Die Dynamik des Elektromotors und dessen Leistungselektronik werden im Rahmen dieser Arbeit nicht modelliert.

4. Parametrierung des mechanischen Lenkungsmodells

Zur Parametrierung des Lenkungsmodells wurde eine Messprozedur aus sechs Prüfstandsversuchen entwickelt. Zur Auswertung der Messdaten dieser Prüfstandsversuche, wurde ein virtueller Prüfstand (ViSBench, Virtuell Steering Bench) implementiert welcher die unbekannten Parameter des Lenkungsmodells identifiziert und die Übereinstimmung zwischen Mess-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

daten und Simulation überprüft, siehe Bild 2. Als Eingangsgrößen benötigt die ViSBench lediglich Messdaten der Prüfstandsversuche und das Lenkungsmodell in Simulink. Die ViSBench liest die Messdaten des Lenkungsprüfstands ein und bestimmt daraus die Modellparameter des Lenkungsmodells. Anschließend wird das Lenkungsmodell automatisiert bedatet und eine Simulation mit den Messdaten als Eingangsgrößen ausgeführt. Anhand des Bestimmtheitsmaßes R^2 zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen wird die Modell-güte bestimmt. In einem Protokoll werden die Ergebnisse der ViSBench festgehalten.

Somit ist die ViSBench ein Werkzeug mit dem ein Lenkungsmodell aus Messdaten automatisiert parametriert und Unterschiede zwischen Simulation und Messung direkt identifiziert werden können. Für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Lenkung konnten zwischen Messung und Simulation für alle Versuche Bestimmtheitsmaße $R^2 > 0{,}9$ erreicht werden. Die Messprozedur wird in [8] beschrieben.

5. Regler

In den heutigen elektromechanischen Lenksystemen werden die Lenkungsfunktionen, wie z.B. *Reibungskompensation* oder *Aktiver Rücklauf*, meist als einzelne Funktionen realisiert, die in einer Arbitrierungseinheit in Abhängigkeit fahrdynamischer Kenngrößen, wie z.B. Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkradwinkel gewichtet werden, siehe [9]. Durch dieses modulare Konzept kann das Verhalten der Lenkunterstützung an verschiedene Fahrsituationen angepasst werden. Diese Lenkungsapplikation ist jedoch sensibel bezüglich Fahrwerkvarianten, da z.B. die benötigte Lenkkraftunterstützung abhängig von Fahrzeug-parametern wie dem Gewicht auf der Vorderachse m_V ist, siehe [8].

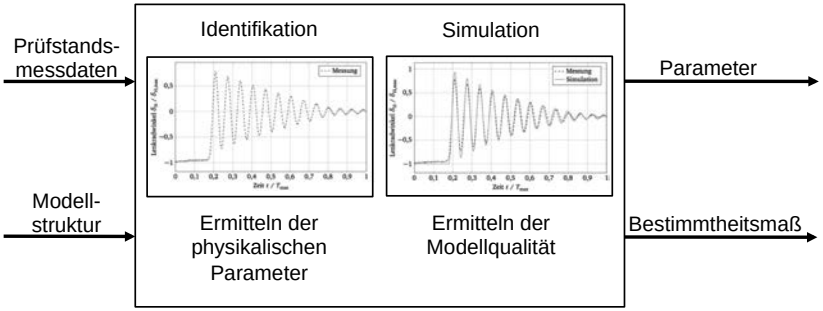


Bild 2: Virtueller Lenkungsprüfstand (ViSBench - Virtual Steering Bench)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der generische Lenkungsregler soll in virtuellen Prototypen eingesetzt werden. Somit ergeben sich einige Anforderungen an das Regelungskonzept die im Folgenden zusammengefasst werden. Es soll auf eine recheneffiziente Auslegung geachtet werden. Erweiterung durch zusätzliche Lenkungsfunktionen wie z.B. Reibungs- oder Trägheitskompensation sollen nicht nötig sein. Ferner muss der Regler ohne Applikationsaufwand direkt für jedes virtuelle Fahrzeug einsetzbar sein und die Stabilität des Systems sicherstellen. Das virtuelle Lenksystem mit generischem Regler soll für einen großen Anwenderkreis einfach anwendbar sein, sodass der Regler eine verständliche Struktur haben und sich automatisiert parametrieren soll, [8].

Um Stabilität sicherzustellen, wird statt einer klassischen Steuerung eine Regelung eingeführt, welche die Drehgeschwindigkeit der Lenksäule $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$ einstellt. Zur Berechnung der Sollvorgabe wird der geregelten Lenkung das Verhalten einer idealen Lenkung vorgegeben. Die Drehgeschwindigkeit der Lenkung wird über einen Internal Model Control (IMC) Regler eingestellt. Dieser kann automatisiert in Abhängigkeit von Fahrzeugparametern appliziert werden, weil die Reglerparameter durch die Parameter des reglerinternen Modells vorgeben werden. Die Fahrzeugparameter stehen zu Simulationsbeginn fest und können so für die Regerauslegung genutzt werden. Die Übertragungsfunktion des Reglers wird somit zu

$$G_{\mathrm{C}}(s) = \frac{G_{\mathrm{TP}}(s)}{G_{\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}},\mathrm{Akt}}(s)} = \frac{J_{\mathrm{Low,Col}}\, s + d_{\mathrm{EPS,ViscFric}}}{i_{\mathrm{Akt,Col}}} \cdot \frac{-P_{\mathrm{G,TP}}}{s - P_{\mathrm{G,TP}}}$$

gewählt.

Die Übertragungsfunktion besteht aus dem linearen Streckenmodell $G_{\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}},\mathrm{Akt}}(s)$ der Lenkung, welches vom Drehmoment des Aktors M_{Akt} zur Drehgeschwindigkeit der unteren Lenksäule $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$ führt, und einem Tiefpassfilter $G_{\mathrm{TP}}(s)$, der die Kausalität des System sicherstellt. Für die weiteren theoretischen Grundlagen der IMC-Regelung sei auf [10] verwiesen.

Das lineare reglerinterne Streckenmodell, welches für die IMC-Regelung benötigt wird, ergibt sich zu

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}} \\ \ddot{\delta}_{\mathrm{Zwi}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{d_{\mathrm{EPS,ViscFric}}}{J_{\mathrm{Low,Col}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{\mathrm{Zwi}} \\ \dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{\mathrm{Low,Col}}} & \frac{i_{\mathrm{Akt,Col}}}{J_{\mathrm{Low,Col}}} & \frac{i_{\mathrm{Rck,Col}}}{J_{\mathrm{Low,Col}}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{\mathrm{UpCol}} \\ M_{\mathrm{Akt}} \\ F_{\mathrm{Rck}} \end{bmatrix}$$

mit M_{UpCol} als Drehmoment, dass über den Torsionsstab übertragen wird, und $\dot{\delta}_{\mathrm{Zwi}}$ als Ausgangsgröße.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der IMC-Regler wird zusätzlich um eine Haftungskompensation und eine Störgrößenaufschaltung ergänzt, die den Einfluss des Drehstabmoments M_{UpCol} und der Kraft auf die Zahnstange F_{Rck} kompensiert. Hierzu kommen Beobachter für Handmoment und Zahnstangenkraft zum Einsatz, die hier nicht näher erläutert werden. Das gesamte Simulationssystem mit allen Teilkomponenten ist in Bild 3 zu sehen. Die Sollgeschwindigkeit der Lenksäule wird durch das Modell einer idealen Lenkung berechnet. Bei der Auslegung der idealen Lenkung wird davon ausgegangen, dass kein Haften in der Lenkung auftritt und die mechanische Dämpfung und das Trägheitsmoment der Lenkung geringer sind. Ferner wird der Lenkung durch dieses Modell ein Lenkkraftniveau vorgegeben, dass einer hydraulischen Servolenkung nachempfunden ist, [11].

Die benötigte statische Lenkunterstützung $M_{\mathrm{Akt,stat}}$ wird nach [9] über

$$M_{\mathrm{Akt,stat}} = \frac{M_{\mathrm{H}}\left[m_{\mathrm{v}}\,(n_{\mathrm{v}}+n_{\mathrm{K}})\,D_{\mathrm{A}}+i_{\mathrm{H,W}}\,M_{\mathrm{H}}\,K_{\mathrm{A}}-i_{\mathrm{H,W}}\right]}{1-K_{\mathrm{A}}\,M_{\mathrm{H}}}\cdot\frac{1}{i_{\mathrm{Akt,Col}}\cdot i_{\mathrm{H,W}}}$$

berechnet. Dabei sind die benötigten Fahrzeuggrößen und deren Quelldatei in Tabelle 1 angegeben. Die Quelldateien können zum einen die Simulink-Simulation sein, was bedeutet, dass die Größe während der Simulation aus IPG CarMaker ausgelesen wird. So sind in der CAR-Datei in IPG CarMaker die Fahrzeugdaten wie bspw. die Massenverteilung hinterlegt. In der KNC-Datei des Fahrwerks ist unter anderem die Achskinematik der Vorderachse und der Lenkung gespeichert. Diese Datei wird unter anderem genutzt, um die Übersetzungen der Lenkung und den konstruktiven Nachlauf für IPG CarMaker festzulegen und kann somit genutzt werden, um die Lenkungskinematik zu Simulationsbeginn auszulesen.
Die übrigen Lenkungsparameter sind in einer weiteren Parameter-Datei hinterlegt. Hier sind die durch die ViSBench ermittelten Daten sowie die Vorgaben des Degressivitätsfaktors $K_{\mathrm{A}}(v)$ und des Gradientenfaktors $D_{\mathrm{A}}(v)$ enthalten, die das erwünschte Lenkkraftniveau unabhängig von Fahrzeugparametern beschreiben. Diese Faktoren $K_{\mathrm{A}}(v)$ und $D_{\mathrm{A}}(v)$ sind in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit v parametriert. Somit kann bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten v ein größeres Soll-Lenkradmoment M_{H} als vorgegeben werden als bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten.

Bild 4 zeigt exemplarisch das Vorgehen zur Auslegung der statischen Lenkkraftverstärkung. Das Kennfeld ist unabhängig von fahrzeugspezifischen Parametern wie der Achslast oder der Lenkübersetzung. Aus diesem Kennfeld wird mittels einer kleinsten Quadrate Schätzung [12] der Degressivitätsfaktor $K_{\mathrm{A}}(v)$ und der Gradientenfaktor $D_{\mathrm{A}}(v)$ in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit v bestimmt. Die so ermittelten Kennlinien für $K_{\mathrm{A}}(v)$ und $D_{\mathrm{A}}(v)$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

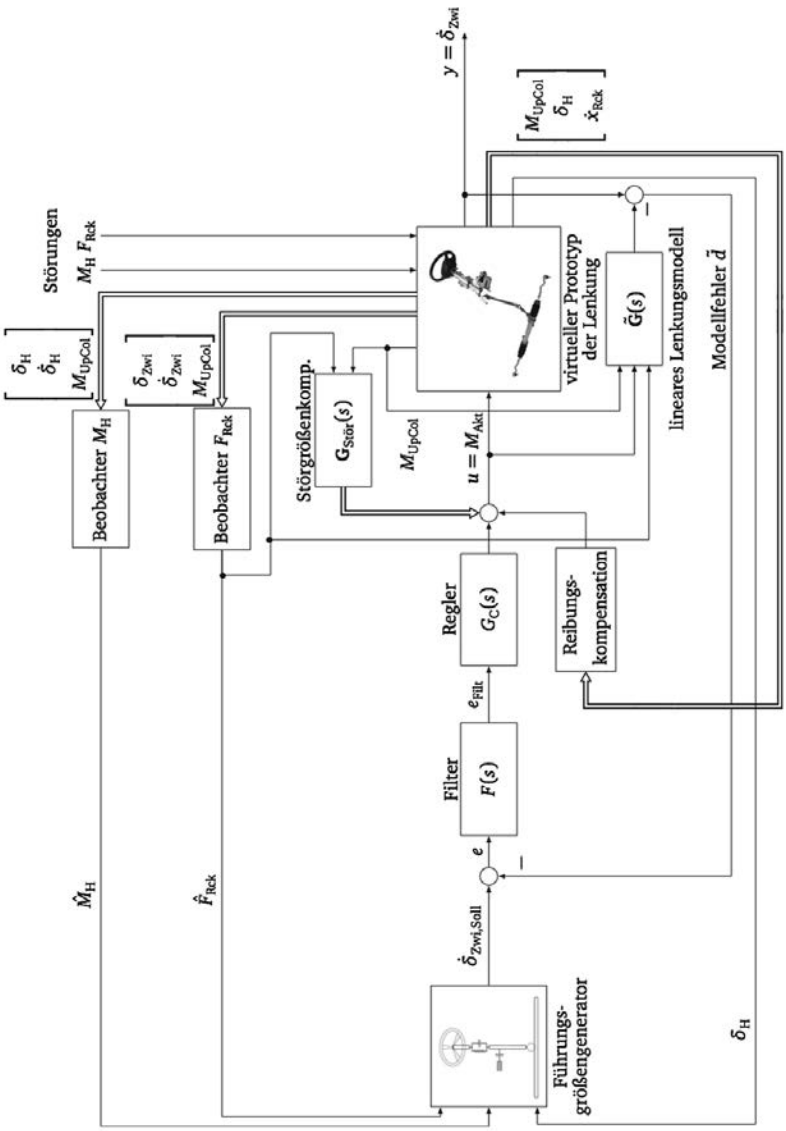


Bild 3: Aufbau des gesamten Simulationsmodells mit Regler

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Variablen zur Bestimmung der statischen Lenkkraftverstärkung und deren Quelldatei

Parameter	Variable	Quelldatei
Handmoment des Fahrers	M_{H}	Simulink-Simulation
Masse auf der Vorderachse	m_{V}	CAR-Datei
Konstruktiver Nachlauf	n_{K}	KNC-Datei
Reifennachlauf	n_{V}	Simulink-Simulation
Gradientenfaktor	D_{A}	Parameterdatei Lenkung
Lenkübersetzung	$i_{\mathrm{H,W}}$	KNC-File, Parameterdatei Lenkung
Degressivitätsfaktor	K_{A}	Parameterdatei Lenkung
Übersetzung Elektromotor zur Lenksäule	$i_{\mathrm{Akt,Col}}$	Parameterdatei Lenkung

ermöglichen eine Berechnung der statischen Lenkkraftverstärkung während der Simulation, sodass das Lenkkraftniveau bei allen Fahrzeugsimulationen gleich ist, [8].

Als zusätzliche Lenkungsfunktion wurde ein aktiver Rücklauf in die ideale Lenkung integriert, welcher sicherstellt, dass die Lenkung auch bei unzureichendem Rückstellmoment durch die Achskinematik zurückgestellt wird. Auf diese Funktion kann in der Simulation nicht verzichtet werden, weil durch die Achskinematik ein optimales Zurückstellen der Lenkung nicht gesichert ist und diese Funktion somit einen großen Einfluss auf das Verhalten der Lenkung hat, [8]. Für die genaue Applikation dieser Funktion sei auf [13] verwiesen.

6. Ergebnisse

Um die Leistungsfähigkeit und Allgemeingültigkeit der entworfenen Regelung zu prüfen wird die stationäre Lenkkraftverstärkung bei einer Änderung des Simulationsobjekts (virtueller Prototyp) untersucht. Die Beurteilung der stationären Lenkraftverstärkung erfolgt anhand des Manövers *Lenkungszuziehen*. Bei diesem Manöver wird bei einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit v der Lenkradwinkel langsam erhöht, sodass die Dynamik der Lenkung keinen Einfluss auf das Lenkkraftniveau hat. Dies wird mit unterschiedlichen virtuellen Prototypen durchgeführt. Bild 5 zeigt das Lenkradmoment in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Beide Fahrzeuge zeigen entsprechend der Vorgabe den gleichen Lenkradmomentverlauf. Die Abweichung bei niedrigen Querbeschleunigungen a_{Y} des Fahrzeuges der Kompaktklasse hängt mit den niedrigeren Zahnstangenkräfte bei dem leichten Fahrzeug zusammen, und wird deshalb nicht kompensiert, weil die statische Lenkunterstützung dem Fahrermoment M_{H} nicht entgegen wirken soll.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

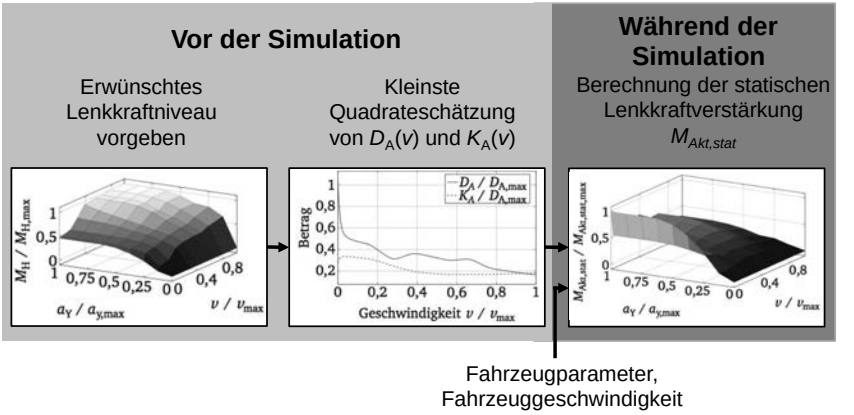


Bild 4: Vorgehen zur Auslegung der statischen Lenkkraftverstärkung

Der Einfluss einer Änderung der Sollvorgabe (ideale Lenkung), die Dynamik der Lenkung anhand eines Lenkwinkelsprungmanövers und das Störgrößenverhalten wird in [8] untersucht.

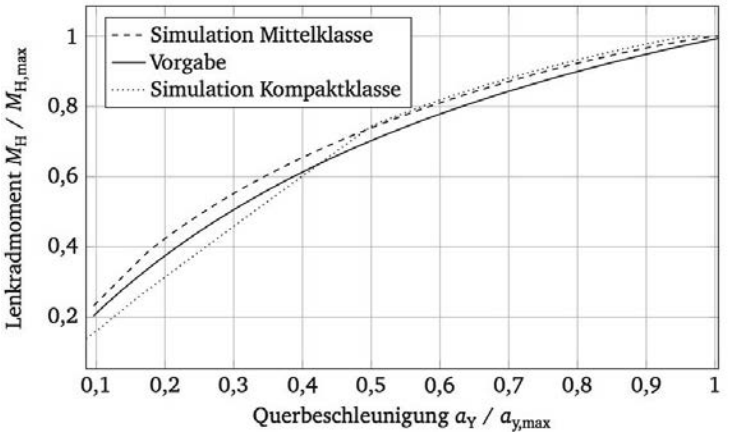


Bild 5: Normierte Ergebnisse eines Manövers Lenkungszuziehen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein leistungsfähiger generischer Ansatz zur Regelung einer elektromechanischen Lenkung eines virtuellen Prototyps gezeigt. Hierzu wurde eine durchgängige Entwicklungsumgebung aufgebaut, die von der Verarbeitung der realen Messdaten des Prüfstands bis zur Simulation der Fahrzeuglenkung automatisiert angewendet werden kann, und welche die Überprüfung der physikalischen Parameter der Lenkung, die Plausibilisierung der Simulationsergebnisse und die Abschätzung der Grenzen der Simulation ermöglicht. Dieser Beitrag beinhaltet die Modellbildung und Parametrierung des Lenksystems und den Entwurf des Lenkungsreglers.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturangaben

[1] Bauer, M.: Methoden zur modellbasierten Fahrdynamikanalyse und Bewertung von Fahrdynamikregelsystemen. Fortschrittberichte VDI : Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik. VDI-Verlag 2015

[2] Kochem, M. u. Holzmann, H.: Einsatz der Road-Lab-Math Strategie bei der simulationsbasierten Entwicklung von Fahrdynamikregelsystemen. VDI-Tagung AUTOREG 2006 (2006)

[3] Holzmann, H., Hahn, K. M., Webb, J. u. Mies, O.: Simulationsbasierte ESP-Homologation für Pkw. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 114 (2012) 9, S. 698–702

[4] Bauer, M., Kochem, M. u. Hahn, K. M.: Virtuelle Applikation elektromechanischer Lenkungen. VDI-Tagung AUTOREG 2015 (2015)

[5] Wimmer, C.: Modellbasierte Entwicklung elektromechanischer Lenkungen. Fahrzeugtechnik. München: Dr. Hut 2013

[6] Isermann, R.: Mechatronische Systeme. Grundlagen. Berlin: Springer-Verlag Berlin and Heidelberg 2007

[7] Olsson, H., Åström, K. J., Canudas de Wit, C., Gäfvert, M. u. Lischinsky, P.: Friction Models and Friction Compensation. European Journal of Control 4 (1998) 3, S. 176–195

[8] Ewald, V.: Reglerentwurf für eine Elektromechanische Lenkung, TU Darmstadt Masterthesis. Darmstadt 2016

[9] Pfeffer, P. u. Harrer, M. (Hrsg.): Lenkungshandbuch. Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen. SpringerLink : Bücher. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden 2011

[10] Garcia, C. E. u. Morari, M.: Internal model control. A unifying review and some new results. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development 21 (1982) 2, S. 308–323

[11] Zschocke Alexander: Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen. Karlsruhe: E&B printware Digital- und Schnelldruck GmbH 2009

[12] Isermann, R. u. Münchhof, M.: Identification of dynamic systems. An introduction with applications. Heidelberg, New York: Springer 2011

[13] Dannöhl, C.: Entwicklung eines Algorithmus zur Servokraftregelung einer elektromechanischen Lenkung. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Bd. 715. Düsseldorf: VDI-Verl. 2010

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Prozessautomatisierung und -standardisierung im Simulationsumfeld

Automatisierung vom CAD-Modell bis zum Ergebnisdatenmanagement

Dipl.-Ing. **Manuel Armbrüster**, **Sebastian Straube**,
MAN Truck & Bus AG, München

Kurzfassung

Durch das Marktumfeld werden steigende Anforderungen an neue Nutzfahrzeuge gestellt. Für die Simulation bedeutet dies, dass ihre Aussagekraft gesteigert werden muss, um den neuen Anforderungen gerecht zu werden. Allerdings soll der damit verbundene Mehraufwand nicht zu einem Anstieg der Simulationszeit führen, da dies eine Steigerung der Produktkosten zur Folge hätte. Dieses Spannungsfeld lässt sich durch eine Standardisierung und Automatisierung im Simulationsprozess auflösen.

Im Beitrag wird dies anhand des Beispiels der Festigkeitsberechnung von Lkw-Rahmen bei MAN aufgezeigt. Dieser Prozess umfasst den kompletten Berechnungsablauf – von der Aufbereitung der konstruktionsseitigen CAD-Daten bis zur Speicherung der Ergebnisse in einer Datenbank. Dadurch wird nicht nur eine Verbesserung der Aussagekraft, sondern auch eine Halbierung des Zeitaufwandes in der Simulation erreicht.

Abstract

Due to market environment, increasing customer demands lead to higher standards of new commercial vehicles. This means, that the explanatory power of simulation has to be enhanced to meet the new requirements. However, this should not call for more simulation time, as this would increase product costs. This dilemma can be resolved by standardizing and automating the simulation process.

In this paper such a process is shown by the example of durability simulation of truck frames at MAN. This process covers the entire simulation process – from preparation of CAD design data up to the storage of simulation results in a database. This improves not only the achievable simulation results, but also halves simulation time.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einführung

Steigende Kundenanforderungen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit von Nutzfahrzeugen, wie ein geringerer Treibstoffverbrauch und ein verbessertes Nutzlast-Gesamtgewicht-Verhältnis, führen zu einer zunehmenden Komplexität im Entwicklungsprozess. Zusätzlich wachsen auch die MAN-internen Anforderungen, wie die Reduzierung der Entwicklungs- und Produktkosten. Das resultiert auch in höheren Anforderungen an die Validierung während des Entwicklungsprozesses.

Dabei ist die Entwicklungskomplexität bei Nutzfahrzeugen aufgrund eines modular aufgebauten Rahmens bereits sehr groß. Durch den modularen Aufbau können zwar viele Gleichteile verwendet werden, wodurch die Effizienz in der Produktion steigt. Das führt aber dazu, dass ein und derselbe Querträger in ca. 40 Fahrzeugtypen verbaut sein kann. Diese Fahrzeugtypen unterscheiden sich zudem in den Radständen, Rahmenüberhängen und Bauhöhen, wie im folgenden Bild 1 zu erkennen ist.

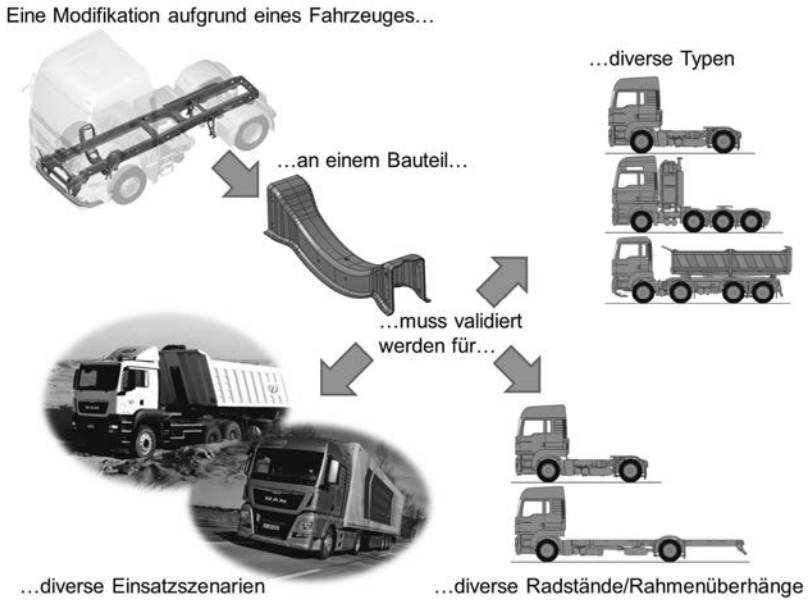


Bild 1: Validierung im modularen Baukastensystem

Allerdings unterscheiden sich nicht nur die Fahrzeuge, sondern auch ihre Einsatzarten, angefangen von der Fernverkehrs-Sattelzugmaschine bis hin zum schweren Baustelleneinsatz.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dadurch kann ein und derselbe Querträger in etlichen hundert Fahrzeugvarianten Verwendung finden.

Für die Festigkeitsberechnung hat dies zur Folge, dass die Auslegung eines Bauteils in einer Vielzahl von Fahrzeugen bewertet werden muss. In Verbindung mit den gestiegenen Anforderungen bezüglich Leichtbau und Kosten einerseits und einer virtuellen Freigabe andererseits, erhöhen sich dadurch die Anzahl und der Detaillierungsgrad der durchzuführenden Simulationen. Um trotzdem wettbewerbsfähig zu bleiben, darf dieser Mehraufwand in der Simulation nicht zu einer Erhöhung der Entwicklungskosten und/oder der Projektdurchlaufzeit – und damit der Produktkosten – führen.

Damit dieses Ziel erreicht werden kann, wurde bei MAN in der Festigkeitsberechnung von Lkw-Rahmen über die letzten fünf Jahre ein Prozess implementiert, der weitgehend automatisiert arbeitet. Dadurch lässt sich sowohl eine Steigerung der Qualität, wie auch eine Verringerung der Durchlaufzeiten erreichen.

2. Gesamtprozess

In Bild 2 ist der Prozess systematisch dargestellt. Er besteht aus einzelnen Programmabschnitten, die über definierte Schnittstellen miteinander verbunden sind. Dadurch besitzt das System eine hohe Flexibilität und kann einzelne Teilaspekte auch für Problemstellungen außerhalb dieses Prozesses zur Verfügung stellen.

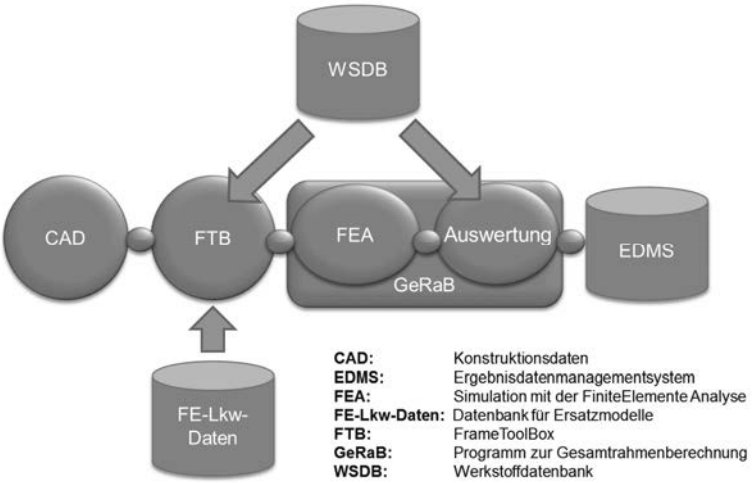


Bild 2: Überblick über den automatisierten Simulationsprozess

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieses Vorgehen ermöglicht auch die Integration von Modellen in den Berechnungsprozess, die zum Beispiel durch einen Dienstleister aufgebaut wurden. Aufgrund des modularen Prozessaufbaus ist ein manuelles Eingreifen und Korrigieren jederzeit möglich, um etwaige Anpassungen, oder Sonderwünsche in die Simulation einfließen zu lassen.
Der automatisierte Prozess besteht aus fünf Abschnitten. Im CAD-Abschnitt werden die Bauteile für die Vernetzung vorbereitet und in einer simulationseigenen Datenbank gespeichert. Im Anschluss daran vernetzt die FrameToolBox (FTB) die Bauteile und erstellt das Gesamtmodell. Die Berechnung und Auswertung führt das Programm für die Gesamtrahmenberechnung GeRaB durch. Abschließend werden die Ergebnisdaten in einer Datenbank (EDMS – Ergebnisdatenmanagementsystem) gespeichert. Während dieses Prozesses wird mit weiteren Datenbanken kommuniziert, wie (Werkstoffdatenbank (WSDB) und FE-Lkw-Datenbank), um notwendige Simulationsdaten zu integrieren.
Im Folgenden werden die einzelnen automatisierten Teilabschnitte weiter ausgeführt.

3. Modellaufbau mit der FrameToolBox (FTB)

Die Simulationsarbeit beginnt mit dem Erhalt des zu berechnenden Modells. Alle relevanten CAD-Bauteile müssen für die weitere Verwendung im Prozess aufbereitet werden (siehe Bild 3). Dazu leitet man zum Beispiel bei Biegeblech-Bauteilen die Mittelflächen im CAD-Programm ab. Im Lkw-Rahmen sind nach wie vor die meisten Bauteile verschraubt oder vernietet. Auch diese Verbindungspositionen müssen in den CAD-Daten hinterlegt werden.

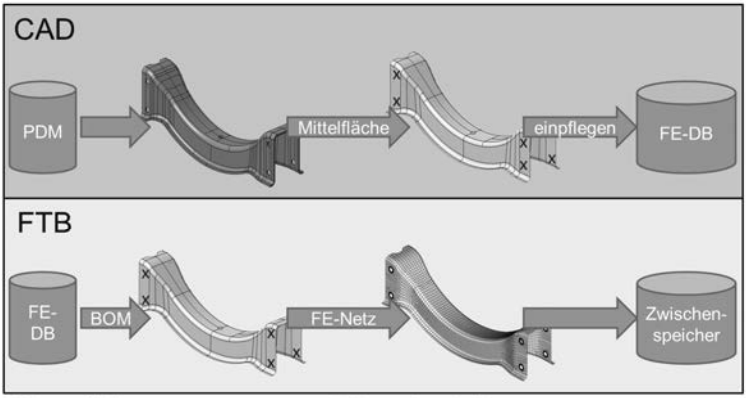


Bild 3: CAD-Vorbereitung und Bauteilnetzerstellung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Alle für die Simulation vorbereiteten Daten werden in einer simulationseigenen Bauteil-Datenbank gespeichert. Dadurch muss jedes Bauteil nur einmal vorbereitet werden, und lässt sich anschließend von allen Anwendern für alle nachfolgenden Modellerstellungen ohne weitere CAD-Vorbereitungen verwenden.

Für den Modellaufbau wurde die FTB entwickelt. Die FTB greift anhand einer Steuerdatei (BOM – bill of materials/Stückliste) auf die Bauteildatenbank zu. Diese Steuerdatei enthält die zu verwendenden Bauteile und deren Positionierung im Modell sowie weitere Informationen, wie zum Beispiel zugehörige Werkstoffe. Die Bauteile werden dann von der FTB aus der Bauteildatenbank kopiert und automatisch gemäß festgelegter Kriterien vernetzt. Die jeweilige Neuvernetzung von Bauteilen bietet den Vorteil, dass die Netzfeinheit erst während des Modellaufbaus gewählt werden kann. Allerdings unterstützt die Bauteildatenbank zusätzlich zu den CAD-Daten auch die Ablage von Netzdateien.

Nach der Vernetzung der Einzelbauteile wird der Zusammenbau des Modells automatisch durchgeführt (Bild 4). Dazu gehören das Einladen, Positionieren und Verbinden der einzelnen Bauteilnetze.

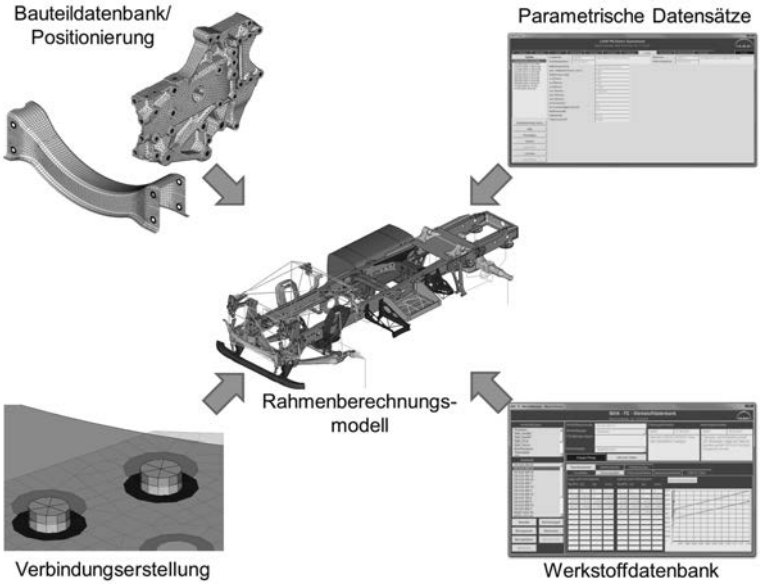


Bild 4: Zusammenbau und Verbindungserstellung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Insbesondere die automatisierte Verbindungserstellung führt zu einer erheblichen Zeitersparnis, da ein kompletter Rahmen rund 300 Schraubverbindungen benötigt. Je nach Verwendungszweck des Modells kann bei diesen Verbindungen zwischen unterschiedlichen Modellierungsarten gewählt werden – von einfachen linearen Balkenverbindungen bis hin zu komplexer Schraubenmodellierung einschließlich Vorspanneffekten.

Für die Erstellung der Werkstoffeigenschaften greift die FTB auf eine eigenständige simulationsspezifische Werkstoffdatenbank zu. Dadurch lassen sich sehr detaillierte Werkstoffeigenschaften in die Simulation einbeziehen.

Abschließend werden alle Ersatzmodelle (vereinfachte Balkenmodelle mit linearen /nichtlinearen Federn und Massepunkten) für eine Gesamtrahmenberechnung erzeugt. Dazu zählen das komplette Fahrwerk, der Antriebsstrang sowie das Fahrerhaus. Für die Ersatzmodelle liegen alle notwendigen Daten parametrisch in einer Datenbank vor. Durch die Verwendung einer zentralen Datenbank für diese Daten wird gewährleistet, dass in verschiedenen Modellen die auf gleiche Art diskretisierten Kennlinien verwendet werden.

Am Ende des Prozesses steht dann ein berechnungsfähiges Gesamtfahrzeugmodell für die Rahmenberechnung zur Verfügung.

Als zusätzliche Besonderheit ist die FTB auch in der Lage, unterschiedliche Konstruktionsvarianten zu berücksichtigen. Dazu wird das Variantenbauteil in die BOM übernommen und in der FTB eine Synchronisation durchgeführt. Die Synchronisation identifiziert Abweichungen zwischen der BOM und dem FE-Modell. Bei Abweichungen werden die veralteten Bauteile entfernt und durch die neu vernetzten Varianten ersetzt. Dazu kann man in der BOM die einzelnen Bauteile auf den Status „aktiv“ oder „inaktiv“ setzen, wie in Bild 5 dargestellt.

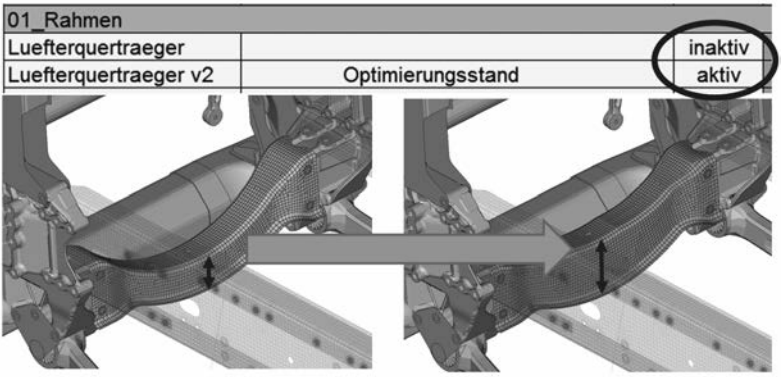


Bild 5: Ersetzen eines Bauteils durch eine neue Variante

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Simulation mit dem Programm für die Gesamtrahmenberechnung (GeRaB)

Das vom Anwender überprüfte Modell wird anschließend an das Programm für die Gesamtrahmenberechnung (GeRaB) weitergeleitet. Zusätzlich zu den Modelldaten werden Informationen bezüglich der zu berechnenden Lastfälle und den auszuwertenden Bauteilen übergeben. Diese zusätzlichen Informationen (in Form von Input-Dateien) dienen auch als Dokumentation der Berechnung. Der Ablauf von GeRaB ist in Bild 6 visualisiert.

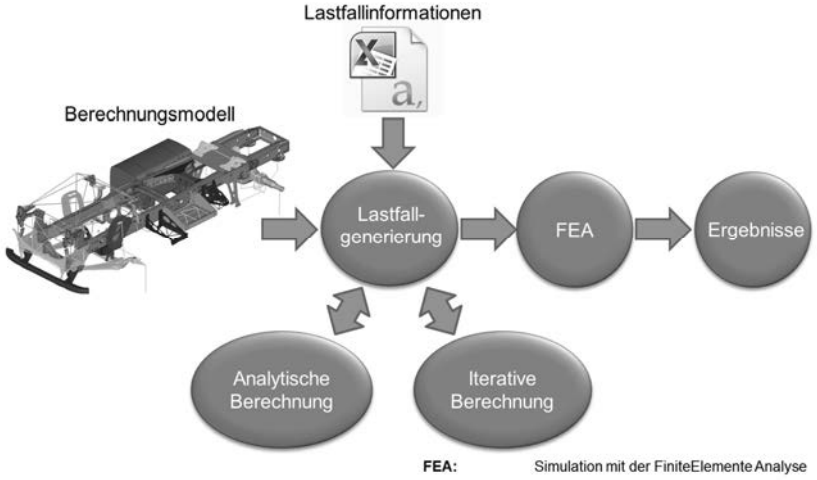


Bild 6: Ergebnisberechnung

Anhand dieser Informationen führt GeRaB die Berechnung durch. Diese wird über ein Queuing-System an die Rechenserver übergeben. Bei der Berechnung werden nicht nur die eigentlichen Lastfälle berechnet, sondern auch notwendige Modellanpassungen vorgenommen, wie die Abstimmung von Luftfedern oder das korrekte Auflasten des Modells. Zusätzlich sind bei einigen Lastfällen komplexe analytische Berechnungen oder Berechnungs-Iterationen zum Herleiten der aufzubringenden Lasten notwendig. Im Anschluss an die Vorbereitungen folgt die eigentliche Ergebnisberechnung. Und nach Abschluss der Berechnung wird das Modell bezüglich festgelegter Parameter ausgewertet.

Ein Standardmodell umfasst circa 30 auszuwertende Bauteile bei 15 Lastfällen. Dadurch ergeben sich pro Rahmenberechnung rund 450 Bauteilergebnisse, die für dieses oder für ein zukünftiges Projekt relevant sein können. Aufgrund der großen Anzahl der Ergebnisse wurde auch deren Auswertung automatisiert (Bild 7).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

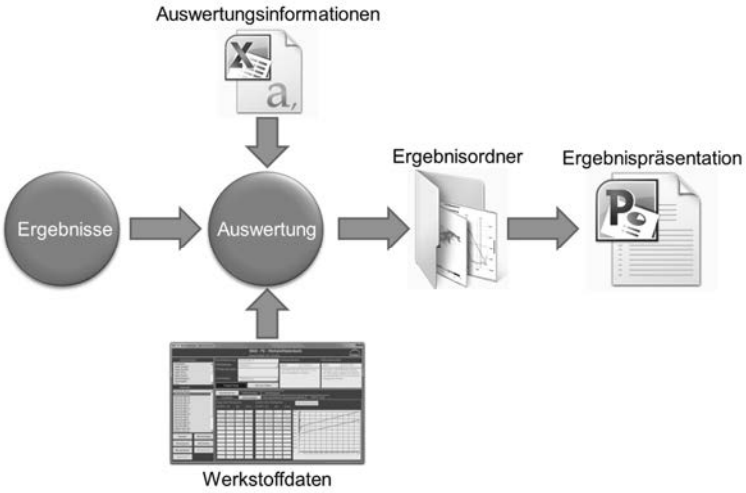


Bild 7: Automatisierte Auswertung

Diese automatisierte Auswertung umfasst unter anderem:

- Animationen der Modellverschiebungen
- Spannungsauswertung für jedes Bauteil und jeden Lastfall
- Aufbereitete Datensätze zu allen Kennlinien
- Aufbereitete Datensätze zu allen Schraubenkräften

Zur Visualisierung werden alle Ergebnisse automatisiert in einer Präsentation gut lesbar aufbereitet, so dass sich der Berechner einen Überblick über das Modell verschaffen kann. Anhand dieser Daten lässt sich dann im Postprocessing gezielt auf die relevanten Bauteile eingehen.

Durch die automatisierte Auswertung wird nicht nur Zeit eingespart, sondern auch viele Daten aufbereitet, bei denen eine „von Hand-Aufbereitung“ zu viel Zeit in Anspruch nehmen würde. Dazu zählen zum Beispiel die Ermittlung aller Schraubenquerkräfte oder auch die Ermittlung der Zustände der Federelemente in den einzelnen Lastfällen.

5. Dokumentation im Ergebnisdatenmanagementsystem (EDMS)

Die automatisierte Berechnung und Auswertung durch GeRaB bereitet für jede Berechnung eine enorm große Datenmenge auf. Wie bereits ausgeführt, umfasst eine Rahmenberechnung rund 450 relevante Bauteilrgebnisse. Aufgrund der großen Menge an potenziell für die Zukunft relevanten Ergebnissen ist eine klassische projekt-organisierte Ergebnisabla-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ge nicht zielführend. Denn in diesem Fall müssten für Vergleichsrechnungen mehrere tausend Ergebnisse „von Hand“ gesichtet werden. Dies ist aus Zeitgründen nicht vertretbar. Außerdem muss der Anwender Kenntnis von der Existenz der Ergebnisse haben, und eine eventuell durchgeführte Archivierung würde die Verwendung der bereits existierenden Daten erschweren.

Hier unterstützt ein Ergebnisdatenmanagementsystem (EDMS) die tägliche Arbeit. EDMS besitzt hierfür drei Schwerpunkte, wie in Bild 8 dargestellt. Zum einen stellt EDMS Funktionen zur Verfügung, um die komplette Datenbank effizient durchsuchen zu können. Dazu stehen unterschiedliche Suchparameter wie die Sachnummer, der Fahrzeugtyp oder auch der Lastfall zur Verfügung. Als zweites bereitet das System die Daten auf, und stellt sie grafisch dar. Zu diesen Daten zählen Spannungs-/Verschiebungsplots und Datenreihen um die Auslastung der Bauteile oder die Verschiebung des Lkw-Rahmens in Diagrammen darzustellen. Als letztes stellt EDMS eine Oberfläche zur Verfügung, mit deren Hilfe man zwei Bauteile (also zum Beispiel das gleiche Bauteil in zwei verschiedenen Fahrzeugen) direkt miteinander vergleichen kann.

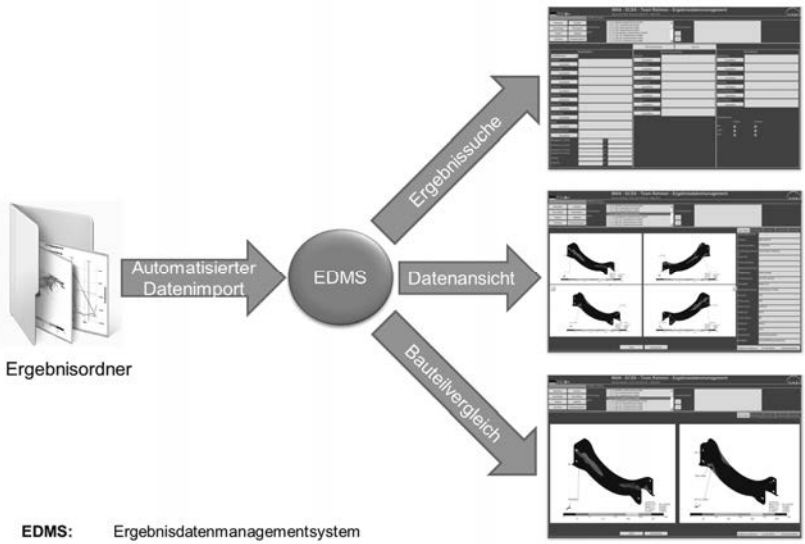


Bild 8: Einpflegen von Daten in das Ergenbnisdatenmanagementsystem (EDMS)

Für diese Aufgaben benötigt das System eine erhebliche Menge an Daten. Da ein „von Hand“ einpflegen der Daten eine zu große Zeitspanne bedeutet, wird auch der Datenimport

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nahezu vollständig automatisiert durchgeführt. Dazu greift EDMS auf den mit der Auswertung entstandenen Ergebnisordner zu. Vergleichbar zur Präsentationserstellung kann EDMS die enthaltenen Daten lesen und interpretieren. Dadurch werden alle Daten vorbereitet, und der Anwender muss nur noch vereinzelt Eingaben vornehmen, um den Datensatz in das System einzupflegen.

Auch an dieser Stelle zeigt sich das große Potenzial der Prozessautomatisierung. Denn die Automatisierung der einzelnen Prozessschritte stellt eine vergleichbare Vernetzungs-, Berechnungs- und Auswertungsqualität sicher – unabhängig vom jeweiligen Anwender. Und das ist die Grundlage für die Vergleichbarkeit der Bauteilergebnisse in EDMS.

6. Fazit und Ausblick

Durch die Automatisierung des Berechnungsablaufes erreicht man mehrere Ziele. So konnte sowohl die Modell- wie auch die Auswertungsqualität deutlich erhöht werden. Trotz der höheren Qualität ließ sich zudem die Durchlaufzeit deutlich (in etwa auf die Hälfte) reduzieren. Durch weitere Verbesserungen – insbesondere der Schnittstellen zum CAD – kann die Durchlaufzeit nochmals gesenkt werden (vorraussichtlich auf 1/3 der ursprünglichen Zeit).

Die dann verbleibende Zeit setzt sich aus reiner „Rechenzeit“, aus der Informationsbeschaffung (Massenbilanzen, neue Kennlinien etc.), aus der Ergebnisbewertung und aus individuellen Arbeiten am Modell zusammen.

Gleichzeitig wird die Wahrscheinlichkeit individueller Fehler durch die Automatisierung der Prozessschritte reduziert. Durch die Verwendung von Bauteillisten und Datenbanken für Werkstoff- und Ersatzmodelleigenschaften kann der Modellaufbau jederzeit nachvollzogen und reproduziert werden. Das – und die Standardisierung der einzelnen Prozessschritte – gewährleistet die Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

Die Automatisierung des gesamten Prozesses ist bereits sehr weit fortgeschritten, aber noch nicht vollständig durchgeführt. Einerseits müssen im bestehenden Prozess noch einige Aspekte weiterentwickelt werden. Dies betrifft in erster Linie die Schnittstellen zwischen den einzelnen Teilprozessen. Zusätzlich werden in Zukunft noch weitere Features und Teilsysteme eingebunden. Darunter fällt zum Beispiel das Einbinden von FEMFAT für die Lebensdauerberechnung in diesen Prozess. Andererseits sind noch einige Punkte im Bereich der automatisierten Auswertung und bei den Schnittstellen in Bereiche außerhalb der Simulation (also zum Beispiel die Anbindung an das übergeordnete PDM/PLM-System) zu verbessern.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Effiziente Wissensgenerierung zur Robustheitsuntersuchung von Fahrzeugstrukturen mittels Modellreduktion und Ähnlichkeitsanalyse

Big Data in der Crashsimulation

Constantin Diez, **Lothar Harzheim**,
Axel Schumacher, Bergische Universität Wuppertal, Wuppertal

Kurzfassung

Robustheitsstudien sind in der Crashberechnung von zunehmendem Interesse, da hierdurch der Reifegrad einer Struktur bereits sehr früh vor den kostenintensiven Versuchen erhöht werden kann. Die dabei entstehende große Menge an Daten („Big-Data“), sowie die Komplexität und Nichtlinearität der Zusammenhänge stellen selbst in dem Fachgebiet sehr erfahrene Ingenieure vor die große Herausforderung, schnell, effizient und nachvollziehbar die Robustheit des Systems zu analysieren und zu verbessern.

Um dieser „Big-Data Challenge“ in der Crashsimulation zu begegnen, wurde unter Verwendung maschineller Lernalgorithmen eine Methodik entwickelt, um die in einer Robustheitsstudie enthaltenen Informationen effizient und nachvollziehbar herauszufiltern. Der Ablauf kann grob in die folgenden Schritte unterteilt werden: geometrische Modellreduktion, Ergebnisprojektion und Glättung, Ähnlichkeitsberechnung, Visualisierung und letztendlich Wissensextraktion sowie Wissensverarbeitung. Die Wissensextraktion befasst sich dabei mit der Identifikation von Gruppen („clustern“) ähnlicher Verhaltensmuster bei den Simulationsergebnissen und der Erkennung selten auftretender Ereignisse („Ausreißer“). Bei der darauf folgenden Wissensverarbeitung werden für Verhaltensgruppen maßgebliche Variablen identifiziert und zugleich automatisch Lösungsvorschläge in Form von Variablenbereichen generiert.

Diese Methodik wird exemplarisch anhand der Simulation eines stilisierten Fahrzeuglängsträgers im Fallturm-Komponententest erläutert, bei welchem probabilistische Unsicherheiten unterschiedliches Beulverhalten auslösen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

The frontloading of the vehicle development process by simulative robustness investigations increases the maturity of a design before executing expensive hardware tests and thus reduces development costs. Analyzing the resulting amount of “Big-Data” from a robustness study, in combination with the high nonlinearity and complexity of the topic, is a huge challenge, even for very experienced engineers. There is an urgent need to analyze and compare crash simulations fast, efficiently and reliably.

In order to face this “Big-Data Challenge” in the field of crash simulation, a new methodology was developed with the goal to condensate the knowledge hidden in the data with machine learning techniques. The procedure in this paper can be separated into the following steps: geometric model reduction, results mapping and smoothing, similarity calculation, knowledge extraction and finally knowledge processing. The knowledge extraction deals with outlier detection and clustering of simulations with similar behavior. Thereafter this knowledge may be used in order to identify important variables for certain behavior and to generate solutions for unwanted behavior clusters.

1. Einführung

Das Thema Robustheitsanalyse gewinnt in der Crashberechnung zunehmend an Bedeutung. Die frühe Erkennung und Behebung eines Robustheitsproblems kann hohe Kosten bei späten Änderungen vermeiden. Indem das Verhalten unter statistisch modellierten Unsicherheiten betrachtet wird, kann bereits vor kostenintensiven Versuchen ein umfangreiches Verständnis durch virtuelle Robustheitsstudien erlangt werden. Dem Ingenieur stellen sich bei der Auswertung drei prinzipielle Fragen:

1. Ist die Struktur robust?
2. Wenn nicht, was ist die Ursache?
3. Wie kann man robustes Verhalten erreichen?

Diese Fragen müssen unter den folgenden Randbedingungen der Finite-Elemente-Methode (FEM) hinsichtlich der Crashsimulation beantwortet werden:

i. Crash ist hochnichtlinear und beinhaltet Bifurkationen
ii. Begrenzte Anzahl an FEM-Berechnungen steht zur Verfügung
iii. Die FEM-Modelle können unterschiedlich vernetzt sein

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

iv. Die FEM-Modelle können sich topologisch leicht unterscheiden
v. Crashmodelle sind datentechnisch groß

Um die erste Frage zu beantworten wird in der Regel von einem parametrisierten Basismodell ausgegangen, bei welchem man gewisse Antwortgrößen, wie die Beschleunigungen am Dummy, misst. In einer Monte-Carlo-Simulation (MCS) kann nun die Streuung der Antworten betrachtet werden, um zu beurteilen, ob ein Robustheitsproblem bezüglich der Messkriterien, wie eines HIC-Wertes, vorliegt. Erfasst wird dabei jedoch nicht die Robustheit bezüglich des Verformungsverhaltens von Komponenten wie unterschiedliches Ausknicken.
Ist die Struktur selbst nicht robust, so stellt sich die zweite Frage, welche Einflüsse eine unzulässige Grenzwertüberschreitung fördern. Um die parametrische Ursache zu identifizieren kann eine globale Sensitivitätsanalyse [1] auf einem Metamodell durchgeführt werden. Damit sind Eingangsparameter identifizierbar, welche den größten Einfluss auf die Streuung gewisser Antwortgrößen haben. Diese Eingangsparameter können dann für eine konstruktive Verbesserung verwendet werden. Die Herausforderung bei der Identifikation wichtiger Parameter ist das hoch nichtlineare und bifurkative Verhalten der Crashsimulation. Die Menge der zu erzeugenden Stichproben muss zudem an die Anzahl der Eingangsparameter angepasst werden, um den Parameterraum mit hinreichender Genauigkeit abzudecken. Eine metamodellbasierte Sensitivitätsanalyse ist somit mit einem größeren Ressourcenaufwand verbunden. Wurden die wichtigen Parameter identifiziert, so kann die Sensitivitätsanalyse die Frage nach einem Lösungsvorschlag zur Erhöhung der Robustheit nicht beantworten. Dazu müsste zusätzlich je nach Zielinteresse eine Robustheitsoptimierung [2] oder verlässlichkeitsbasierte Optimierung [3] durchgeführt werden.

2. Stand der Technik zu neuen Analyseverfahren

Um das Robustheitsverhalten einer Komponente anhand einer Vielzahl an Simulationen zu vergleichen, stehen erste kommerzielle Tools wie DIFFCRASH [4] oder SoS [5] bereits zur Verfügung. DIFFCRASH vergleicht die Streuung der Knotenverschiebungen zwischen den Simulationsergebnissen und macht es möglich Streuungen eines Bauteils zu einem frühen Zeitpunkt herauszurechnen um eine Schätzung zu erhalten, ob sich eine andere Streuung bei einem anderen Bauteil zu einem späteren Zeitpunkt dadurch verringern lässt. Es hilft, visuell die Frage zu beantworten, ob ein Fahrzeug robust ist, indem es Stellen mit hoher Knotenstreuung auf dem Modell einfärbt, jedoch obliegt es dem Anwender, die Ursache in

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Form einer Streuquelle zu lokalisieren. Es arbeitet nicht mit Eingabeparametern und gibt auch keine Lösungsvorschläge. SoS basiert auf einer Reihenentwicklung für statistische Prozesse („Karhunen-Lóeve-Entwicklung“) und versucht damit die größten Varianzen in der Lösung auf dem Finite-Elemente-Netz zu erfassen. Es ist fähig die Frage nach der generellen Robustheit ähnlich wie DIFFCRASH über eine Visualisierung der Streuung auf dem Finite-Elemente-Modell indirekt zu beantworten. Die Reihenentwicklung kann als eine Art Metamodell verwendet werden, um in einer Optimierung einen robusten Designentwurf zu finden. Daher kann in einer folgenden Optimierung die Frage nach der Ursache und die Frage nach einem Lösungsvorschlag beantwortet werden. Es gibt noch zusätzliche Verfahren aus der Forschung im Bereich der Datenreduktion, was als ein Teilgebiet des maschinellen Lernens gezählt werden kann. Die Dimensionsreduktion mithilfe von Diffusion Maps [6] funktioniert mit einer vergleichbaren Datenreduktionsmethode wie DIFFCRASH, basiert jedoch auf einer nichtlinearen Kompression. Es ist mit dieser Methode möglich, die Ähnlichkeit aller Simulationen zueinander in einer Darstellung zu visualisieren, vergleichbar mit der Methode in diesem Artikel. Die Methode hilft, auch über eine grafische Darstellung wichtige Variablen zu identifizieren. Ein Lösungsvorschlag wird direkt nicht erstellt.

Die Herausforderung in der Analyse der Robustheit von Crash-Simulationen liegt in den Randbedingungen i bis v aus Abschnitt 1. Hier unterscheiden sich die meisten Verfahren inwiefern sie mit diesen Randbedingungen umgehen können. Da prinzipiell nur eine sehr begrenzte Anzahl an Simulationen aufgrund der langen Rechenzeit zur Verfügung steht, ist es für jede Methode prinzipiell schwierig die nichtlinearen Analysegrößen hinreichend genau aufzulösen. Die meisten Verfahren orientieren sich zudem an einer möglichst ähnlichen Vernetzung der Modelle und kommen damit nur begrenzt mit geometrischen Änderungen in Topologie oder Form klar. Der direkte Vergleich von FEM-Netzen ist zudem sehr rechenaufwändig und benötigt einen permanenten Zugang zu den Ergebnissen, was größere Analysen über lange Zeit hinweg erschwert. Die Ursachensuche und Lösungsgenerierung nach der Auswertung der Ähnlichkeit der Ergebnisse wird bisher zudem nur begrenzt unterstützt und stellt in der Praxis daher auch immer wieder eine Herausforderung dar. Das dabei gewonnene Wissen ist in der Regel ungenerisch und kann daher nicht für neue Untersuchungen wiederverwendet werden. Ziel der Methode dieses Artikels ist es somit, die generelle Flexibilität und Zielführung einer erweiterten Robustheitsanalyse unter der Randbedingung von wenigen Stichproben und hoher Nichtlinearität zu verbessern. Das generierte Wissen sollte zudem in einer wiederverwendbaren Form abspeichert werden, um für zukünftige Untersuchungen verwendbar zu sein. Um diesen Herausforderungen auf eine neue Weise zu begegnen, wurde ein mehrstufiger Prozess entwickelt, welcher nach der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Finite-Elemente-Analyse ansetzt. Die Bestandteile lassen sich wie folgt gliedern: geometrische Modellreduktion, Ergebnisprojektion, Ergebnisglättung, Ähnlichkeitsberechnung, Wissensextraktion und Wissensanalyse (Bild 1). Gerade die Wissensverarbeitung versucht den Prozess der schnellen Problem- und Lösungsfindung auf neue Weise zu ermöglichen und zu beschleunigen, ohne dass eine Optimierung notwendig ist.

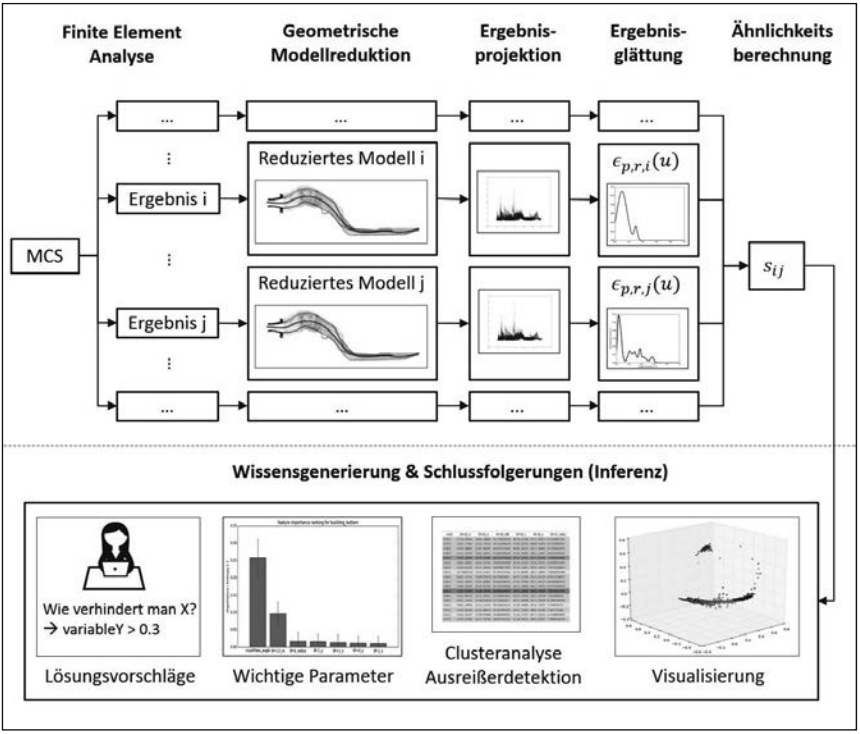


Bild 1: Übersicht über die Prozessschritte zur Wissensgenerierung.

3. Die Modellreduktion von Komponenten

Nach der Berechnung von Simulationsstichproben (hier mit LS-DYNA) werden die Simulationsergebnisse vor einer Ähnlichkeitsanalyse zuerst in eine reduzierte Form überführt. Die Eingabe der Modellreduktion beschränkt sich auf eine Liste an Ergebnisdateien sowie einer Liste der zu verwendenden Bauteil-IDs aus dem Preprozessor.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Zeitschritt des Vergleiches ist optional und wird standardmäßig bei jeder Simulation als der Letzte bestimmt. Ein jedes Simulationsergebnis wird dann wie folgt ausgewertet.

Reduktion der Geometrie

Die Elementmittelpunkte werden als Punktwolke aufgefasst, durch welche eine Regressionslinie wie hier ein Bézierpolynom gelegt werden kann. Dieser Schritt lässt sich damit begründen, dass während der Konstruktion in der Regel funktionale Gruppen gebildet werden, die entweder vereinfacht als Linie oder als Fläche gesehen werden können. Dieser Artikel beschränkt sich jedoch lediglich auf Linienstrukturen. Anschließend wird jedem Element e_i eine Koordinate u_i auf der Regressionslinie zugeordnet. Ein Beispiel für eine reale Komponente und ihre parametrische Regression findet sich in Bild 2.

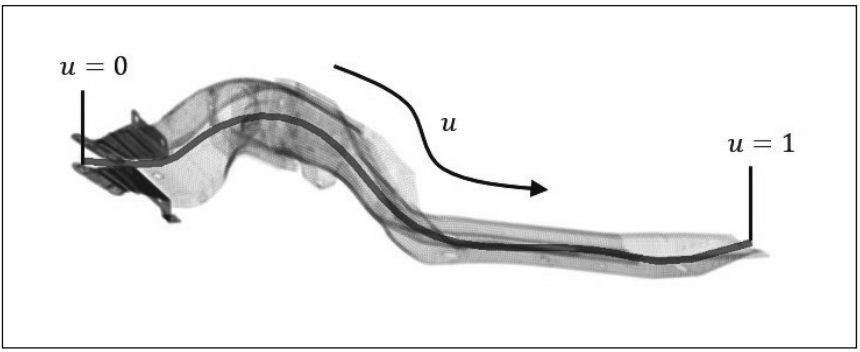


Bild 2: Regressionsverlauf für einen stark gekrümmten Längsträger, welcher auf eine Dimension reduziert wurde.

Ergebnisprojektion und Glättung auf der reduzierten Geometrie

In einem zweiten Schritt werden die Elemente entlang der Dimension u der Linie sortiert und ihre Ergebnisse auf die entsprechende Linienkoordinate projiziert (siehe Bild 1). Zur weiteren Analyse wurde speziell die effektive plastische Dehnung gewählt, da sie rotations- und translationsinvariant ist und bei großen Deformationen die aufgenommene Menge an Energie charakterisiert. Die projizierte plastische Dehnung $\epsilon_{p,i}$ aller Elemente e_i wird daraufhin zu einer Kurve geglättet. Dies erfolgt derart, dass der Raum $u \in [0,1]$ diskretisiert und an jeder Stelle u_j die reduzierte plastische Dehnung $\epsilon_{p,r,j}$ wie folgt berechnet wird:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$\epsilon_{p,r,j} = \epsilon_{p,r}(u_j) = \sum_{e_i} \epsilon_{p,i} \cdot w(u_i - u_j),$$

$$w(u_i - u_j) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}b} \cdot \exp\left(-\frac{(u_i - u_j)^2}{2 * b^2}\right).$$

Die Glättung ist somit eine gewichtete Summe der plastischen Dehnung aller Elemente e_i, mit einer lokalen Gaußglocke w der Breite b an der Gewichtungsstelle u_j, so dass lediglich die plastische Dehnung von Elementen in der näheren Umgebung um u_j, einen nennenswerten Beitrag leisten. Die Glättungsbreite b kann heuristisch als das 5-fache der globalen Elementkantenlänge gewählt werden. Sollten stark unterschiedliche Elementkantenlängen zwischen den FEM-Modellen, wie bei einer Netzkonvergenzstudie, auftreten, so kann über eine manuelle Vorgabe der Glättungsbreite mit Orientierung am gröbsten Netz eine Vergleichbarkeit erreicht werden. Es ergibt sich somit eine Funktionskurve $\epsilon_{p,r}(u)$ der reduzierten plastischen Dehnung entlang des Verlaufs der Regression.

Die Geometrie- und Ergebnisreduktion besitzt folgende, sehr wichtige Eigenschaften:

1. unterschiedliche Vernetzungen behandelbar
2. topologische Unterschiede in Bauteilen weitestgehend unproblematisch
3. Erfassung von sowohl großen globalen als auch kleinen lokalen Unterschieden
4. Sowohl die projizierte Funktion als auch die Regression sind sehr speicherarm
5. sehr einfacher und schneller Vergleich der projizierten Funktionen möglich
6. Neue Simulationsläufe können sehr einfach hinzugefügt werden.
7. Fast keine einzustellenden Parameter in gesamten Prozess.

Die Unabhängigkeit vom FE-Netz (Punkt 1) durch die Glättung während der Projektion macht es möglich, Modelle unterschiedliche Vernetzungen zu vergleichen, solange die lokale Elementkantenlänge ungefähr gleich bleibt. Durch die Projektion auf die reduzierte Geometrie spielt es keine Rolle, ob sich die Komponente nur parametrisch oder auch leicht in Topologie (Bohrungen, Sicken, usw.) und Form (leichtes Morphing) ändert (Punkt 2). Eine Vergleichbarkeit der Funktionsverläufe wird stets möglich sein. Dadurch, dass der Funktionsverlauf der reduzierten plastischen Dehnung sowohl große als auch kleine Schwankungen beinhaltet, ist die Beulinformation mit einem hierarchischen Detailgrad vorhanden (Punkt 3), wodurch man auch kleinere Unterschiede untersuchen kann. Die Kurve der reduzierten plastischen Dehnung $\epsilon_{p,r}(u)$ sowie das interpolierte Polynom sind nicht nur

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

deutlich speicherärmer als die FEM-Ergebnisse selbst (Punkt 4), sondern der Funktionsverlauf kann auch durch ein Skalarprodukt sehr schnell und effizient verglichen werden (Punkt 5), was im folgenden Abschnitt 4 weiter erläutert wird. Viele Methoden der Datenreduktion verlangen eine Neuberechnung im Falle der Veränderung des Datensets. Dies ist hier nicht der Fall. Neue Simulationsläufe können vollkommen unabhängig von allen anderen verarbeitet, abgespeichert und hinzu geladen werden (Punkt 6). Dies ist sehr vorteilhaft für eine Parallelisierung der Verarbeitung im Serverbetrieb. Der gesamte Prozess beinhaltet in seiner aktuellen Implementierung fast keine einzustellenden Parameter. Lediglich für die Regression der geometrischen Modellreduktion sollte ein sinnvoller Polynomgrad angegeben werden. Alle weiteren Prozessparameter, wie beispielsweise die Glättungsbreite können vollautomatisch ermittelt werden, was dieses Verfahren extrem praktikabel macht (Punkt 7).

4. Berechnung der Ähnlichkeit von Simulationsergebnissen

Mit der in Abschnitt 3 erläuterten Methodik wurde nun ein jedes Simulationsergebnis auf einen Funktionsverlauf der plastischen Dehnung $\epsilon_{p,r}(u)$ entlang der Regression reduziert. Das Problem der Berechnung von Ähnlichkeit von Simulationsergebnissen kann nun durch die Berechnung der Ähnlichkeit der reduzierten Ergebnisse angenähert werden. Der mathematische Operator, welcher hier für Vergleichsoperationen verwendet wird, ist das Skalarprodukt für kontinuierliche Funktionen [7]. Dies entspricht eines einfachen Integrals über entlang der Regressionslinie

$$\langle f_i(u) | f_j(u) \rangle = \int_0^1 f_i(u) \cdot f_j(u) \; du.$$

Hiermit kann ein normierter Ähnlichkeitsfaktor für zwei Simulationen i und j berechnet werden.

$$s_{ij} = \frac{\langle \epsilon_{p,r,i} | \epsilon_{p,r,j} \rangle}{\sqrt{\langle \epsilon_{p,r,i} | \epsilon_{p,r,i} \rangle \cdot \langle \epsilon_{p,r,j} | \epsilon_{p,r,j} \rangle}} \in [0,1]$$

Das Ergebnis ist ein Skalar s_{ij} zwischen 0 und 1, der die Ähnlichkeit zweier Simulationsergebnisse beschreibt. Da das Kriterium die effektive plastische Dehnung ist, werden vor allem verschiedene Beulverhalten sehr gut erfasst. Wendet man dieses Skalarprodukt auf eine DOE mit N Stichproben an, so erhält man eine Ähnlichkeitsmatrix s_{ij}

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der Dimension $(N \times N)$, in welcher die Ähnlichkeit aller Simulationsläufe zueinander hinterlegt ist. Die Diagonale enthält lediglich die 1, da eine Simulation mit sich selbst identisch sein muss. Diese Ähnlichkeitsmatrix kann sehr einfach in eine Distanzmatrix d_{ij} umgewandelt werden.

$$d_{ij} = 1 - s_{ij}$$

Diese Distanzmatrix d_{ij} ist die Grundlage für fast alle folgenden Algorithmen der maschinellen Wissensverarbeitung. Mit dieser Metrik kann bereits die erste Frage in Abschnitt 1 nach der generellen Robustheit beantwortet werden, indem man die größte Distanz der Matrix betrachtet. Ist die maximale Distanz sehr klein, z.B. ein Prozent und weniger, so ist das Modellverhalten robust.

5. Clusteranalyse und Visualisierung der Simulationsähnlichkeit

In diesem Abschnitt wird dargestellt, wie aus den nach den obigen Schritten aufbereiteten Daten erstes Wissen gewonnen wird. Die in Abschnitt 4 aus allen Simulationen errechnete Distanzmatrix dient dabei als Eingabe für zwei Algorithmen, dem hierarchischem Clustering und der Visualisierung.

Das agglomerative hierarchische Clustering [8] versucht Gruppen ähnlicher Simulationen zu bilden, welche untereinander eine geringe Distanz haben. Dadurch, dass das Clustering hierarchisch ist, und somit immer lokal aneinandergrenzende Simulationen oder Cluster verschmolzen werden, ist es möglich verschiedene Detailebenen in dieser Baumstruktur zu betrachten. Zur Berechnung der Distanzen zwischen Clustern während der Bildung der Baumstruktur wurde der Algorithmus „average-linkage“ gewählt, da er gute Resultate erzielt hatte. Für jedes Cluster kann man über die Distanzmatrix automatisch sogenannte repräsentative Simulationen ermitteln, indem man eine Unterdistanzmatrix aller Simulationen des Clusters bildet und den mittleren Abstand aller Stichproben zu ihren Nachbarn berechnet. Die Stichprobe mit dem geringsten mittleren Abstand eignet sich zur Darstellung von Unterschieden zwischen Clustern und kann in einem Postprozessor visualisiert werden. Somit kann die Anzahl der zu betrachtender Simulationen auf wenige Stichproben reduziert werden, um nennenswerte Effekte darzustellen. Es sollte noch explizit erwähnt werden, dass innerhalb eines Clusters weitere Untereffekte stattfinden können, welche man ebenfalls in einer Wissensdatenbank abspeichern kann. Das Clustering ist die Grundlage für das Bilden von Schlussfolgerungen bzw. Inferenz. Diesen Schritt der Aufbereitung des Clusterings zu vollautomatisieren, ist nach dem aktuellen technischen Stand nur begrenzt sinnvoll. Das

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eingebettete Wissen ist im Clustering zwar über dessen Baumstruktur gegeben, jedoch weiß der Computer einerseits nicht, welche Effekte wie grob den Anwender genau interessieren, und andererseits sollte bei einer statistischen Analyse der physikalische Bezug zumindest stichprobenartig validiert werden.

Das Clustering ist nur eine Auftrennung der Stichproben im hochdimensionalen Raum und kann daher für sich selbst nur schwer veranschaulicht werden. Methoden der niederdimensionalen Einbettung wie Multidimensional Scaling (MDS) [9] helfen bei der Visualisierung, indem sie versuchen, diese ursprünglich hochdimensionalen Differenzen in einer niederdimensonalen Darstellung zu erhalten. Eine MDS versucht dabei im Speziellen, die Punktkoordinaten in einem vorgegeben Raum (in der Regel 2D oder 3D) aus den Distanzen zu rekonstruieren. Je nach Initialisierung kann dabei aber ein anderes Endergebnis entstehen, weshalb ein MDS-Plot lediglich zur Kontrolle verwendet werden sollte. Als Resultat erhält man eine Darstellung, welche die Verhaltensstruktur aller Simulationen zueinander abzubilden versucht, und in welcher ein jeder Datenpunkt eine Simulation darstellt. Die Datenpunkte im MDS-Plot können bei Bedarf ebenfalls nach ihren Eingabe- oder Ausgabeparametern eingefärbt werden, wodurch Auffälligkeiten zwischen Clustern und Parameterkombinationen untersucht werden können. Bild 5 in Abschnitt 7 zeigt ein MDS-Plot mit einer Clustervisualisierung.

6. Automatische Ursachensuche und Lösungsvorschläge

Nach der Analyse des Grundverhaltens der Simulationen stellt sich dem Ingenieur die Kernfrage, wie er ungewollte Verhaltenscluster oder Grenzüberschreitungen von Antwortgrößen vermeiden kann. Dazu soll mit der folgenden Methode versucht werden, auf Basis der vorhandenen Daten einen möglichst simplen Lösungsvorschlag zu generieren, welcher auf eine möglichst große Menge an Simulationsergebnisse zutrifft. Als Eingabe benötigt man eine Liste der Eingabeparameter aller Simulationen sowie eine Liste an Klassennamen. Die Variablen können sowohl diskret als auch kontinuierlich sein. Die Klassennamen sind die Namen der Verhaltenscluster aus Abschnitt 5. Eine andere Klassenbildung der Simulationen anhand von z.B. verletzten Grenzwerten ist ebenfalls möglich. Der Anwender muss über die Angabe der Klassennamen bzw. Cluster an dieser Stelle spezifizieren, welches Verhaltenscluster er entweder vermeiden oder erzielen möchte.
Um dies zu erreichen werden Entscheidungsbäume (Decision Tree bzw. DT) [10] verwendet. Der DT versucht nun anhand des Kriteriums der Shannon Entropie einen Eingangsparameter und einen Schwellwert derart zu wählen, dass die ihm gegebenen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Stichproben in möglichst reine Klassen aufgetrennt werden. Dadurch, dass dieses Verfahren wiederholt wird, entsteht eine Baumstruktur. Dabei spielt es keine Rolle, ob ein Parameter diskret oder kontinuierlich ist. Ein vereinfachtes Beispiel für einen Entscheidungsbaum und seine Interpretation im Eingabeparameterraum ist in Bild 3 gegeben.

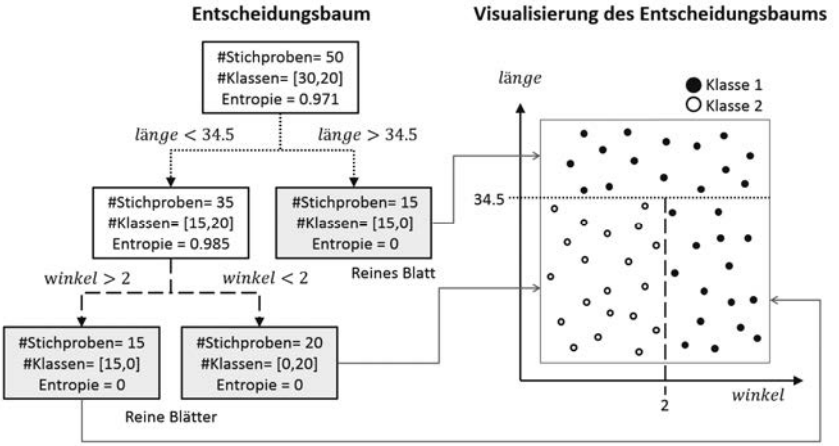


Bild 3: Beispiel für einen Entscheidungsbaum (links), welcher versucht, zwei Klassen anhand der Eingabeparameter „winkel“ und „länge“ zu trennen (rechts).

DTs haben zwei sehr wichtige Eigenschaften.

1. DTs kommen mit wenig Stichproben relativ gut aus
2. DTs sind ein White-Box Modell

Zuallererst ist ein DT eines der wenigen Verfahren, welche mit wenigen Stichproben gemessen an der Anzahl der Eingabeparameter weitestgehend stabil arbeiten. Somit ist ein DT eine sinnvolle Wahl, falls man prinzipiell nur wenige Stichproben zur Verfügung hat (Punkt 1). DTs sind ein White-Box-Modell, da jede intern getroffene Entscheidung nachvollzogen werden kann. Dies wäre bei z.B. neuronalen Netzen zumindest nicht direkt möglich. Als White-Box Modell ist einerseits ein Parameterranking und andererseits eine automatische Ermittlung von Lösungsvorschlägen möglich (Punkt 2). Um das Ranking zu erhalten, muss man lediglich die Reduktion der Shannon Entropie für jede Variablenteilung aufsummieren. Diejenigen Parameter, welche die Entropie am meisten reduziert haben,

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

können dem Anwender je nach Entropiereduktion aufgelistet werden. Zur Bildung eines Lösungsvorschlages für einen Klassennamen muss man lediglich das erste reine Blatt im Baum mit einer hinreichend hohen Klassenreinheit wählen. Die Regeln bis zu diesem Blatt stellen den einfachsten Lösungsvorschlag dar. Die Suche nach einem möglichst reinen Cluster kann textuell formuliert werden: „Was muss man gegen/für Cluster X tun?“. In Bild 3 beispielsweise würde die Frage „Was muss man für Klasse 2 tun?“ automatisch die Antwort „länge < 34,5 und winkel < 2“ generieren. Die Gegenfrage „Wie vermeide ich Klasse 2?“ hingegen würde zuerst die Lösung „länge > 34,5“ erzeugen, da dies die Regel ist, welche zum obersten und damit einfachsten Blatt führt. Das Schema lässt sich auch in deutlich komplexeren Situationen und Trennungen anwenden.

7. Beispiel der Analyse von Beulverhalten

Dieses Beispiel behandelt die Betrachtung des Beulverhaltens eines stilisierten Längsträgers. Die Komponente besteht aus einem länglichen U-Profil und einer Deckplatte am hinteren Ende. Die beiden Bestandteile sind über 13 Nieten je Flansch verbunden und besitzen eine aufgeschweißte Boden- und Deckplatte. Die Komponente wird am oberen Ende von einem Impaktor getroffen. Die Variationsgrößen für die Robustheitsstudie sind:

- Nieteigenschaften (Position, Größe, Festigkeit, Steifigkeit) → 156 Variablen
- Bauteilgeometrie (Blechdicke, Längenmaße, Biegeradien, usw.) →12 Variablen
- Materialeigenschaften (Blechsteifigkeit) → 2 Variablen
- Testbedingungen (Impaktwinkel, Masse, Geschwindigkeit) → 3 Variablen

Die Gesamtanzahl der Modellparameter beläuft sich auf 173. Der Ort des Beulens unterscheidet sich je nach Parametervariante. Um einen verlässlichen Eindruck vom Beulverhalten zu bekommen, wurden 1000 Stichproben simuliert, reduziert und schließlich in einer Verhaltenswolke visualisiert. Die Verhaltenswolke kann in Bild 4 betrachtet werden.

Es ist leicht ersichtlich, dass sich zwei sehr klare Cluster gebildet haben. Diese entsprechen einem Beulen entweder am oberen Ende des Impaktors (~98% der Stichproben), oder am unteren Ende der Einspannung (~2% der Stichproben). Das Beulen findet jedoch streng genommen nicht immer am oberen Ende statt, sondern kann je nach Fall auch in den mittleren Bereich wandern (~10% der Stichproben). Es lassen sich auch zwei Ausreißer identifizieren. Der Erste Ausreißer hat lediglich die Beulfalte tiefer als alle anderen Stichproben im großen Cluster. Beim zweiten Ausreißer ist der Träger leicht weggeknickt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

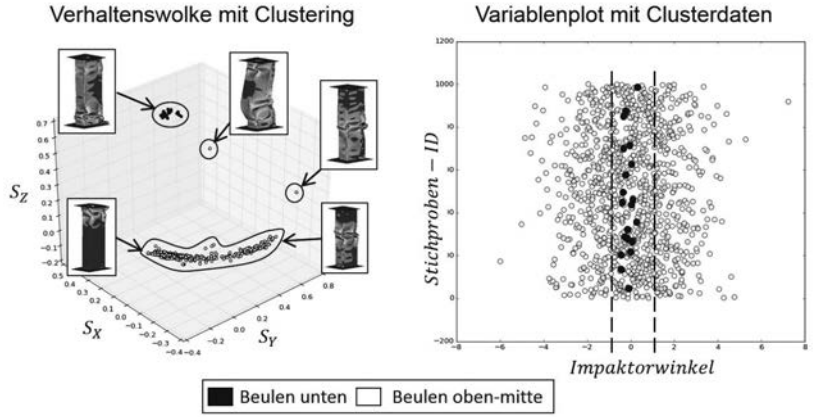


Bild 4: MDS-Plot basierend auf der plastischen Dehnung zeigt das globale Beulverhalten aller Simulationen auf einmal (links). Ein Beulen unten tritt ausschließlich mit einem Impaktorwinkel um die 0° auf (rechts).

Mithilfe des zuvor erläuterten Verfahrens des Parameterrankings ergibt sich, dass der Impaktorwinkel den mit Abstand größten Einfluss hat, um die beiden Cluster im Parameterraum zu trennen. Wird ein Lösungsvorschlag zur Vermeidung von Beulen am unteren Ende mit dem Verfahren aus Abschnitt 6 gesucht, so ergibt sich mit einem Sicherheitsabstand der Lösungsvorschlag „1° < Impaktorwinkel“ bzw. als zweiter Lösungsvorschlag „-1° > Impaktorwinkel“. Dies kann konstruktiv über eine Grundanschrägung des Bauteils sehr einfach realisiert werden. Der Lösungsvorschlag ist überprüfbar, indem man in einem Diagramm die Stichproben-ID über den Impaktorwinkel darstellt und die Simulationen je nach Clusterzugehörigkeit einfärbt (siehe Bild 4 rechts). Alle Stichproben, welche unten ausgebeult sind, wurden mit einem Winkel um die 0° getroffen.

8. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Artikel wurde ein neues Verfahren eingeführt, mit welchem es möglich ist das Deformationsverhalten einer Komponente hinsichtlich ihrer Robustheit zu untersuchen. Das reduzierte Modell ist nicht nur sehr speicherarm und sehr tolerant bezüglich Modelländerungen, sondern ermöglicht auch die Definition eines Vergleichsoperators, welcher die Ähnlichkeit von Simulationsergebnissen sehr effizient mit einer Kennzahl zwischen [0,1] angibt. Dies ermöglicht eine Ähnlichkeitsanalyse mit maschinellen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lernalgorithmen, bei welcher man mithilfe eines hierarchischen Clusterings Gruppen ähnlicher Simulationen bilden und in einer Verhaltensdarstellung visualisieren kann. Dieses Clustering bildet die Grundlage für die Identifikation wichtiger Parameter oder auch für die automatische Generierung von Lösungsvorschlägen zur Vermeidung gewisser Cluster mithilfe von Entscheidungsbäumen.

Die Methode kann konzeptionell auf flächige Bauteile wie Blechstrukturen übertragen werden, jedoch ist es hier schwieriger eine verlässliche Regression zu erreichen. Zudem wurde in dem Beispiel lediglich das Grundverhalten analysiert. Inferenz zwischen Effekten wie hoher Intrusion und gewissen Beulmoden wäre bei einem komplexeren Beispiel wie einem Fahrzeug zudem von hohem Interesse.

9. Literaturverzeichnis

[1] Harzheim L., Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen, Haan, Edition Harri Deutsch, 2007

[2] Schumacher A., Olschinka C., Robust design considering highly nonlinear structural behavior, Structural and Multidisciplinary Optimization 35, 2008, S. 263-272

[3] Pellissetti M. F., Schuëller G. I., Pradlwarter H. J., Calvi A., Fransen S., Klein M., Reliability analysis of spacecraft structures under static and dynamic loading, Computers and Structures 84, 2006, S. 1313-1325

[4] Thole C.-A., Nikitina L., Nikitin I., Clees T.: Advanced Mode Analysis for Crash Simulation Results, 9. LS-DYNA Forum Bamberg, 2010

[5] SoS – Statistics on Structures, Prospekt, Dynardo GmbH, Weimar 2016

[6] Teran R.-I., Enabling the Analysis of Finite Element Simulation Bundles, Journal for Uncertainty Quantification 4, 2014, S. 95-110

[7] Kimmerle W., Stroppel M..: Lineare Algebra für Ingenieure, Mathematiker und Physiker, Heidelberg, edition delkhofen verlag, 2007

[8] Johnson S. C., Hierarchical clustering schemes, Psychometrika 32, 1967, S. 241-254

[9] Borg I., Groenen P. J. F.: Modern Multidimensional Scaling – Theory and Application, Heidelberg, Springer Series in Statistics, 1997

[10] Criminisi A., Shotton J., Konukoglu E., Decision Forests: A Unified Framework for Classification, Regression, Density Estimation, Manifold Learning and Semi-Supervised Learning, Foundations and Trends in Computer Graphics and Vision 7, 2011, S. 81-227

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Planung, Entwicklung und Umsetzung eines unternehmensweiten Werkstoff-Datenmanagementsystems

Dr.-Ing. **N. Papenfuß**, Dr. **M. Lieb**, BMW AG, München;
Dr.-Ing. **T. Ehrig**, **M. Just**, IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH, Dresden;
Dr. **L. van den Aarssen**, **M. Young**, GPI Consulting GmbH, Ismaning

Kurzfassung

Neben der Geometrie, den Lasten und der numerischen Methode ist die Beschreibung der Werkstoffeigenschaften die vierte wichtige Komponente für die Auslegung und Simulation in der Automobilentwicklung. In diesem Beitrag wird das entwickelte, zentrale Werkstoff-Datenmanagementsystem von BMW vorgestellt und es wird gezeigt, wie und an welcher Vielzahl von Stellen durch ein zentrales Werkstoff-Datenmanagementsystem der Produktentstehungsprozess unterstützt wird. Weiterhin wird gezeigt, wie ein hochgradig interdisziplinäres IT-Projekt erfolgreich gestaltet werden kann.

Abstract

Geometry, loads, and the appropriate choice of a numerical method are the main factors for the design and simulation in automotive development. The same importance has the correct physical description of the used materials. Here, the Central Materials Data Management System of BMW will be presented. And the way will be shown, how and in which multiple departments this system is supporting the product development process. Furthermore, the corresponding IT project is a successful example for a very interdisciplinary collaboration within a global player.

1. Ausgangssituation

Zur Erfüllung des Produktsicherheitsgesetzes sind Produzenten von Produkten verpflichtet, die Zusammensetzung Ihrer Produkte zu dokumentieren. Hierzu werden üblicherweise IT-Lösungen in Form von PDM (Produktdaten-Managementsystemen) eingesetzt. Die in solchen Tools hinterlegten Werkstoffinformationen sind jedoch üblicherweise sehr rudimentär und beschränken sich meist auf die Dokumentation der Spezifikation und einfache, technische Kennwerte wie die Dichte und den Elastizitätsmodul. Bezüglich weiterführender Werkstoffdaten, insbesondere der für Simulationen und Auslegungsrechnungen notwendigen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Werkstoffkennwerte, gibt es in weiten Teilen der Automobilindustrie kein zentrales und transparentes Datenmanagement. Die zum Teil hochspeziellen physikalischen Größen befinden sich häufig als Wissensinseln in den entsprechenden Fachabteilungen. Diese Intransparenz führt zu großer Ineffizienz bei der Recherche nach Kennwerten und birgt das Risiko, redundanter Werkstoffuntersuchungen. Um diese Situation zu beseitigen, hat BMW beschlossen ein Zentrales Werkstoff-Datenmanagementsystem aufzubauen.

2. Umfeld und Anforderungen

Das Umfeld, in dem das Werkstoff-Datenmanagement entwickelt wurde, war überaus vielfältig und inhomogen. Über fünf Vorstandsressorts wurden zunächst 42 Abteilungen identifiziert, die entweder Werkstoffinformationen haben oder solche benötigen. Und deren Anforderungen an ein Werkstoff-Datenmanagementsystem waren ebenso vielfältig wie die Art der Kenngrößen, deren Granularität und deren Schutzbedarf.

Das Spektrum der Daten reicht von Messdaten und Materialkarten über Berichte und Datenblätter bis hin zu visuellen Daten und subjektiven Beschreibungen von Oberflächen. Da die gesamte Prozesskette vom Design über die Entwicklung und die Produktion bis zum Aftersales integriert wurde, hatte man es mit einer Vielzahl an Arbeitsweisen und Arbeitsprozessen zu tun.

Während der in Kapitel 4 näher beschriebenen Stakeholderanalyse wurde deutlich, dass neben den funktionalen bzw. IT-Anforderungen die Umsetzung eines zu entwickelnden Rollen- und Rechtesystems das Kernelement der Entwicklung sein wird. Drei Prämissen waren zu erfüllen:

- Die hohe Spezialisierung der Kennwerte erfordert eine dezentrale System-administration, bei der die derzeitigen Datenowner auch weiterhin für Ihren Bereich verantwortlich sind.
- Das System darf aufgrund der Vielfalt der Werkstoffprozesse selbst kein Prozesstool sein, sondern es muss in der Lage sein, alle Prozesse zu unterstützen.
- Wegen der Zentralisierung der Werkstoffdaten hat das System den höchsten Schutzbedarf und muss folglich hoch sicher sein.

Als Ergebnis aus persönlichen Interviews und Workshops mit allen Stakeholdern ergaben sich unterschiedlich priorisierte funktionale Anforderungen, die im nächsten Schritt geclustert wurden (Bild 1):

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

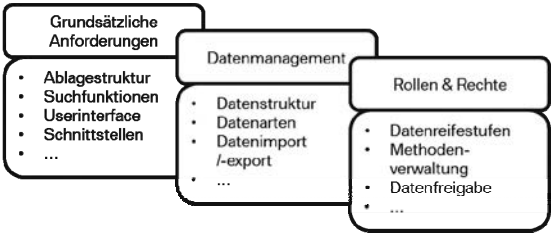


Bild 1: Clusterung der Anforderungen

Hervorzuheben sind folgende Anforderungen:

- Umsetzung der VDA Richtlinie 231-200, inkl. VDA Werkstoffbaum
- Datenimport und –export mit gängigen Simulationsprogrammen
- Spezielle Applikation für den Designbereich (Userinterface, Datensicherheit)
- Schnittstelle mit laufenden BMW Applikationen (Labordatenmanagement, Simulationsdatenmanagement, Produktdatenmanagement)

Alle Daten werden an den entsprechenden Knoten im VDA-Werkstoffbaum verortet, wobei jeweils ein dezentral administrierter Methodenbereich unterhalb eines Werkstoffknotens von den jeweiligen Methodenexperten angelegt werden kann. Für das Rollen- und Rechtesystem innerhalb der Methoden wurden 4 Datenreifestufen (DRS) eingeführt:

- DRS 3: Daten mit der Datenreifestufe 3 sind Vorgaben für das Unternehmen, die einem Vorgabedokument nach der ISO 9001 entsprechen und einer Freigabe im 4-Augen-Prinzip bedürfen.
- DRS 2: Daten die von einem BMW Mitarbeiter geprüft sind, selbst aber nicht als Vorgabe dienen (z.B. Laborberichte)
- DRS 1: Ungeprüfte Daten, die dem Unternehmen zur Information zur Verfügung gestellt werden sollen (z.B. Lieferantendatenblätter)
- DRS 0: Individueller Bereich – Jeder Nutzer ist berechtigt, Daten im System unter Werkstoffen abzulegen, die nur ihm zugänglich sind.

Entsprechend der Datenreifestufen wurden innerhalb der Methoden Rollen definiert:

- Standardnutzer: Schreib- und Leseberechtigung für seine Daten in DRS 0 sowie Leseberechtigung für DRS 3
- Erweiterter Nutzer: Schreib- und Leseberechtigung für seine Daten in DRS 0 sowie für alle Daten in DRS 1 und DRS 2; Leseberechtigung für DRS 3

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Experte: Schreib- und Leseberechtigung für seine Daten in DRS 0 sowie für DRS 1, DRS 2 und DRS 3
- Methodenadministrator: Administration seiner Methode. Die Freischaltung erfolgt durch Hauptadministratoren auf Vorgabe eines Change Control Boards (CCB)

Die Umsetzung der Anforderungen erfolgte durch die Fa. IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH aus Dresden.

3. Umsetzung

Das eingesetzte Softwareprodukt WIAM® ICE der WIAM GmbH bildet die Grundlage der Projektumsetzung unter Gesamtverantwortung der IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH (IMA). IMA Dresden verbindet ein umfassendes Service-Portfolio aus den Bereichen Werkstoff-, Bauteil- und Produktprüfung mit Softwareentwicklungs- und Beratungsleistungen im Spektrum des Materialdatenmanagements und aller werkstoffbezogenen Unternehmensprozesse. Personalressourcen mit Verbindungswissen zwischen Prozessschritten der Produktentwicklung sind oft schwer in Projektteams zu binden. IMA Dresden kann hier benötigtes Expertenwissen durch das die Softwareentwicklung ergänzende Service-Profil in die Softwareprojekte einbringen.

WIAM® *ICE* ist eine moderne Client-Server-Anwendung. Die enthaltenen Strukturen und Funktionen sind Ergebnis eines fast 50-jährigen Erfahrungsprozesses. Die Materialinformationssysteme ISW (1968), ZME (1987) und WIAM® METALLINFO (seit 1993) sind wesentliche Meilensteine dieses Erfahrungsprozesses. Kundenindividuelle Anforderungen in Bezug auf Recherche- und Vergleichsprozesse mündeten in das konfigurierbare System WIAM® Plattform, welches 2006 vorgestellt wurde. Die digitale Revolution um die Jahrtausendwende brachte eine Vielzahl zusätzlicher Anforderungen für IT-Systemanbieter. Einige davon sind:

- Sicherheit der Datenablage, des Datenzugriffs und der Transportwege
- Integrierbarkeit in IT-Infrastrukturen mit flexiblen Datenaustausch-Prozessen
- Integration moderner Kommunikationswege (z.B. Messaging) zur Verhinderung von Daten- und Wissensverlusten
- Fokussierung auf den Erwerb von Standard-Softwareprodukten und Verzicht auf vollindividuelle Softwareentwicklung
- Anpassbarkeit auf individuelle Zugriffs-, Pflege- und Vergleichsprozesse

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit dem 2013 eingeführten Produkt WIAM® *ICE* konnten Datenstruktur und Bedienkonzept klassischer Materialdatenverwaltung mit einer modernen, modularen Systemarchitektur und Antworten auf viele Fragen der digitalen Revolution kombiniert werden. Zusätzlich bietet WIAM® *ICE* das Thema Daten- und Wissensmanagement erstmals als vollständig standardisiertes Software-Produkt, welches sofort installiert und betrieben werden kann. Die Realisierung individueller Anforderungen erfolgt anschließend als modulare Ergänzung des Produkts. WIAM® *ICE* bietet hierfür Schnittstellen, die eine modulare Ergänzung ohne Modifikationen am Ausgangsprodukt ermöglichen.

Wesentliche, im hier vorgestellten Projekt benötigte Schlüsselfunktionen waren bereits im Standard-Produktumfang von WIAM® *ICE* enthalten. Dies sind z.B.:

- Verwaltung komplex strukturierter Materialdaten
- Verknüpfung von Daten verschiedener Datenowner
- Flexible Recherche nach Informationen
- Freie Attributierung von Daten mit z.B. Methoden-Zugehörigkeit, Sicherheits-, Reife- und Geheimhaltungsgrade
- Revisionierung aller Daten
- Pflege und Freigabe von Daten im System

Auf dieser Grundlage wurden so früh wie möglich und gemeinsam mit dem BMW-Projektteam folgende Arbeitsgrundlagen für den Projektverlauf erarbeitet:

- Systemanforderungen für den Betrieb des Systems (Oracle GlassFish Java Applikationsserver, Oracle SQL Datenbackend)
- Betriebsarchitektur (3-Stage Umgebung für Test, Integration und Produktion)
- Verfügbarkeitsabsicherung (2-fach redundante Applikationsserver mit Session-Locking und -Fail-Over)
- 2-Strang-Konzept für Materialdaten-Management und Designdaten-Management mit erhöhtem Geheimhaltungsbedarf
- Vollverschlüsselte Kommunikation zwischen den Applikationsservern, zum Datenbackend und für alle Client-Verbindungen
- SSO-Nutzerauthentifizierung mit Differenzierung zwischen Hardware-Token-Authentifizierung und Login/Password-Authentifizierungs-Fallback mit reduzierter Zugriffsberechtigung auf geschützte Datenbereiche

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die sehr gute Vernetzung innerhalb des gesamten Projektteams und auch zu den Verantwortlichen zur Bereitstellung der Betriebsressourcen sorgte für einen reibungslosen Projektanlauf und die schnelle Bereitstellung der Infrastruktur zur Installation des Basisprodukts.

Nach Schaffung dieser Arbeitsgrundlage starteten engmaschige Jour-fixe-Webmeetings, regelmäßige Vor-Ort-Workshops und Anwendungsschulungen des Projektteams. Hierbei erfolgte die gemeinsame Erarbeitung und Anlage der Datenstrukturen:

- Material-, Hilfs- und Definitionshierarchien (z.B. VDA 231-200, Bauteilkontext, Herstell- und Verbindungs-Verfahren, ...)
- Attributierung z.B. für Datenowner, Revisionierung, Reifegrad, Geheimhaltungsstufe

Aufbauend auf der Festschreibung der wesentlichen Attribut-Struktur begann die gemeinsame Definition von Zugriffsrollen-, Sicherheits- und Rechte-Konzepten:

- Methodenbasiertes Eigentümerkonzept
- 4-stufiges Reifekonzept mit privaten Daten (DRS0) bis hin zu Vorgabedaten (DRS3)
- Zugriffsrechteabstufung für Experten, erweiterte Nutzer und Standardnutzer aus Methodenbereichen und für Datenreifestufen

Im Anschluss wurden die definierten BMW-Anforderungen durch IMA umgesetzt. Zur Anbindung an WIAM® *ICE* wurden die vorhandenen Schnittstellen genutzt:

- Micro-Service API Schnittstelle (Daten-I/O Schnittstellen zu VDA 231-200, Simulationsprogrammen, BMW-Applikationen)
- Rest API Schnittstelle (Custom User-Interface für Design-Bereich)
- Authentication/Authorization API Schnittstelle (Rechte-/Rollen-Konzept, SSO)

Wichtig für einen stabilen Übergang aus der Entwicklungs- in die Produktionsphase sind umfassende Funktions- und Verifikationstests. Hierfür wurden folgende Schritte ergriffen:

- Abstimmung und Dokumentation der Testfälle in der Workshop-Phase
- Automatisierung der Tests (wo möglich) durch Protractor-Tools
- Organisation von regelmäßigen Verifikationstests durch das BMW-Projektteam in Federführung der BMW-Projektleitung
- Anwendungshandbuch, Betriebsdokumentation im Betriebshandbuch
- Logging-Protokolle zur Erkennung von Betriebsstörungen und Angriffsszenarien

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Als Grundlage der erfolgreichen Bearbeitung der genannten Projektphasen konnten folgende Faktoren identifiziert werden:

- Erfahrene und motivierte Besetzung des BMW Projektteams mit Teilnehmern aus allen relevanten Methodenbereichen
- Entscheidungsfreudige und -befugte BMW Projektleitung
- Wohlorganisierte Anforderungsermittlung und Projektbegleitung durch GPI Consulting
- Fachliche Erfahrung der IMA Dresden Projektleitung in Bezug auf Materialdatenstrukturierung, Anforderungen und Prozesse im Bereich Automotive
- Kombinationswissen der IMA Dresden Experten zur Verknüpfung der Themen Standardisierung, Material- und Bauteilprüfung, Simulation und Softwareentwicklung

4. Projektmanagement

Um den vielfältigen Anforderungen und unterschiedlichen Anwendern gerecht zu werden, wurde für die Entwicklung des Werkstoff-Datenmanagementsystem großen Wert auf ein adäquates Projektmanagement gelegt. Ein besonderer Schwerpunkt wurde dabei auf die Initialphase gelegt, weiterhin fand die IT Umsetzung angepasst an das Umfeld statt. Beides sind Erfolgsfaktoren, die die planmäßigen Produktivgänge positiv unterstützten und hier genauer beschrieben werden sollen.

Initiiert wurde das Projekt aus dem Bedarf, die unzähligen Werkstoffinformationen, die im Rahmen der Serienentwicklung für den i3 und i8 erarbeitet worden sind, einerseits effizient und transparent dem Unternehmen zur Verfügung zu stellen, andererseits aber auch den höchsten Informationsschutzbedarf zu gewährleisten, um den Wettbewerbsvorteil auch weiterhin zu gewährleisten. CFK als Werkstoff, der inhomogen, anisotrop und erst im Produktionsprozess entsteht, lieferte datentechnisch sowohl die größte Herausforderung als auch den maximalen Umfang an Komplexität.

Gemeinsam mit der GPI Consulting GmbH wurde mehrstufig ein umfangreiches und detailliertes Ausschreibungsdokument erarbeitet. Hierbei standen im ersten Schritt die Stakeholder im Fokus. Es wurden zu Beginn analysiert, in welchen Bereichen Werkstoffinformationen erarbeitet, benötigt, beauftragt, gesucht und archiviert werden. Es wurden Interviews mit den Abteilungen geführt, um die Art der Daten, der bisherige Umgang mit diesen Daten, das Umfeld, in dem diese Daten eingesetzt werden, den Schutzbedarf der Daten und die Wünsche zu erfahren, wie zukünftig die Datenprozesse aussehen sollten. Stakeholder wurden in den unterschiedlichsten Funktionen und Bereichen identifiziert und besucht. So reichte das Spektrum von Laboren, über Werkstoffentwickler und Simulationsingenieure, Konstrukteure und Einkäufer, Produktions- und Prozessplaner,

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Aftersales-Mitarbeiter bis hin zu Designern. Auch die Daten waren in Ihrer Art, Menge und Granularität weit gestreut von physikalischen Kennwerten auf atomarer Ebene bis hin zu Wahrnehmungseigenschaften von dekorativen Oberflächen.

Nach einer Konsolidierung der Stakeholderinterviews wurden in gemeinsamen Workshops die Anforderungen an ein System mit den Stakeholdern erarbeitet und deren Notwendigkeit priorisiert. Weiterhin wurden die wesentlichen Usecases als Userstories beschrieben und dokumentiert. Schließlich konnten in den Workshops aus allen besonders involvierten Bereichen Mitarbeiter für ein künftiges Kernteam gewonnen werden, so dass das Projekt sowohl inhaltlich als auch personell breit im Unternehmen verankert wurde. Zu diesem Zeitpunkt, also zur Erstellung des Ausschreibungsdokumentes, wurde bereits die vollständige IT Prozesskette mit in das Projekt eingebunden – von der IT Bebauung bis zum IT Betrieb. Dies war ein wesentlicher Erfolgsfaktor, da bereits zur Ausschreibung immer wieder einbezogen wurde, ob eine Anforderung überhaupt ohne weiteres informationstechnisch umsetzbar ist.

Nach einer Marktanalyse war offensichtlich, dass die konkreten BMW Anforderungen mit keinem kommerziellen Produkt zu erfüllen sind. Somit wurde das Customizing bestehender Systeme an BMW ausgeschrieben und schließlich an die IMA Materialforschung und Anwendungstechnik GmbH vergeben.

Für die Umsetzung des Projektes wurde entschieden, ein hybrides Projektmanagement zu wählen. Aufgrund der modularen Struktur von WIAM und der sehr konkreten BMW Anforderungen ist ein deutlich größerer Beitrag des Auftraggebers notwendig als für ein reines Customizing. Andererseits handelt es sich um keine komplette Neuentwicklung, für das man echt agil oder im Wasserfallmodell arbeiten würde. Daher wurde in folgenden in Bild 2 dargestellten Schritten vorgegangen.

Dieses Vorgehen erwies sich als außerordentlich effizient und effektiv. Der Golive der ersten Leistungsstufe konnte auf diese Weise sowohl zum geplanten Zeitpunkt als auch mit einer sehr hohen IT-Betriebsreife erfolgreich durchgeführt werden. Weiterhin entstand ein hervorragend in einander greifendes Projektteam, was sicherlich auch dadurch entstand, dass Missverständnisse oder Unklarheiten sehr schnell geklärt werden konnten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

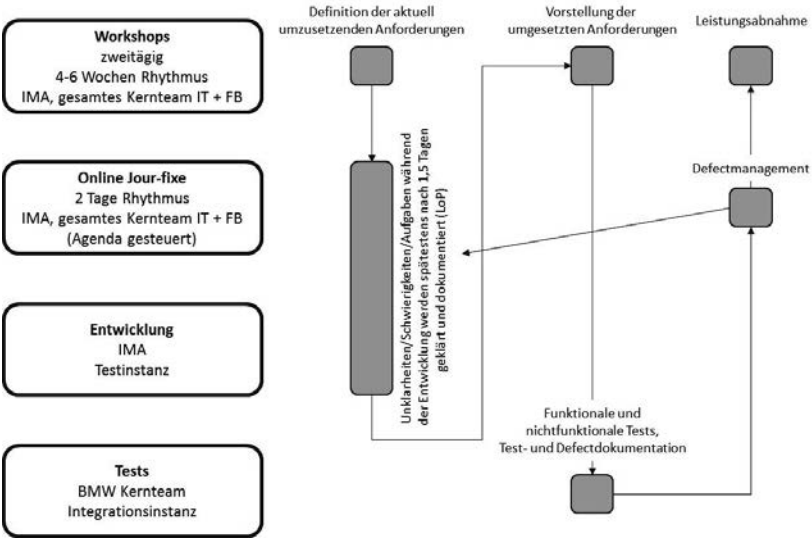


Bild 2: Schritte von der Anforderung bis zur abgenommenen Umsetzung

5. Zusammenfassung und Ausblick

Das Management von Werkstoffdaten und Werkstoffwissen ist in allen Bereichen der Produkt- und Prozessentwicklung im Automobilbau von großer Bedeutung. Einerseits ist dies ein essentieller Bestandteil der Produktsicherheit und –qualität, andererseits kann durch eine transparente Werkstoffdaten-Bereitstellung die Effizienz in der virtuellen Auslegung und Absicherung deutlich gesteigert werden, und es können durch das mit dem System verbundene Wissensmanagement redundante Beauftragungen vermieden und neue fachliche Netzwerke etabliert werden.

Bei BMW wurde 2015 ein zentrales Werkstoff-Datenmanagementsystem basierend auf WIAM® *ICE* erfolgreich eingeführt. Dabei handelt es sich um ein System, das den Anforderungen und Prozessen sehr unterschiedlicher Fachbereiche (u.a. Simulation, Labor, Design, Prozessplanung) genügt und gleichzeitig IT-seitig ein zukunftweisendes und hochsicheres Produkt darstellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Als Erfolgsfaktoren sind dabei hervorzuheben:

- Professionelle Stakeholder- und Anforderungsanalyse sowie Anforderungspriorisierung mit der GPI Consulting GmbH
- Frühe Einbindung der fachlichen Keyuser und der IT-Prozesskette in den Planungsprozess
- Exzellentes Produkt WIAM® *ICE*, das an die BMW Anforderungen angepasst wurde
- Exzellentes und motiviertes Projektteam auf allen Seiten und zu allen Projektphasen (BMW Fachbereiche, BMW IT, IMA Dresden, GPI Consulting)
- Enges Projektmanagement mit offener und partnerschaftlicher Kommunikation

Nach dem gerade stattfindenden Rollout in die Fachbereiche ist für 2017 der Projektabschluss mit der Anbindung des Werkstoff-Datenmanagementsystems an weitere BMW IT Systeme (Labor-, Produkt und Simulationsdatenmanagement) in Vorbereitung. Nach einer Stabilisierungsphase geht dann sowohl die Wartung als auch der Betrieb des Systems in die Verantwortung der zentralen BMW IT über.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Efficient, Computer-aided Design of Vehicle and Suspension Concepts by means of the DRIVE!-Toolkit

Dipl.-Ing. **Andreas Höfer**, M.Sc., Dr.-Ing. **Gerhard Kopp**,
Prof. Dr.-Ing. **Horst E. Friedrich**,
German Aerospace Center (DLR) - Institute of Vehicle Concepts

Abstract

The early design phase and initial evaluation period can be one of the most crucial steps in determining the success or failure of a particular vehicle concept. At this stage, engineers and researchers must make concise and logical decisions regarding many factors associated with the creation of the vehicle concept such as the drive train design, packaging or material usage. The ability to anticipate the outcome of these choices is therefore a huge advantage which can save time, capital and instill otherwise latent ideas.

The following paper presents a new instrument in the form of an Excel based toolkit capable of evaluating numerous vehicle configurations based on user input and state-of-the-art data. The toolkit includes six innovative technical sizing tools and introduces a new level of accessibility to the user, providing them with instant information that quantifies and summarizes a particular choice or decision. In doing so, “DRIVE!” significantly reduces the complexity involved in determining the best solution for a given vehicle parameter. The six tools cover a wide range of vehicle design. These include the evaluation of suspension, drive, and full vehicle package design as well as material selection. In order to provide the user with reliable results, the data that is behind the tools, was carefully researched and refined to assure its accuracy and relevance. Due to the intelligent implementation of the software and the easy-to-use interface it can be applied for all road vehicles.

To outline the technical possibilities and the main advantages of the “DRIVE!”-toolkit is applied exemplarily during the development of the rear axle of a concept car in form of a case study. Thus it is made clear that this new tool can improve the efficiency and rate of success of the vehicle design phase, hence allowing researchers and engineers to create better and more competitive concepts right from the start.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Motivation

The first stage of any new vehicle development project is known as the early design phase [1]. In this period ideas and initial suggestions are rapidly explored to provide a foundation for the beginning of a vehicles inception. Engineers and researchers must make concise and logical decisions regarding many factors associated with the creation of the vehicle concept such as drive train design, packaging or material usage. [2], [3] Therefore the early design phase, including the initial evaluation period, can be one of the most crucial steps in determining the success or failure of a particular vehicle concept. [1] Another reason why the concept stage is a critically important phase of new product design is because this is when the majority of the total development costs are committed. [4], [5] According to the American Association of Mechanical Engineers (ASME), nearly 75% of the manufacturing cost of a typical product is committed by the end of the conceptual phase, meaning that only 25% of a product's cost can be influenced by decisions made after this time [4]. A common failure associated in this phase is the tendency for engineers and researchers to rush the process, often clinging to one particular concept and ignoring other possibilities. This is often due to time constraints or pressure from management. The consequence of this hastiness is poor decision making which can incur large costs further down the process stream and cause irreversible changes. [5]

It is therefore clear that the ability to anticipate the outcome of these choices, would be a huge advantage in the early design phase; saving time, capital and instill otherwise latent ideas. If a tool could provide feedback and instantly evaluate a user's decision then the possibility of major errors being made would be significant reduced. It would act as sieve to filter early ideas and provide a clear direction for the project, hence eliminating a trial and error approach. The following paper describes a tool kit that was developed at DLR e.V., Institute of Vehicle Concepts, and that focuses on a quick and smart evaluation of suspension concepts, taking into account six different research areas that have a direct influence on suspensions for electric vehicles. Those are: full vehicle configuration, drive train design, power demand of full vehicle, suspension design forces, suspension concept evaluation and material selection. The research gap that is filled can be visualized in Fig. 1 below.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

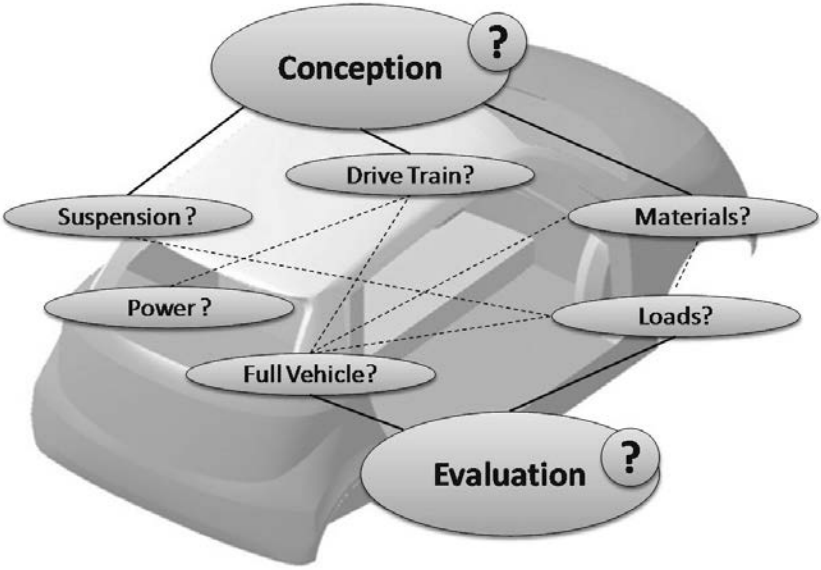


Fig. 1: Research gap that is addressed in [6] that is discussed in this paper

2. State of the Art

In order to justify the merits of the DRIVE!-Toolkit it is necessary to outline the current state of the art. In this section, software tools and literature sources possessing similar functionality to “DRIVE!” will be described rapidly and analyzed.

(1) Suspension Design:

There are some already existing tools that help to design suspension concepts. [7] contains a free accessible online software tool capable of calculating complex vehicle parameters including roll centre, centre of gravity, wheel load transfers, spring properties and other force related attributes. Based on the formulas from [8] a software for the suspension design was developed in [9] that was also part of the inspiration to develop the “DRIVE!”-toolkit.

(2) Drive Selection:

While a great deal of information on electric drive motors exists across all categories including the drive layout, configuration and transmission [1], [10], [11], [12]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

these sources can be very in depth and difficult to extract relevant data from. There does not appear to be any software available today, capable of, most importantly, quantifying all aspects of drive selection and bringing them together in one concise, easy-to-read tool.

(3) *Material Selection:*
The Cambridge Engineering Selector ([13]) is currently the most sophisticated tool of its kind. Other methods for material selection are known from [14], [15], [16]), [17].

(4) *Chassis Concept Evaluation:*
[18] and [3] can be considered the primary source for data on chassis concepts and component information. This source provides a detailed evaluation of chassis components with respect to vehicle parameters and other criteria including unsprung mass, scrub radius and payload capacity. It is, however, limited in content and does not include drive, braking or steering evaluation data as above.

(5) *Vehicle Dynamics:*
Multibody dynamics such as SIMPACK are available today. SIMPACK is a general-purpose, nonlinear, 3D multibody simulation tool that is widely applied for simulation full vehicle dynamics. [19] Despite its breadth of expert knowledge, the software is notably expensive, putting it out of reach for smaller research teams with less funding. Other deficiencies include its slow calculation times and lack of a more user friendly interface.

(6) *Tractive Effort:*
As this is a simple parameter based on common knowledge formula, there are not any current tools offering tractive effort functionality. It is, however, a valuable addition to any vehicle toolkit and can provide quick power output requirements necessary for other decisions such as drive motor selection.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Solution Approach

By addressing the issues present in the current state-of-art and collectively bringing all aspects of vehicle design into one clear platform, a new solution approach for enhancement of the early design phase can be accomplished. This solution will include six innovative technical sizing tools. Those are:

1. Calculation tool for the analysis and evaluation of the full vehicle package (implementation in MS Excel)
2. Conceptual design catalogs for the design of the electric drivetrain (implementation in MS Excel)
3. Calculation tool for the quantification of the power consumption based on the full vehicle (implementation in MS Excel)
4. Calculation tool for the quantification of suspension design loads based on the full vehicle (implementation in MS Excel)
5. Evaluation tool for holistic evaluation of suspensions for electrified road vehicles (implementation in MS Excel)
6. Design method for the selection of suspension component materials (implementation in MS Excel)

The interaction of the different methods can be seen in Fig. 2.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

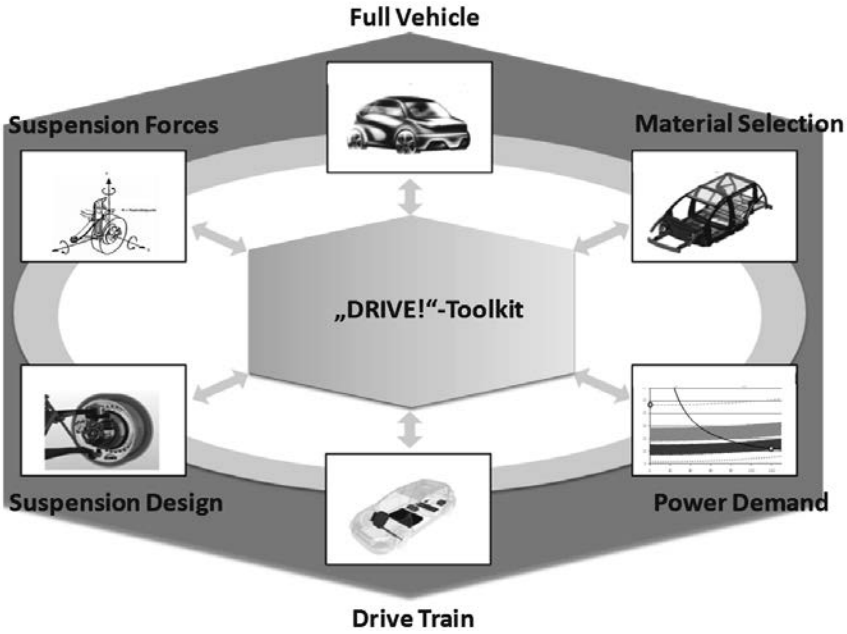


Fig. 2: Interaction of the different toolkits that were implemented

4. Introduction to DRIVE!-Toolkit and its Software Environment

The Institute of Vehicle Concepts has developed a new innovative toolkit capable of evaluating numerous vehicle configurations based on user input and state-of-the-art data. The abbreviation “DRIVE!” stands for **Design, Research** and **Instant Vehicle Evaluation**.

“DRIVE!” is presented in the form of an Excel toolkit making it accessible and easy to use (compare Fig. 3). The tool utilizes sophisticated coding using Visual Basics for Applications (VBA) to operate its primary functions and execute most commands.

“DRIVE!” opens with a basic home tab/tool menu. On this page users can access all six technical sizing tools instantly using the labelled hot keys. Each of the tools has a dedicated help button containing brief information on the operation of the tool including all necessary input and output variables. Also present of this page is a Welcome button for new users. This will introduce the software and outline the purpose of each tool. The user interface can be seen in Fig. 3.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

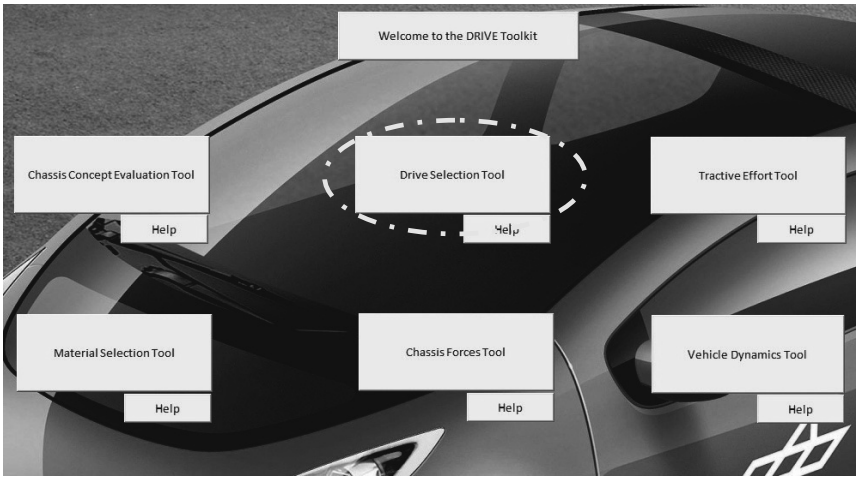


Fig. 3: User interface of the drive toolkit; the toolbox that will described subsequently is highlighted

5. Case Study for the Drive Selection

As it would go beyond the scope of this paper to describe all six tool boxes in detail only one tool box will be described subsequently by means of a case study. This toolbox (marked in Fig. 3) enables a scientifically founded design of the electric drive train. A detailed description of the other toolboxes, means of application and the databases will be published soon in [6].

5.1. Theoretical Description

The basic idea of this tool is an expert-based decision-making tool for fast and comprehensible estimation of preferred combinations.. While applying the Drive Train Toolbox the user can weigh the criteria that are important for him. This parameter set contains data for weight, costs, complexity, etc. As an output the user gets the information for the drive train design that suits his requirements and the weighting of his requirements best. The output of the drivetrain includes the drive configuration (front axle, rear axle, all-wheel drive), the form of the drive motor (ASM, PSM, etc.), the drive layout (central drive, hub-motor, close to the wheel drive) and the form of transmission (direct drive, with gearbox).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The input and output of the Drive Train Toolbox can be seen in Fig. **4**. As a result the user will get the most sensible drive configuration for his desired vehicle concept.

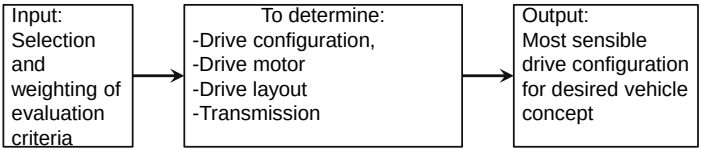


Fig. 4: Input and output of the drive train toolbox

5.2. Application of the Toolbox

The drive selection tool fits well into the early design phase. Once the necessary motor output requirements have been calculated (using the tractive effort tool) the drive selection tool can be immediately used to select the most appropriate drive assembly for the desired vehicle concept. The user interface of the toolbox for the drive selection can be seen in Fig. **5**. The upper half of Fig. **5** is the input area where the user can choose and weigh his parameters.

The user will first weigh (1-5) the evaluation criteria across four categories; drive configuration, drive motor, drive layout and transmission. The evaluation criterion covers a vast amount of vehicle parameters including electric brake traction, thermal overload protection and unsprung mass allowing the user to create a drive concept perfectly suited to their preferences. The weighing was done exemplarily for this case study (compare Fig. **5**, upper half of the image).

A reset button is also available for each category to set each weighting to a value of 1. Also available is an “Access Original Data” button (will be described in chapter 5.4) and a “Back to Menu” hot key for easy navigation through the toolkit.

Below the criterion boxes, the drive selection is displayed across the four categories (compare Fig. **5**, lower half of the image). Directly under each result, a live image representation is shown to provide the user with instant visual feedback. After gathering the results it will then be possible to construct an appropriate construction of the drive system.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

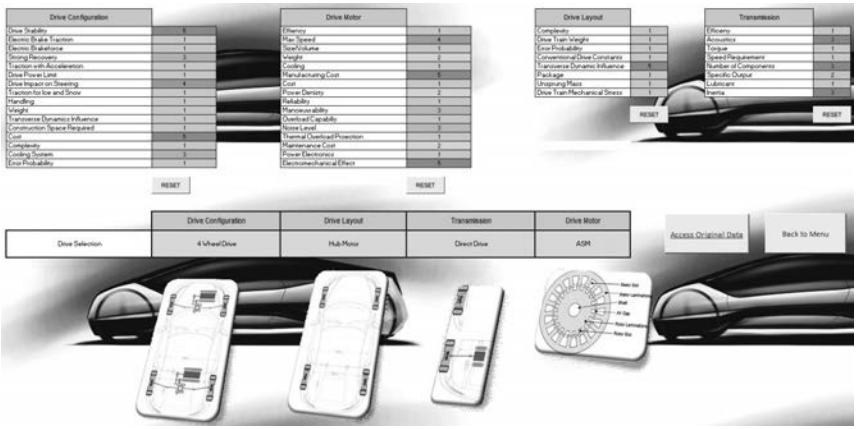


Fig. 5: User interface of the Drive Design Toolbox. The user input (including the selection and weighing of the criteria) can be found in the upper half of the image. The user output (including the most appropriate drive design) can be found in the lower half of the image.

5.3. Outcome and Design

If we take a look at the lower half of Fig. **5** one can see that the outcome of the case study is, that the most appropriate drive train configuration[1] shall be a:

- 4-wheel driven full vehicle
- with hub-motors
- directly driven (without transmission)
- and with asynchronous motors (ASM) as electrical machine type

Subsequently the engineers can make a feasibly design that fulfills these requirements. The CAD-Implementation of this case study can be seen in Fig. 10.

[1] For the specific weighting of different critera, that was done here as an example

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig. 6: Result of the case-study. Design implementation and CAD-Design taken from [20]

5.4. Tool Innovations and Databases

As mentioned above one of the key innovations of “DRIVE!” is the user’s ability to access the original source data behind the tools. To access this data, the user can simply click one of the dedicated buttons which will then prompt them for a password (compare Fig. **7**).

Fig. 7: Process to access the databases behind the toolkit. In the figure on the right side the data behind the drive train design can be seen schematically

The source data contains all material (references included) used to provide the results the user sees. While the source data for **material and drive selection** is presented in pdf

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

form, the weighting data for the **chassis concept evaluation** is kept inside the toolkit. This opens up the possibility for a unique function of DRIVE!. With access to this sheet the user can not only view the weighting data, which contains over 2200 numerical expert/literature evaluations of component functionality, but also edit and customize this data based on their own expertise and requirements.

If, however, the user does not wish to make extensive changes to the majority of the data but rather add a new concept to the components listings, then they can do exactly this by weighing one of the “custom” options located in each component category. This innovation provides the user with greater flexibility, allowing them to include new solutions in their results i.e. in the case where a research engineer creates a new form of stabilization technology and wants to evaluate it with respect to known vehicle parameters. This new custom component will then be selectable from the dropdown list on the chassis concept evaluation tool’s home page (see Fig. **8** below).

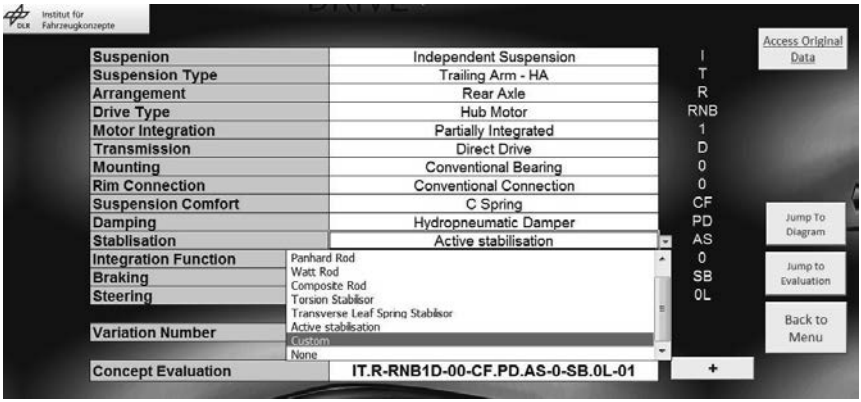


Fig. 8: User interface for the design of the suspension concept including a customer option

The data used to implement the toolkits, is based on extensive literature researches as well as on expert knowledge. The accuracy of the data makes the toolkit extremely valuable. Furthermore, the databases behind the toolboxes will be published in form of a PhD Thesis [6].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Application of other Toolboxes

After selecting the drive train the vehicle developer can apply the same approach to conceptually design the suspension. This was done exemplarily and can be seen in Fig. 10. Here a double wishbone concept on the rear axle was designed with the help of the Suspension Concept Toolbox. In the next step, the suspension concept toolbox can be used to make an overall, multicriterial optimization and evaluation of the holistic composition from the drive concept (compare Fig. **6**) and the double wishbone (CAD- Model displayed in Fig. **9**).

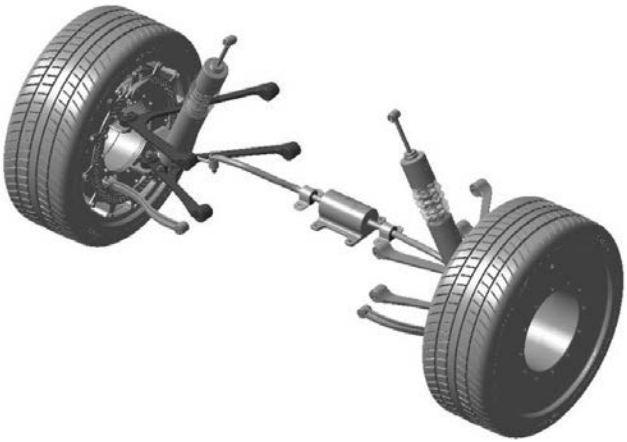


Fig. 9: Conceptual design of a double wishbone rear axle – CAD model taken from [20]

Additionally, if the conceptual design is established the Material Selection Toolkit can help to identify the material that fulfills the requirements of the developer/engineer the best way. E.g. in Fig. **9** the wishbones are highlighted in green. The developer can input the weighting of his material criteria and the tool, based on the selected database gives him a material selection that suits his requirements best.

Finally Fig. 10, shall outline the flexibility and inter-connectivity of the toolkit. If changes on the full vehicle are made (e.g. in Fig. 10: the battery box (marked yellow) is moved)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

one can apply the Full Vehicle Toolbox and can get an immediate feedback how this influences the vehicle dynamics, the loads necessary for the suspension layout, etc.

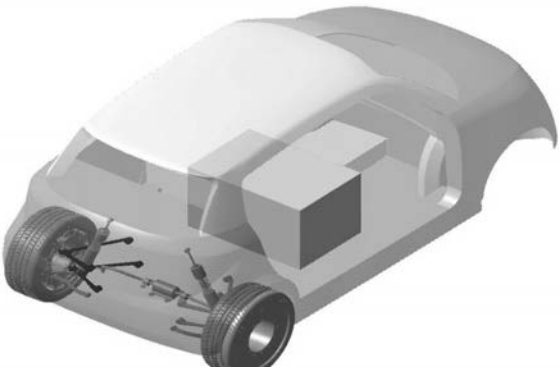


Fig. 10: Battery box (yellow) in the full vehicle as an example to emphasis the flexibility of the “DRIVE!”-toolkit

7. Conclusion and Outlook

In conclusion “DRIVE!” presents many new opportunities for designers and research engineers to make informed decisions during the primary stages of the early design phase. Through its intuitive interface and instant evaluation, “DRIVE!” can now provide the vital information necessary to better guarantee a vehicle concept’s success. The six technical sizing tools flow well and complement each other. Finally “DRIVE!” ‘s custom data innovation provides users with a new level of flexibility.

There are still, however, many areas in which “DRIVE!” can continued to be improved in order to complete other tools or to integrate different software such as the Cambridge Engineering Selector and SIMPACK. There is potential for new tools such as gearbox configuration and spring property calculators, inverter desgin, etc. More data needs to be implemented into “DRIVE!” to make it compatible for all commercial vehicles and widen its appeal to other user. Better standardization of the evaluation data is also necessary to improve the accuracy and relevance of the results.

Overall “DRIVE!” shows a lot of promise. Its strong contributions to the Next Generation Car Project at DLR e.V. are proof of its versatility and quality.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bibliography

[1] Braess, H.-H. (2007): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 5. Auflage, Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlag

[2] Wallentowitz, H. (2010): Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstrangs, 2. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Teubner

[3] Heißing, B (2008): Fahrwerkhandbuch, 2. Auflage ed., M. Ersoy, Ed., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag

[4] Pfeffer, P. (2013): Lenkungshandbuch, 2. Auflage;, Wiesbaden : Springer Vieweg

[5] Lindemann, U. (2014): "Vorlesungsbegleitende Unterlagen: Methoden der Produktentwicklung," Lehrstuhl für Produktentwicklung, Technische Universität München

[6] Höfer, A. (vorr. 2017): Vorgehensmodell zur anforderungsgerechten Konzeption, Bewertung und virtuellen Produktentwicklung antriebsintegrierter Fahrwerke für elektrifizierte Straßenfahrzeuge, Universität Stuttgart , Dissertation in Vorbereitung

[7] Lowery, C. (2010): *http://www.suspensioncalculator.com/,* Imperial College London

[8] Matschinsky, W. (1998) Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Auflage ed., Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag

[9] Albers, I. (2006): "Berechnung und Darstellung von Gelenkwinkel im Fahrwerk mit dem Berechnungstool abe," mobiles fachzeitschrift für konstrukteure, Ausgabe 2006/2007 32. Jahrgang, S. 6-12, Aachen

[10] Pautzke, F. (2010): Radnabenantriebe: Studie zur Abschätzung der Verfügbarkeit, des Entwicklungsstandes und des Potentials von Radnabenantrieben in der Elektromobilität, Aachen: Shaker Verlag

[11] Gies, S. (2008): *Unkonventionelle Fahrzeugantriebe,* Aachen: Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[12] Focus (2007): "www.focus.de," 30 05 2007. [Online]. Available: http://www.focus.de/auto/ratgeber/sicherheit/fahrsicherheitsspecial/tid-5856/konzeptvergleich_aid_57657.html. [Accessed 13 01 2014].

[13] Ashby, M. (2005): Materials Selection in Mechanical Design, Elsevier Ltd.: ISBN 978-0-7506-6168-3

[14] Grose, A. (2014): "Methodische Ansätze zur Werkstoffauswahl," Tu-Claustahal, [Online]. Available: https://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/Bilder/Forschung/Publikationen/Mitt_2000/2000_029_grosse.pdf. [Accessed 11 September 2014].

[15] Sahr, C. (2011): "Diss.: Methodische Vorgehensweise der Werkstoffauswahl für die Karosserieentwicklung in Multi-Material-Bauweise," Forschungsgeselschaft Kraftfahrwesen Aachen

[16] Grosch, J. et. al. (1986): Werkstoffauswahl im Maschinenbau, Sindelfingen: Expert Verlag

[17] Reuter, M. (2007): Methodik der Werkstoffauswahl, München: Carl Hanser Verlag

[18] Ersoy, M. (2000): *Konstruktionskataloge für PKW Leichtbauachsen,* Haus der Technik München

[19] Eichberger, A. (2016): "SIMPACK Realtime Car Model," [Online]. Available: www.simpack.com/fileadmin/simpack/doc/.../sn-2-04-vdym.pdf. [Accessed 12 09 2016].

[20] Novak, N. (2014): *Konzeption innovativer, antriebsintegrierter Fahrwerke durch Anwendung verschiedener Leichtbaustrategien, Studienarbeit,* Stuttgart: Institut für Fahrzeugkonzepte, DLR e.V.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

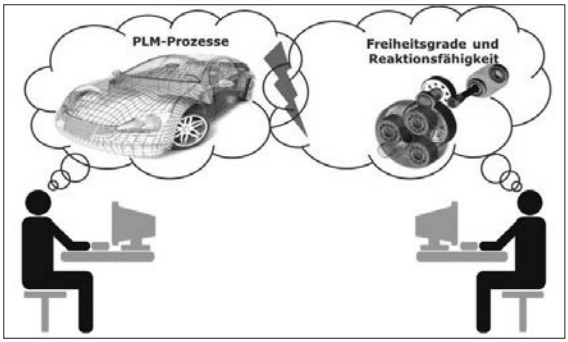
SDM meets PLM – Die Verbindung schafft Innovationskraft

CIM-DataBase und SIMuSPACE im Verbund

Dipl.-Ing. **Michael Probst**, **Michael Krause**,
ISKO engineers AG, München;
Stefan Gregorzik, Contact Software GmbH, München

1. Motivation

Ein zentraler Wettbewerbsvorteil innovativer Engineering-Unternehmen besteht in hoher Flexibilität und Reaktionsfähigkeit sowie schneller und verlässlicher Aufwandsabschätzung. Dies geht einher mit einem für den Berechnungsingenieur täglich erlebten Zielkonflikt: Einerseits ist eine für den Auftraggeber attraktive Lösung gefragt, andererseits muss er die technologischen Risiken gegen die geforderte Wirtschaftlichkeit abwägen- unter hohem Zeitdruck und stark veränderlichen Rahmenbedingungen.



Eine weitere, große Herausforderung besteht darin, dass zwischen den Bereichen aus Entwicklung/Konstruktion einerseits und der Absicherung/Simulation andererseits große Unterschiede bzgl. der Arbeits-und Datenprozesse, Dokumentation und Toolchain vorherrschen. Die erforderlichen Produktoptimierungen sollen aber hocheffizient unter Berücksichtigung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

aller erforderlichen Informationen erarbeitet und mit geringem Aufwand verlustfrei in den laufenden Entwicklungsprozess eingebracht und verwertet werden.

Ein Lösungsansatz für diese Gesamtproblematik liegt in der systematisierten Einbettung von Simulationsprozessen in den Produktentstehungsprozess und damit in einer hocheffizienten Nutzung virtueller Absicherungsmethoden.

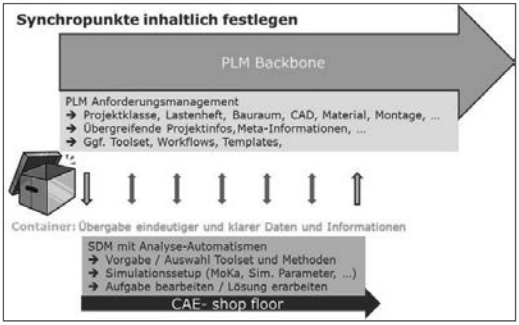
2. Containerstrategie in einer föderalen Systemarchitektur

Die Verbindung eines professionellen PLM-Systems mit einer schlanken, auf die Ansprüche eines Berechners zugeschnittenen SDM-Lösung eröffnet jedem die Möglichkeit, in der für ihn angepassten Umgebung zu arbeiten. Der grundlegende Ansatz einer Container-Strategie regelt den Übergang von z.B. CAD zu CAE und zurück weitgehend verlustfrei. Derartige Container werden definiert mit Bezug auf Produktreihen oder Varianten, Bauräume oder Funktionsbereiche.

Innerhalb der Container können spezifische konstruktive Ausführungen festgelegt, Materialvarianten eingegrenzt oder methodische Standards zur Bearbeitung dieser Umfänge definiert werden. Auf diesem Weg ist es möglich, Simulationsverfahren und -parameter mit unmittelbarem Bezug auf den Arbeitskontext der spezifischen Entwicklung vorzugeben. Entsprechend präzise kann einerseits eine Übergabe von konstruktiven Daten und CAD-Modellen erfolgen. Ebenso zielgerichtet können im Gegenzug Simulationsergebnisse in den laufenden Konstruktionsprozess zurückgespielt werden.

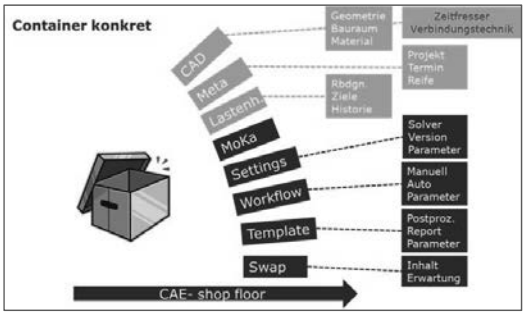
Durch die Standardisierung und Präzisierung der Schnittstelleninformationen werden wichtige Synergien zwischen den beteiligten Prozesspartnern in der Entwicklung erzeugt. Bezogen auf die Simulation ermöglicht die Nutzung von Containern dem Simulationsingenieur ein Arbeiten in einer schlanken und auf seine Bedürfnisse zugeschnittenen Umgebung (hier SIMuSPACE).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Der Simulationsingenieur hat zudem Möglichkeiten, sich zum einen an bestehenden Projekten zu orientieren bzw. sich definierter Workflows zu bedienen. Zum anderen kann er das Simulationsteilprojekt einsehen und lokal bearbeiten, beispielsweise um eine neue Methode zu testen oder neue Werkzeuge einzubinden. Das in das PLM-System rückgespielte Ergebnis ist somit strukturiert, verbindlich und für weitere Verwendungen verfügbar.

Bei konsequenter Nutzung der Containerstrategie in einer föderalen Systemarchitektur, also in einem geordneten Zusammenspiel eines PLM- mit einem SDM-System, werden die für das jeweilige Projekt und den anstehenden Prozessschritt erforderlichen Daten und Informationen geordnet, vollständig und „en block“ übergeben.



Übliche Zeitverluste durch Datensuche, Nachfragen oder Missverständnisse in der Semantik können so auf ein Minimum reduziert werden. Zu beachten ist dabei, dass für die Übergabe Raum für (i) Erwartungshaltung, (ii) Ziele, (iii) Empfehlungen und (iv) Kommentare definiert sein muss.

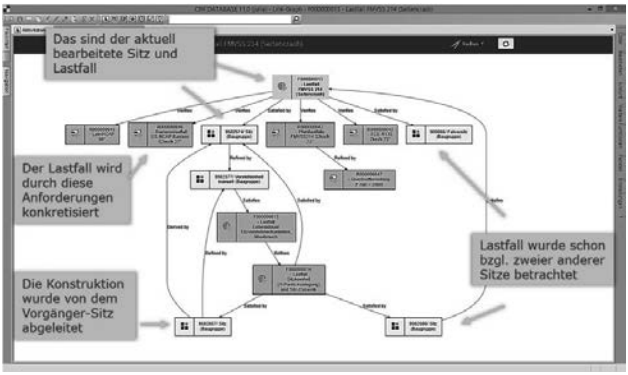
Im Zuge der Bereitstellung von Daten und Informationen lassen sich auch angrenzende Bereiche mit in die Aufgabe integrieren, um dem Bearbeiter einen Blick „über den Tellerrand“

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hinaus zu gewähren. Ferner sind mögliche Vergleiche zu anderen Modellen, vergleichbaren Vorgehensweisen oder Lastfällen sowie der Hinweis auf einen vorhandenen Umfang an bereits erfolgreichen, ähnlichen Projekten möglich.

Dies wird grafisch unterstützt und per Mausklick werden erweiterte Details rund um die Aufgabenstellung zugänglich. Das dadurch geförderte Sharing von Knowhow und Querschnittskompetenz bietet der jeweiligen Organisationseinheit große Potentiale in der Effizienzsteigerung und Sicherstellung hoher Qualität.

Durch die so mögliche Verringerung von Durchlaufzeiten, Reduzierung unproduktiver Arbeitsanteile im Prozess und zielgerichtetem Methodeneinsatz werden Effizienz, Reaktionsfähigkeit und Flexibilität der Organisation deutlich verbessert. Gleiches gilt für die Bewertung von Varianten im Zuge von Änderungsprozessen. Deutliche weitere Potenziale im Gesamtprozess ergeben sich zudem auf Ebene der konstruktiven Ausgestaltung bzw. Erhöhung der Übernahmequote durch Anwendung der Container-Strategie im CAD-Bereich.



https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Ausblick

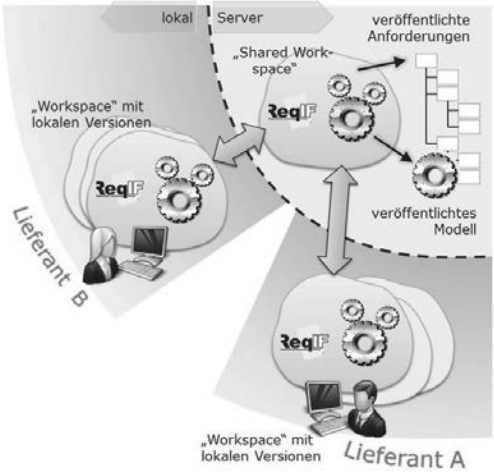
Die Produkte der Zukunft werden an Komplexität weiterhin massiv zunehmen. Die Verbindung von Hardware mit Software und den erforderlichen Service-Prozessen entwickelt sich zunehmend zum Erfolgsfaktor und neue Geschäftsmodelle werden dadurch entstehen. Wettbewerbsvorteile werden in der Handhabung der gesamten Komplexität des Produktlebenszyklus liegen, angefangen von der Zieldefinition über das Anforderungsmanagement bis hin zum After-Sales- und Business-Services.

Weitgehend integrierte Systeme werden innovativen Unternehmen erlauben, in abgestimmten und gleichzeitig flexiblen, anforderungs- und kundenorientierten Prozessen erfolgreiche Produkte zu entwickeln und zu vermarkten. Abhängigkeiten von „Single-Source-Elementen" werden durch solche Systeme minimiert und die Wertschöpfungskette über den gesamten Lebenszyklus eines Produkts bzw. einer Produktgruppe gespannt.

Unternehmen, die sich einer solchen Strategie unter Nutzung neuester virtueller Technologien bedienen, werden sich Freiräume für Innovationkraft und gleichzeitig Kostenersparnisse erarbeiten.

- Bündelung, Synchronisation und Bearbeitungskontrolle von Arbeitspaketen
- Paket (ausgewählte lokale Version) mit Server synchronisieren
- Zusätzliche zu Geometrien o.ä. ReqIf Export-File einbinden (automatisierter Ex-/Import)
- Baukasten- und Projekt-Anforderungen kommunizieren

▸ Austausch ganzheitlicher Arbeitspaketdefinitionen



Konsequenterweise wird diese Vorgehensweise auf die Supply-Chain ausgeweitet und die Lieferanten in das föderale System mit aufgenommen. Jenseits der Simulation wird diese Vorgehensweise bereits erfolgreich praktiziert. Die Einbeziehung der virtuellen Funktions- und Eigenschaftsabsicherung stellt damit den nächsten wichtigen Schritt zur Steigerung von Synergiepotentialen bei maximaler Flexibilität dar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Methode zur modellbasierten Kalibrierung von Applikationsparametern eines PKW-Getriebesteuergeräts unter Verwendung eines Signalgenerators zur Vorhersage transienter Steuerungssignale

M. Sc. **Ivan Rot**, Prof. Dr.-Ing. **Stephan Rinderknecht**,
Technische Universität Darmstadt, Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS), Darmstadt

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird eine Methode zur modellbasierten Abstimmung von Getriebeapplikationsparametern vorgestellt. Die Hauptkomponenten der Methode setzen ein Modell des Getriebesteuergeräts sowie ein Antriebsstrangmodell voraus, die gemeinsam das Gesamtmodell bilden und die Simulation eines Schaltvorgangs ermöglichen. Anstatt eines komplexen Getriebesteuergerätemodells wird ein Signalgenerator verwendet, der die Grundfunktionalitäten eines Getriebesteuergeräts während eines Schaltablaufs bietet. Der Signalgenerator wird mithilfe von Messdaten angelernt und kann ohne Vorwissen über die Funktionsstrukturen des Getriebesteuergeräts implementiert werden. Die generierten Größen bilden Signale zur Ansteuerung des Motormoments sowie der Kupplungen innerhalb des Automatikgetriebes ab. Das Gesamtmodell ermöglicht die Simulation von unterschiedlich kalibrierten Schaltvorgängen. Diese werden anhand von objektiven Kriterien bewertet, sodass über einen Optimierungsalgorithmus gemäß den Vorgaben iterativ ein optimaler Applikationsparametersatz bestimmt wird. In dieser Arbeit werden mithilfe der Methode beispielhafte Applikationsparameter zur Erreichung eines hohen Schaltkomforts optimiert. Die Simulationsergebnisse belegen, dass der vorgestellte Signalgenerator eine hohe Genauigkeit aufweist und geeignet ist ein komplexes Modell des Getriebesteuergeräts für eine Kalibrierung der Applikationsparameter zu ersetzen. Eine aufwändige Restbussimulation ist für den Signalgenerator nicht erforderlich, sodass der Modellierungsaufwand gegenüber einem komplexen Getriebesteuergerätemodell erheblich reduziert werden kann.

1. Einleitung

Die Entwicklung im Automobilbereich führt aufgrund steigender Kundenanforderungen zu immer komplexeren Fahrzeugantriebssträngen. Insbesondere die Funktionsvielfalt und die Anzahl der Funktionsparameter innerhalb der Fahrzeugsteuergeräte stiegen in den vergangenen Jahren kontinuierlich an [1]. In Verbindung mit steigender Variantenvielfalt der Fahr-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zeuge und geringer werdenden Entwicklungszeiten wächst der Applikationsaufwand für die Modellpalette enorm an. Dieser Trend stellt die Automobilhersteller und die -zulieferer künftig vor große Herausforderungen. Um diesen Herausforderungen in Zukunft gerecht zu werden und als Entwickler weiterhin wettbewerbsfähig zu bleiben, müssen neue Methoden und Werkzeuge zur Kalibrierung der Applikationsparameter entwickelt und für den Serieneinsatz implementiert werden. Die modellbasierte Applikation stellt einen vielversprechenden Ansatz zur effizienten Bedatung der Applikationsparameter dar und gilt für die Kalibrierung der Motorsteuergeräte bereits als Stand der Technik [2]. Die Kalibrierung der Applikationsparameter von Getriebesteuergeräten wird gegenwärtig überwiegend anhand von Testfahrzeugen von erfahrenen Applikationsingenieuren nach subjektiven Bewertungskriterien der Schaltqualität durchgeführt [3]. In den vergangenen Jahren wurden bereits unterschiedliche modellbasierte Ansätze vorgestellt und zur Kalibrierung von Getriebesteuergeräten erfolgreich eingesetzt [3], [4], [5]. In bisherigen Arbeiten konnte nachgewiesen werden, dass modellbasierte Methoden grundsätzlich geeignet sind, um die Funktionsparameter des Getriebesteuergeräts hinsichtlich objektiver Bewertungskriterien der Schaltqualität bei geringerem Applikationsaufwand und -zeiten in Verbindung mit einem Prüfstand zu kalibrieren [6].

In dieser Arbeit wird ein neuartiger modellgestützter Ansatz zur Kalibrierung der Applikationsparameter eines Getriebesteuergeräts für den Schaltvorgang vorgestellt. Den Kern des betrachteten Ansatzes stellt das Gesamtmodell dar, welches jeweils ein Modell des Getriebesteuergeräts sowie des Antriebsstrangs beinhaltet. Die vom Getriebesteuergerät berechneten transienten Signale zur Ansteuerung der Kupplungen und des Motoreingriffsmoments werden über einen Signalgenerator in Abhängigkeit der zu optimierenden Applikationsparametern bestimmt. Sowohl die Modellparameter des Signalgenerators als auch des Antriebsstrangmodells werden mithilfe von Messdaten eines Antriebsstrangprüfstandes bestimmt [7], [8], [9]. Um Prüfstandszeiten und -kosten zu optimieren, kann die Messdatenerzeugung für den Signalgenerator alternativ auch über eine Software-in-the-Loop (SiL) Umgebung erfolgen. Die über den Signalgenerator erzeugten Signale werden an das Antriebsstrangmodell übergeben und steuern die entsprechenden Antriebstrangkomponenten während des Schaltvorgangs. Die komfortrelevante Fahrzeugbeschleunigung wird somit vom Antriebsstrangmodell in Abhängigkeit der Applikationsparameter berechnet und anschließend hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien objektiv bewertet. Ein Optimierungsalgorithmus variiert die Applikationsparameter in Abhängigkeit der Bewertungskennwerte. Der gesamte modellbasierte Ansatz stellt einen iterativen Optimierungsprozess dar, der nach Erfüllung der vorgegebenen Anforderungen abgeschlossen wird. In Abbildung 1 wird schematisch der modellbasierte Ansatz dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

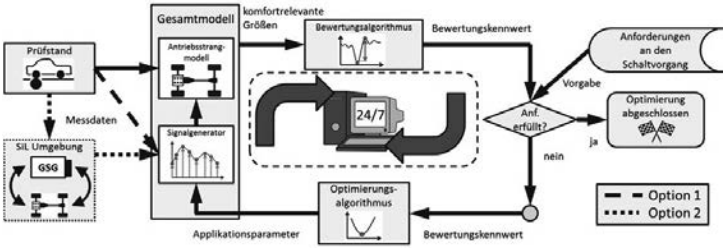


Bild 1: Schematische Darstellung des modellbasierten Ansatzes

Je nach Modellierungsaufwand und Bedarf können unterschiedlich komplexe Antriebsstrangmodelle verwendet werden, sodass neben komfortrelevanten Größen wie die Drehzahlverläufe und die Fahrzeuglängsbeschleunigung auch der Wärmeeintrag in den Kupplungen simuliert wird. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein vereinfachtes Antriebsstrangmodell vorgestellt, welches für die Optimierung des Schaltkomforts eingesetzt werden kann (siehe Kapitel 2.1).

2. System- und Modellbeschreibung

Das betrachtete System stellt einen PKW-Antriebsstrang mit Automatikgetriebe dar, für den der Schaltkomfort mithilfe der in Abbildung 1 dargestellten Methode optimiert werden soll. Der Antriebsstrang enthält unter anderem einen Verbrennungsmotor mit Automatikgetriebe und Drehmomentwandler. Die Leistung wird über eine Kardanwelle und ein Differential auf die hinteren Antriebsräder übertragen. Das System ist auf einem Antriebstrangprüfstand aufgebaut und kann automatisiert betrieben werden. Die Seitenwellen der angetriebenen Hinterachse sind mit jeweils einer Lastmaschine gekoppelt. Diese simulieren die Fahrtwiderstände sowie die Massenträgheit des Fahrzeugs in Fahrtrichtung und stellen das entsprechende Lastmoment zur Verfügung. Die Fahrwiderstände sowie die Fahrzeugmasse und der dynamische Reifenradius können am Prüfstand eingestellt und durch Abgleich mit Straßenmessungen und den technischen Daten des Prüflings bestimmt werden.

Am Antriebsstrangprüfstand werden Messungen mit unterschiedlichen Fahrmanövern durchgeführt, um die Parameter des Antriebsstrangmodells zu ermitteln. Neben den Signalgrößen, die direkt vom Motor- und dem Getriebesteuergerät berechnet und ausgegeben werden, sind zusätzlich eine Messölwanne am Getriebe zur Erfassung der Drücke an den Schaltelementen sowie Drehmomentsensoren zur Erfassung der Seitenwellenmomente verbaut. In Abbil-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dung 2 werden schematisch der Antriebsstrangprüfstand und die relevanten Messstellen dargestellt.

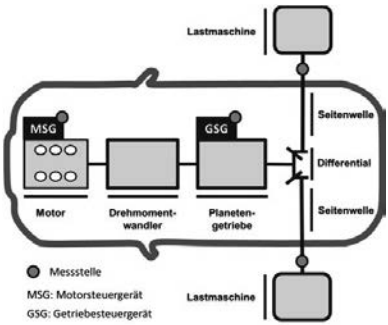


Bild 2: Schematische Darstellung des Antriebsstrangprüfstandes

Die Generierung der Messdaten zur Bestimmung der Parameter des Signalgenerators kann grundsätzlich direkt mithilfe des Antriebsstrangprüfstandes erfolgen [9]. Zur Vereinfachung werden im Rahmen dieser Arbeit die Messdaten zur Bedatung des Signalgenerators anhand einer SiL Umgebung generiert. Dieses Vorgehen trägt wesentlich zur Vereinfachung der Datenerzeugung und Reduzierung der Prüfstandszeiten bei. Die SiL Umgebung enthält ein komplexes Getriebesteuergerätmodell mit dem identischen Datenstand wie das Getriebesteuergerät (GSG) auf dem Antriebsstrangprüfstand. Das GSG Modell ist mit einem Antriebsstrangmodell verknüpft, welches auch im weiteren Verlauf dieser Arbeit im Zusammenhang mit dem Signalgenerator verwendet und im nachfolgenden Kapitel 2.1 vorgestellt wird. Die SiL Umgebung wurde durch Abgleich mit Prüfstandsmessdaten validiert und soll nicht weiter betrachtet werden.

2.1 Antriebsstrangmodell

Das für die vorgestellte Methode implementierte Antriebsstrangmodell enthält alle Hauptkomponenten des realen Systems. Wie in Abbildung 3 dargestellt, werden der Verbrennungsmotor, der Drehmomentwandler mit einer Wandlerüberbrückungskupplung, das Getriebe, die Kardanwelle, das Differential, die Seitenwellen in Form einer kombinierten Seitenwelle sowie das Fahrzeugchassis im Antriebsstrangmodell abgebildet. Das Getriebe wird vereinfacht mit lediglich einer zuschaltenden (K1) und einer abschaltenden Kupplung (K2) abgebildet. Jede Komponente stellt ein Teilmodell des Antriebsstrangmodells dar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

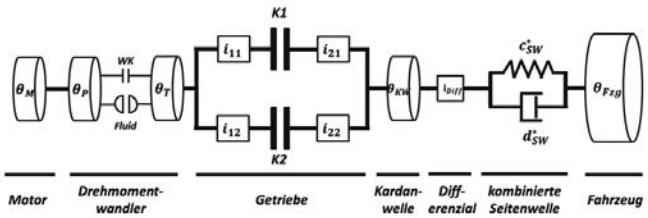


Bild 3: Vereinfachtes Modell des Antriebsstrangs

Die Teilmodelle sind über Differentialgleichungen miteinander verknüpft. Das Antriebsstrangmodell hat, je nach Zustand der einzelnen Kupplungen, bis zu vier rein rotatorische Freiheitsgrade mit der Winkelgeschwindigkeit ω. Im realen System stellen die angetriebenen Seitenwellen die Komponente mit der geringsten Steifigkeit dar. Zur Vereinfachung wird im Antriebsstrangmodell eine kombinierte Seitenwelle implementiert, welche die Steifigkeiten des Abtriebs zusammenfasst. Die Elastizität der kombinierten Seitenwelle genügt, um die schaltkomfortrelevanten Schwingungen (2 Hz bis 12 Hz [3]) abzubilden. Das Seitenwellenmoment wird berechnet mit:

$$M_{SW} = c^*_{SW} \cdot \left(\frac{\varphi_{KW}}{i_{Diff}} - \varphi_{Fzg}\right) + d^*_{SW} \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_{KW}}{i_{Diff}} - \dot{\varphi}_{Fzg}\right). \quad (1)$$

Die Größen c^*_{SW} und d^*_{SW} stellen die Steifigkeits- und die Dämpfungskonstante der kombinierten Seitenwelle und i_{Diff} die Übersetzung des Differentials dar.

Das reale System enthält keine Reifen, die zur weiteren Dämpfung führen können. Somit kann die Fahrzeuglängsbeschleunigung a_{Fzg} direkt über das Seitenwellenmoment berechnet werden:

$$a_{Fzg} = \frac{1}{m_{Fzg}} \cdot \left(\frac{M_{SW}}{r_{Dyn}} - F_W\right), \quad (2)$$

mit m_{Fzg} als Fahrzeugmasse und r_{Dyn} als dynamischer Reifenradius. Die Fahrwiderstandskraft F_W setzt sich aus einem konstanten, sowie einem linearen und quadratischen geschwindigkeitsabhängigen Term zusammen. Die Terme werden über die Koeffizienten R_0, R_1 und R_2 beschrieben:

$$F_W = R_0 + R_1 * v_{Fzg} + R_2 * v^2_{Fzg}. \quad (3)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Motormoment M_M wird über ein statisches Motorkennfeld mit einem nachgeschalteten Übertragungsglied erster Ordnung (PT1) berechnet. Das Pumpenmoment M_P wird über die Pumpendrehzahl $\dot{\varphi}_{MP}$ bestimmt:

$$M_P = \lambda_W \cdot \rho_{Öl} \cdot D_P^2 \cdot \dot{\varphi}_{MP}^2. \quad (4).$$

Die Größen λ_W, $\rho_{Öl}$ und D_P stellen die Leistungszahl, die Öldichte und den Pumpendurchmesser dar. Die Pumpendrehzahl gleicht der Motordrehzahl und wird durch Lösen der nachfolgenden Differentialgleichung bestimmt:

$$\Theta_{MP} \cdot \ddot{\varphi}_{MP} = M_M - M_P - M_{WK}. \quad (5)$$

Die Größe M_M repräsentiert das Motormoment. Die Wandlerüberbrückungskupplung (WK) ist im Betrieb nicht komplett geschlossen, sodass das Kupplungsmoment M_{WK} über die Gleichung einer schlupfenden Kupplung berechnet werden kann:

$$M_{WK} = A_{WK} \cdot r_{m,WK} \cdot N_{WK} \cdot \mu_{WK} \cdot p_{WK}. \quad (6)$$

Hierbei sind die Größen A_{WK}, $r_{m,WK}$, N_{WK} und μ_{WK} die Kupplungsfläche, der mittlere Reibradius, die Anzahl der Reibflächen und der Reibkoeffizient. Die Größe p_{WK} stellt den auf die Kupplungslamellen wirkenden Druck dar.
Während eines Schaltvorgangs durchlaufen die Kupplungen innerhalb des Getriebes jeweils eine Zustandsänderung. Die Kupplung K1 ist zunächst komplett geschlossen und überträgt das Moment:

$$M_{K1.haft} = \frac{\theta_{KW}^{+} \cdot \left(M_T \cdot i_{11} - M_{K2} \cdot \frac{i_{11}}{i_{21}}\right) + \theta_T^{+} \cdot \left(\frac{M_{SW}}{i_{Diff}} \cdot \frac{1}{i_{12}} - M_{K2} \cdot \frac{i_{22}}{i_{12}}\right)}{\theta_{KW}^{+} + \theta_T^{+}}. \quad (7)$$

Die Größen θ_T^{+} und θ_{KW}^{+} stellen, bezogen auf die Kupplung K1, reduzierte Massenträgheitsmomente der Turbine sowie der Kardanwelle dar. Das Turbinenmoment M_T wird mithilfe des Drehmoment-Überhöhungsfaktors μ_{MF} berechnet:

$$M_T = M_P \cdot \mu_{MF}. \quad (8)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Sobald das Kupplungsmoment M_K größer wird als das maximal übertragbare Kupplungsmoment $M_{K.max}$, fängt die Kupplung an zu schlupfen und das Kupplungsmoment wird äquivalent zu Gleichung (6) berechnet. Es gilt die Ungleichung mit $\mu_{0,K}$ als statischer Reibungskoeffizient:

$$|M_K| \leq M_{K.max} = A_K \cdot r_{m,K} \cdot N_K \cdot \mu_{0,K} \cdot p_K. \tag{9}$$

Zu Beginn des Schaltvorgangs schlupft die Kupplung K2, sodass auch für diese Kupplung das Moment gemäß Gleichung (6) berechnet wird. Nachdem der Kupplungsdruck angestiegen und die Ungleichung (9) erfüllt wurde, geht die Kupplung in den Haftzustand über. Gleichzeitig muss für die Differenzdrehzahl an der Kupplung K2 die Bedingung gelten: $\Delta n_{K2} \approx 0\ \frac{1}{min}$. Das Moment der haftenden Kupplung K2 wird berechnet mit:

$$M_{K2.haft} = \frac{\theta_{KW}^{++} \cdot \left(M_T \cdot i_{21} - M_{K1} \frac{i_{21}}{i_{11}}\right) + \theta_T^{++} \cdot \left(\frac{M_{SW}}{i_{Diff} \cdot i_{22}} - M_{K1} \frac{i_{12}}{i_{22}}\right)}{\theta_{KW}^{++} + \theta_T^{++}}. \tag{10}$$

Die Größen θ_T^{++} und θ_{KW}^{++} stellen die reduzierten Massenträgheitsmomente der Turbine und der Kardanwelle bezogen auf die Kupplung K2 dar.
Zur vollständigen Simulation des Schaltvorgangs ist es erforderlich, die Betätigung der Kupplungen bzw. die elektrohydraulischen Komponenten abzubilden. In Abbildung 4 wird schematisch das Modell des elektrohydraulischen Systems dargestellt.

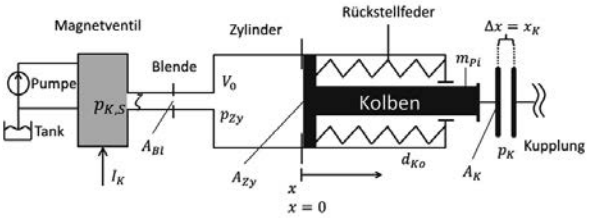


Bild 4: Schematische Darstellung des elektrohydraulisches Modells

Eine Pumpe baut den Arbeitsdruck auf, der über das Magnetventil in Abhängigkeit des elektrischen Ansteuerungsstroms I_K über eine Kennlinie auf den Solldruck $p_{K,S}$ moduliert wird. Die Dynamik des Magnetventils wird über eine Übertragungsfunktion zweiter Ordnung mit den Koeffizienten z_1 und z_2 beschrieben [10]:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$Z(s) = \frac{1}{z_1 \cdot s^2 + z_2 \cdot s + 1}. \quad (12)$$

Der Zylinderdruck p_{Zy} wird über die Bewegungsdifferentialgleichung des Kolbens berechnet:

$$m_{Ko} \cdot \ddot{x} = p_{Zy} \cdot A_{Zy} - \dot{x} \cdot d_{Ko} - F_F(x), \quad (10)$$

wobei m_{Ko} und d_{Ko} die Kolbenmasse und die -dämpfung sowie A_{Zy} die Zylinderquerschnittsfläche darstellen. Die Gesamtfederkraft $F_F(x)$ setzt sich aus der Kraft $F_R(x)$ der Rückstellfeder sowie einer Kupplungskraft $F_K(x)$ zusammen. Die Größe $F_K(x)$ beschreibt die Kraft, die sich aus der in Reihe geschalteten Anschlagfeder und einer Ersatzfeder, resultierend aus der Elastizität der Kupplung, zusammensetzt. Die Federkräfte hängen vom zurückgelegten Kolbenweg x ab und wirken wie in Gleichung (11) dargestellt:

$$F_F(x) = \begin{cases} F_R(x) & 0 \le x < x_K \\ F_R(x) + F_K(x) & x_K \le x \end{cases} \quad (11)$$

Die Größe x_K beschreibt den Kolbenweg x, ab dem der Kolben die Kupplung berührt. Der Kolbenweg wird über den Volumenstrom $\dot{V}(t)$ berechnet:

$$x(t) = x(t_0) + \frac{1}{A_{Zy}} \int_0^t \dot{V}(t) \cdot dt, \quad (12)$$

mit

$$\dot{V}(t) = A_{Bl} \cdot \sqrt{\left| \frac{2}{\rho_{Öl} \cdot \zeta} \cdot \Delta p \right|} \cdot \mathrm{sign}(\Delta p). \quad (13)$$

Die Größen A_{Zy} und A_{Bl} stellen die Querschnittsflächen des Zylinders sowie der Blende dar. Weiterhin beschreiben die Größe $\rho_{Öl}$ die Öldichte und ζ den Widerstandskoeffizienten der Strecke über die das Öl strömt. Die Druckdifferenz in Gleichung (13) ist definiert mit $\Delta p = p_{K,S} - p_{Zy}$. Die Größe $x(t_0)$ beschreibt den Kolbenweg zum Initialisierungszeitpunkt t_0 und unterscheidet sich in Abhängigkeit der betrachteten Kupplung. Für die Simulation der schließenden Kupplung wird $x(t_0)$ zu Null gesetzt und ein entleerter Kupplungszylinder angenommen. Das initialisierte Zylindervolumen V_0 ist komplett mit dem Öl aufgefüllt, sobald die nachfolgende Ungleichung gilt:

$$V_0 \le \int_0^t \dot{V}(t) \cdot dt. \quad (14)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ab diesem Zeitpunkt wird effektiv ein Zylinderdruck aufgebaut, der sich nach Gleichung (10) auf die Kolbenbewegung auswirkt. Bei der öffnenden Kupplung wird hingegen ein bereits mit Öl gefülltes Zylindervolumen initialisiert und der Kolbenweg zum Zeitpunkt t_0 ungleich Null gesetzt. Der auf die Kupplungslamellen wirkende Druck p_K wird über die Kupplungskraft F_K und die Kupplungslamellenfläche A_K bestimmt:

$$p_K = \frac{F_K(x)}{A_K}. \tag{15}$$

Die Parameter der Teilmodelle werden methodisch mithilfe von gezielten Fahrmanövern am Prüfstand sowie anhand von Literaturwerten bestimmt [7], [8].

3. Signalgenerator zur Abbildung der Steuerungssignale

Der Signalgenerator enthält mehrere experimentelle Modelle, dessen Parameter mithilfe von Messdaten ermittelt werden müssen. Für die Bestimmung dieser Parameter werden die Messdaten zunächst vorverarbeitet, um eine geeignete Datenbasis für den Anlernprozess zu erstellen. Hierfür werden die einzelnen Signale aus dem gesamten Messdatensatz einheitlich ausgeschnitten und in eine Datenmatrix abgelegt. Das Ausschneiden der Signale erfolgt in Abhängigkeit einer mitgemessenen und vom GSG berechneten Zustandsgröße $STAT$, die die aktuelle Phase während einer Schaltung wiedergibt. Sobald eine Schaltung ausgelöst wird, wird dieser Wert größer Null. Dieser Zeitpunkt definiert den Referenzpunkt (RP). Von diesem Referenzpunkt aus wird entlang der Zeitachse ein Bereich vor (N_a) und ein Bereich nach (N_b) dem RP festgelegt. Der Gesamtbereich $\mathrm{N}_{ges} = \mathrm{N}_a + \mathrm{N}_b$ umfasst den Signalverlauf der gesamten Schaltung und gibt zudem die Anzahl der diskreten Abtastpunkte für ein ausgeschnittenes Signal an. Jeder Abtastpunkt repräsentiert gleichzeitig eine Stützstelle N des jeweiligen Signals. Die Messdaten enthalten unterschiedlich kalibrierte Schaltungen innerhalb eines Betriebspunktes (konstante Turbinendrehzahl und -moment während der Schaltungsanforderung), wobei die Applikationsparameter für den Schaltvorgang gemäß einem statistisch erstelltem Versuchsplan (engl. Design of Experiments) nacheinander verstellt wurden.

Zur Veranschaulichung der Datenaufbereitung und der Funktionsweise des Signalgenerators werden die ausgeschnittenen Signale, wie in Abbildung 5 (Mitte) für das skalierte elektrische Sollstromsignal I_{K2}^* dargestellt, übereinander gelegt. Bei gleichbleibenden Systemeigenschaften und Umgebungsbedingungen wird jeder Signalverlauf innerhalb eines Betriebspunktes eindeutig über den Applikationsparametersatz geprägt. Dadurch, dass jedes ausge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

schnittene Signal stets auf den Referenzpunkt RP (siehe Abbildung 5 unten) bezogen ist, kann jeder Stützstellenwert Q_{N} an der Stützstelle N durch eine Funktion $f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P})$ in Abhängigkeit des Applikationsdatensatz $\mathbf{P}$ beschrieben werden:

$$Q_{\mathrm{N}} = f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P}) + \varepsilon. \tag{16}$$

Die Größe ε stellt die Fehlerabweichung dar, die aufgrund von Messrauschen und Prozessunsicherheiten entstehen kann.

Das obere Diagramm in Abbildung 5 stellt beispielhaft mögliche Werte für die Stützstelle $\mathrm{N} = 1750$ in Abhängigkeit des Applikationsdatensatzes dar. Werden die Werte jeweils mit den Werten an den benachbarten Stützstellen miteinander verknüpft, resultiert ein kontinuierlicher Signalverlauf.

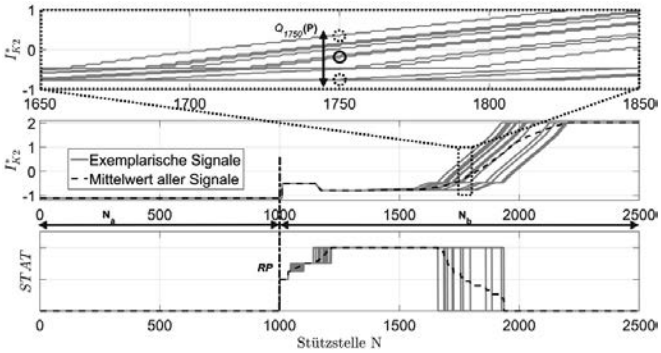


Bild 5: Mögliche Werte an Stützstelle N=1750 (oben). Kurvenschar des elektrischen Sollstromsignals (Mitte) und des Zustandsignals (unten) bezogen auf den Referenzpunkt.

Der Signalgenerator enthält zwei Kernkomponenten zur vollständigen Vorhersage des kontinuierlichen Signals (siehe Abbildung 6). Die erste Kernkomponente enthält die experimentellen Modelle. Die Modelle stellen die nichtlinearen Funktionen $f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P})$ aus der Gleichung (16) dar. Jedes Modell berechnet den Wert einer bestimmten Stützstelle des Signals $S(t)$ in Abhängigkeit des Applikationsdatensatzes $\mathbf{P}$. Im Rahmen dieser Arbeit werden Gaußprozess-Modelle verwendet, wobei auch andere nichtlineare Ansätze mit mehreren Eingängen, wie beispielsweise Neuronale Netze, zur Abbildung der nichtlinearen Funktion geeignet sind [9]. Der Gaußprozess ist ein stochastischer Ansatz. Innerhalb des Gaußprozesses wird die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Funktion $f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P})$ als eine mehrdimensionale Gauß-Verteilung mit dem Mittelwert gleich Null modelliert:

$$f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P}_1), \dots, f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P}_Z) \sim \mathcal{N}(0, \mathbf{K}_\mathrm{N}). \tag{17}$$

Der Fehlerterm aus Gleichung (16) wird als weißes Rauschen mit der Varianz $\sigma^2_{\varepsilon,\mathrm{N}}$ dargestellt:

$$\varepsilon_\mathrm{N} \sim \mathcal{N}\left(0, \sigma^2_{\varepsilon,\mathrm{N}}\right) \tag{18}$$

Die Größe $\mathbf{K}_\mathrm{N}$ ist die Kovarianz Matrix und beschreibt die Kovarianzen zwischen den Funktionswerten $f_{EM,N}(\mathbf{P})$. Die Kovarianzen werden mithilfe einer rational quadratischen (engl. Rational quatratic; RQ) Kovarianz Funktion berechnet, wobei auch andere Funktionen möglich sind [11]:

$$K_{i,j,\mathrm{N}} = C_{RQ,\mathrm{N}}\left(\mathbf{P}_i, \mathbf{P}_j\right) = \mathrm{Cov}\left[f_{EM,\mathrm{N}}(\mathbf{P}_i), f_{EM,\mathrm{N}}\left(\mathbf{P}_j\right)\right]. \tag{19}$$

Jede Kovarianz Funktion $C_{RQ,N}$ enthält Hyperparameter, die mithilfe von Messdaten angelernt werden. Das Anlernen der Hyperparameter erfolgt durch Maximierung einer logarithmierten Likelihood-Funktion mithilfe der „gpml“ Software [15].
Der Gaußprozess kann vollständig über den Mittelwert $\mu_\mathrm{N}(\mathbf{P}_\mathrm{n})$ und die Varianz $\sigma^2_\mathrm{N}(\mathbf{P}_\mathrm{n})$ beschrieben werden [20]:

$$\mu_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1}) = k_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1})^T \mathbf{K}_\mathrm{N}^{-1} \mathbf{Q}_\mathrm{N}, \tag{20}$$

$$\sigma^2_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1}) = k_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1}) - k_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1})^T \mathbf{K}_\mathrm{N}^{-1} k_\mathrm{N}(\mathbf{P}_{M+1}). \tag{21}$$

Die Größe k_N stellt die Einträge innerhalb der Kovarianz Matrix $\mathbf{K}_\mathrm{N}$ dar. Der Ausdruck $M+1$ definiert den Index vom vorhergesagten Datenpunkt, der nicht zum bekannten Messdatensatz mit dem Index $\mathrm{n} = 1, \dots, M$ dazugehört. Der Mittelwert $\mu_\mathrm{N}(\mathbf{P}_\mathrm{n})$ wird zur Vorhersage eines Stützstellenwertes in Abhängigkeit eines neuen Applikationsparametersatzes $\mathbf{P}_{M+1}$ verwendet. Weitere Angaben zum Gaußprozess und zur rational quadratischen Kovarianz Funktion finden sich in [11], [12].
Nachdem die Stützstellenwerte $\mathbf{Q}(\mathbf{P}) = Q_1, \dots, Q_\mathrm{N}$ bestimmt wurden, werden diese der zweiten Kernkomponente „Signalgenerierung“ übergeben. Diese generiert anhand der übergebe-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nen Stützstellenwerte das zeitabhängige Signal $S(t)$, welches dem Antriebsstrangmodell übergeben wird. Je nach Anforderung des Antriebsstrangmodells wird die Abtastfrequenz dieses Signals angepasst. Die Rechenressourcen des Signalgenerators lassen sich optimieren, indem die Anzahl der Stützstellen und somit auch die Anzahl der experimentellen Modelle reduziert werden. Idealerweise können in denjenigen Bereichen, in denen keine bzw. eine sehr geringe Dynamik des Signals zu erwarten ist, Stützstellen ausgelassen werden [9]. Das Signal wird in diesem Bereich anhand der benachbarten Stützstellen linear interpoliert.

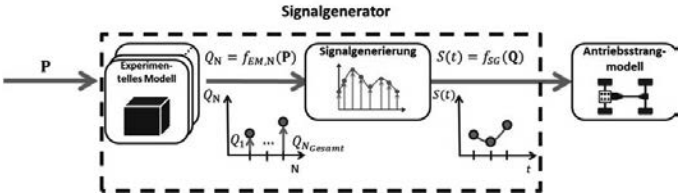


Bild 6: Aufbau und Signalfluss des Signalgenerators

3.1 Vorhersagegenauigkeit des Schaltkomforts und der Schaltspontaneität

Der zeitliche Verlauf der Fahrzeuglängsbeschleunigung kann zur objektiven Bewertung des Schaltkomforts herangezogen werden [13]. Für die nachfolgende Optimierung der Applikationsparameter werden exemplarisch der Spitze-Spitze-Wert (SS_{Ueber}) innerhalb der Überschneidungsphase und der der Spitze-Spitze-Wert (SS_{Sync}) nach der Synchronisierung der Turbinendrehzahl betrachtet (siehe Abbildung 7). Darüber hinaus wird die Welligkeit betrachtet, welche die Fläche zwischen dem mit jeweils zwei Herz und jeweils neun Herz tiefpassgefilterten Beschleunigungsverlauf über der Zeit darstellt. Zusätzlich wird die gesamte Schaltdauer (t_{Schalt}) berücksichtigt. Diese repräsentiert die Spontaneität des Schaltvorgangs und steht im Zielkonflikt zum Schaltkomfort [3], [6], [13]. In Abbildung 7 werden die transienten Signalverläufe eines Schaltvorgangs dargestellt die nicht zum Anlernen der Modelle des Signalgenerators verwendet wurden. Die skalierten Signale Motormoment (M^*_{Mot}) und die elektrischen Ströme an den Schaltelementen der Wandlerüberbrückungskupplung (I^*_{WK}) und der öffnenden (I^*_{K1}) und der schließenden Kupplung (I^*_{K2}) innerhalb des Planetengetriebes stellen die vom Signalgenerator vorhergesagten (VOR) Ausgänge und gleichzeitig die Eingänge des Streckenmodells dar. Die Turbinendrehzahl (n_T) und die Fahrzeugbeschleunigung (a_{Fzg}) stellen beispielhafte Ausgangssignale des Streckenmodells dar. Zur Veranschaulichung der Modellqualität sind zusätzlich die gemessenen (MES) Signale abgebildet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

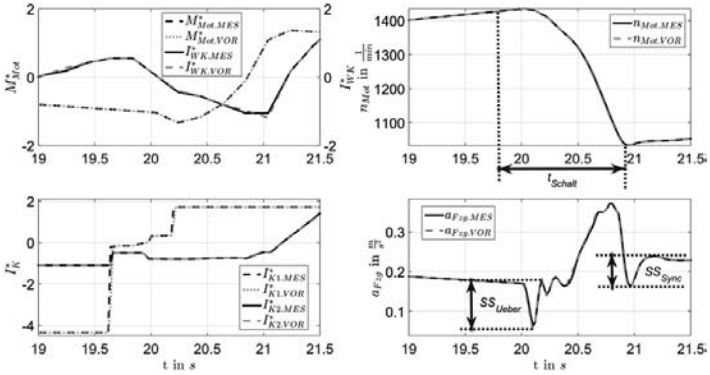


Bild 7: Transiente Verläufe der vom Signalgenerator und dem Streckenmodell vorhergesagten Signale

Sowohl die vom Signalgenerator vorhergesagten Signale als auch die vom Streckenmodell berechnete Turbinendrehzahl sowie die Fahrzeuglängsbeschleunigung weisen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Verläufen auf. Die Modellparameter des Signalgenerators wurden anhand von Messdaten von 210 unterschiedlich applizierten Schaltungen bestimmt.

In Abbildung 8 werden der Schaltkomfort und die Schaltspontaneität dargestellt (siehe Datenpunkte), die mithilfe von simulierten Motordrehzahl- und Fahrzeugbeschleunigungsverläufen des Antriebsstrangmodells ermittelt wurden. Die Eingangssignale des Antriebsstrangmodells wurden über den Signalgenerator in Abhängigkeit von neuen Applikationsdatensätzen bestimmt, die nicht für das Anlernen des Signalgenerators verwendet wurden. Der vertikale Abstand zwischen jedem Datenpunkt zum Referenzkennwert (graue Linie), der aus Messdaten bestimmt wurde, beschreibt die Genauigkeit des Signalgenerators. Es ist zu erkennen, dass die aus (vorhergesagten) simulierten Signalen bestimmten Kennwerte (VOR; Datenpunkt) gut mit den aus gemessenen Signalen ermittelten Referenzkennwerten (MES; Referenzkennwert) übereinstimmen. Der Ausreißer im höheren Wertebereich des Kennwerts SS_{Ueber} ist auf eine geringe Datenbasis für das Anlernen der experimentellen Modelle des Signalgenerators zurückzuführen. Die übrigen Kennwerte SS_{Ueber} weisen einen leichten Versatz gegenüber den aus Messdaten bestimmten Kennwerten auf. Eine Erhöhung der Stützstellen innerhalb des Signalgenerators kann zu einer höheren Signalgenauigkeit führen und die Vorhersagequalität der Kennwerte weiter verbessern. Da dieser Schritt mit einer höheren Rechenzeit im Konflikt steht und der Versatz den späteren Optimierungsprozess der Applika-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tionsparameter nicht wesentlich beeinflusst, werden keine weiteren Maßnahmen zur Verbesserung der Signalqualität vorgenommen.

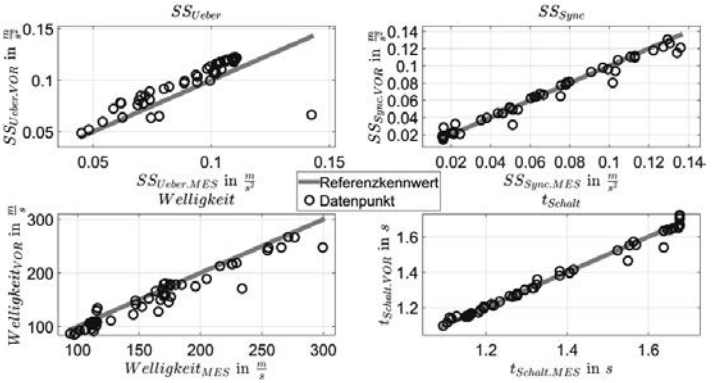


Bild 8: Genauigkeit der objektiven Bewertungskriterien ermittelt aus vorhergesagten Signalen mit unterschiedlichen Applikationsdatensätzen

4. Optimierung der Applikationsparameter

Innerhalb des Optimierungsprozesses sollen vier beispielhafte Applikationsparameter mit dem Ziel der Erreichung eines hohen Schaltkomforts kalibriert werden. Die Applikationsparameter haben eine Auswirkung auf den Druckverlauf der zu- und der abschaltenden Kupplung während der Überschneidungs- sowie der Synchronisationsphase. Die Optimierung der Applikationsparameter erfolgt nach der in Kapitel 1 bereits vorgestellten Methode. Innerhalb des Optimierungsprozesses wird ein genetischer Algorithmus zur Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme verwendet, dessen Arbeitsweise sich an die Evolutionsprozesse von natürlichen Lebewesen orientiert [14]. Im Rahmen der Optimierung wird der Zielfunktionswert (ZFW) einer Zielfunktion minimiert:

$$\min_{U}\{ZFW(U): t_{Schalt}(U) \leq 1{,}7\ s\}, mit \tag{22}$$

$$ZFW = SS_{Ueber} \cdot W_{Ueber} + SS_{Sync} \cdot W_{Sync} + Welleigkeit \cdot W_{Welligkeit}, \tag{23}$$

$$U = [SS_{Ueber}, SS_{Sync}, Welligkeit]. \tag{24}$$

Die Größen W_{Ueber}, W_{Sync} und $W_{Welligkeit}$ stellen Gewichte für das jeweilige Kriterium dar. Die Minimierung des Zielfunktionswertes erfolgt unter der Nebenbedingung, dass die maximale Schaltdauer $t_{Schalt.max} \leq 1.7\ s$ beträgt. Dadurch wird gewährleistet, dass die komfort-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

orientierte Schaltung noch eine akzeptable Schaltspontaneität bietet und gleichzeitig der resultierende Wärmeeintrag in der zuschaltenden Kupplung aufgrund von Reibung in Grenzen gehalten wird. Hinsichtlich des Schaltkomforts werden die in Kapitel 3.1 vorgestellten objektiven Bewertungskriterien berücksichtigt und innerhalb der Zielfunktion aufgrund unterschiedlicher Größenordnungen mit W gewichtet und priorisiert.

Die optimierten Applikationsparameter werden anschließend auf das virtuelle Getriebesteuergerätemodell aufgespielt und mit dem ursprünglichen Datenstand innerhalb der SiL Umgebung verglichen. In Abbildung 9 sind für die komfortoptimierten Applikationsparameter die Simulationsergebnisse aus der SiL Umgebung dargestellt. Die Amplituden im transienten Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung a_{Fzg} fallen erheblich geringer für die komfortoptimierte Schaltung aus. Wie im Netzdiagramm in Abbildung 9 weiterhin dargestellt, konnten alle drei komfortrelevanten Bewertungskriterien unter Einhaltung der Nebenbedingung gegenüber dem Ausgangszustand minimiert und somit der Schaltkomfort gesteigert werden.

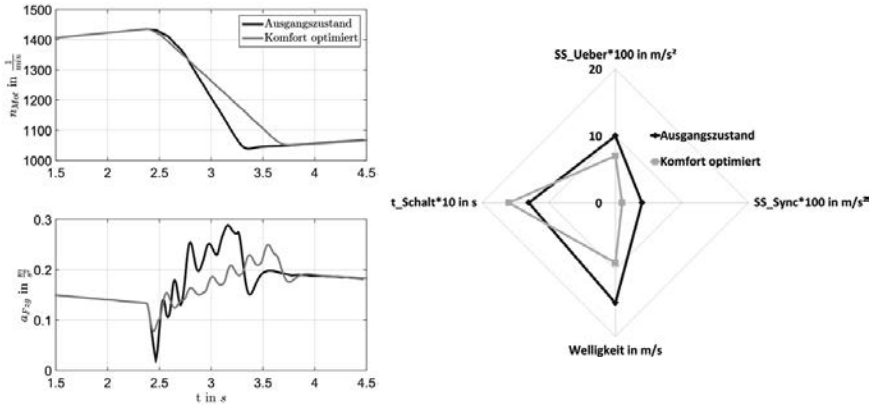


Bild 9: Signalverläufe und Bewertungskennwerte einer komfortoptimierten Schaltung

5. Zusammenfassung und Fazit

In dieser Arbeit wurde eine modellbasierte Methode zur Kalibrierung der Applikationsparameter eines Getriebesteuergeräts vorgestellt. Die Methode setzt ein Modell des Steuergeräts sowie des Antriebsstrangs voraus, die als Gesamtmodell zur Simulation unterschiedlich kalibrierter Schaltvorgänge eingesetzt werden. Das Steuergerätemodell wird anhand eines innovativen Signalgenerators abgebildet. Dieser wird mit Messdaten angelernt und kann in Abhängigkeit der Applikationsparameter transiente Ansteuerungssignale für den Motor sowie

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Kupplungen innerhalb des Automatikgetriebes generieren. Die Ansteuerungssignale stellen Eingangsgrößen für das Antriebsstrangmodell dar, welches die schaltkomfortrelevanten Größen in Abhängigkeit der Applikationsparameter simuliert. Innerhalb des Optimierungsprozesses werden die Größen objektiv bewertet und über einen Zielfunktionswert dem Optimierungsalgorithmus zugeführt. Der Optimierungsalgorithmus berechnet in Abhängigkeit des gegenwärtigen Zielfunktionswertes iterativ einen neuen Applikationsparametersatz, der erneut für die Simulation eines weiteren Schaltvorgangs verwendet wird. Der Prozess wird solange iteriert, bis ein definiertes Abbruchkriterium erreicht wird.

Die Simulationsergebnisse bestätigen, dass der vorgestellte Signalgenerator, basierend auf Gaußprozess-Modellen, eine hohe Vorhersagegenauigkeit aufweist und zur Generierung von transienten Ansteuerungssignalen in Abhängigkeit der Applikationsparameter geeignet ist.

Die vorgestellte modellbasierte Methode wurde angewendet, um eine exemplarische Optimierung von vier Applikationsparametern durchzuführen. Es konnte gezeigt werden, dass unter Einhaltung einer maximal zulässigen Schaltdauer der Schaltkomfort gegenüber der Ausgangsbedatung verbessert werden kann.

Der Signalgenerator erfordert keine Rückführung der Zustandsgrößen vom Antriebsstrangmodell, sodass ein vereinfachtes Modell implementiert werden kann. Im Vergleich zu einem komplexen Steuergerätemodell ist keine umfangreiche Restbussimulation erforderlich. Weiterhin kann die Simulation über den Signalgenerator lediglich in dem Zeitfenster erfolgen, innerhalb dem der zu optimierende Schaltvorgang stattfindet. Hierbei kann das Gesamtmodell in einem bestimmten Betriebspunkt, idealerweise unmittelbar vor Beginn eines Schaltvorgangs, initialisiert werden. Dies wirkt sich positiv auf die Recheneffizienz während des Optimierungsprozesses aus, da die Simulation aller Abläufe bis zur Erreichung des Schaltbeginns nicht erforderlich ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] ETAS, „Applikation von elektronischen Fahrzeugsystemen“, URL: http://www.etas.com/de/products/solutions_calibrating_automotive_electronics.php, Internetquelle aufgerufen am 05.09.2016.

[2] Isermann, R., „Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe“, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010.

[3] Alvermann, G., „Virtuelle Getriebeabstimmung“, Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2009.

[4] Bagot, B., Schmidt, A., Ebner, T., et al., „Modellbasierte Methodik zur automatisierten Schaltqualitätsoptimierung von Automatikgetrieben“, in ATZ 05/2008, Fachartikel, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2008.

[5] Küçükay, F., Kassel, T., Alvermann, G., et al., „Effiziente Abstimmung von automatisch schaltenden Getrieben auf dem Rollenprüfstand“, in ATZ 03/2009, Fachartikel, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2009.

[6] Böhl, J., „Effiziente Abstimmung von Automatikgetrieben“, Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2007.

[7] Rot, I., Yousif, L., Rinderknecht, S., „Methode zur isolierten und strukturierten Parameteridentifikation eines PKW-Antriebsstrangmodells mit Standardantrieb anhand gezielter Fahrmanöver“, Getriebe aktuell (9. Ausgabe), 2015.

[8] Yousif, L., Rot, I., Rinderknecht, S., „Comparison of Parameter-Identified Simulation Models with Different Detailing Level to Reproduce the Side Shaft Torque of an Automotive Powertrain with Automatic Transmission", SAE, Detroit, 2016.

[9] Rot, I., Rinderknecht, S., „Signal generator for prediction of transient control signals of an automotive transmission control unit depending on scalar calibration parameters“, SAE, Baltimore, 2016.

[10] Koch, J., „Modellbildung und Simulation eines Automatikgetriebes zur Optimierung des dynamischen Schaltablaufs”, Dissertation, Fakultät Physik der Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001.

[11] C. E. Rasmussen, C. K. I. Williams, „Gaussian Processes for Machine Learning”, the MIT Press, 2006.

[12] Bishop, C. M., „Pattern Recognition and Machine Learning”, Springer-Verlag New York, 2006.

[13] Hagerodt, A., „Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben”, Dissertation, TU Braunschweig, Braunschweig, 2003.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[14] Sivanandam S.N., Seepa, S.N., „Genetic Algorithm Implementation Using Matlab“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.

[15] C. E. Rasmussen, H. Nickisch, „Gaussian processes for machine learning (GPML) Toolbox”, Journal of Machine Learning Research (11), 2010.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Effiziente Berechnung der Kontaktspannungen in Fügestellen von dynamisch belasteten Komponenten

DI **Markus Breitfuss**, DI **Otmar Gattringer**, DI(FH) **Wolfgang Hübsch**, Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, St. Valentin, Austria

Kurzfassung

Simulation ist ein wesentlicher Bestandteil der Produktentwicklung von mechanischen und mechatronischen Komponenten. Während eine Versuchsdurchführung erst am Ende einer Entwicklungsschleife möglich ist, können numerische Simulationen bereits zu Beginn eingesetzt werden. Daher sind verlässliche Simulationsergebnisse (wie beispielsweise die Betriebsfestigkeit, das Schwingungsverhalten, das akustische Abstrahlverhalten,…) für eine rasche und effiziente Produktentwicklung unverzichtbar.

Aufgrund von nicht unbeschränkt verfügbarer Rechenkapazität werden die numerischen Modelle in Hinblick auf die physikalischen Effekte oftmals reduziert, was bei den Ergebnissen einen beträchtlichen Interpretationsspielraum nach sich ziehen kann. Die Kontaktspannungen in Fügestellen sind ein typisches Beispiel für derartige Effekte. Aufgrund der zugrundeliegenden nichtlinearen Beziehungen wird in diesem Zusammenhang meist mit einem nicht handhabbaren Zuwachs des Berechnungsaufwandes argumentiert. Als Konsequenz kommen detaillierte Fügestellenmodelle meist nicht zum Einsatz, obwohl Fügestellen sowohl lokale Lastflüsse als auch das Systemverhalten signifikant beeinflussen können.

In diesem Beitrag wird eine Methode zur Ordnungsreduktion von Modellen mit Fügestellen für die dynamische Simulation vorgestellt und auf die wesentlichen Teilschritte eingegangen. Aufgrund der Modellreduktion sind dabei im Zuge einer dynamischen Simulation auch viele Zeitinkremente mit vertretbarem Aufwand berechenbar. Dies macht die vorgestellte Methode selbst innerhalb von Optimierungsschleifen einsetzbar. Um dies zu demonstrieren, wird die Konsole der Batterie eines PKWs hinsichtlich ihrer Betriebsfestigkeit analysiert und anhand der Ergebnisse die Bedeutung der Kontaktspannungen für verlässliche Simulationsergebnisse verdeutlicht.

Abstract

Simulation has become an integral part of the product development process for mechanical and mechatronic components. While physical testing provides results at the end of a development loop, CAE based simulation can already be utilized at the very beginning. Therefore

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

reliable simulation results (e.g. fatigue assessment, structural vibration behavior, acoustics …) are crucial for a rapid and efficient product development process.
Due to limitations regarding the available computational resources the numerical models often consider a limited number of physical effects only, leading to a broad variation of result interpretation. The stresses within joint contact interfaces are a typical example for such a neglected effect as the constituting nonlinear relations are expected to increase the computational effort tremendously. As a consequence detailed joint models are rarely used even though this might significantly influence the predicted characteristics of a certain component.
Within this contribution a novel model order reduction method for the dynamic simulation of structures containing joint contact interfaces is presented. The according simulation process and the major steps involved are outlined. Due to the reduction step, dynamic simulations can be carried out with manageable computational effort, even if the excitation time interval comprises many time increments. This facilitates carrying out several dynamic simulations within an optimization loop as well. Finally the fatigue analysis results of a passenger car battery carrier demonstrate the applicability of the proposed simulation process and the necessity to consider joint contact interfaces for reliable simulation results.

1. Einführung

Die dynamische Simulation von mechanischen Systemen, beispielsweise zur Vorhersage der Lebensdauer eines Anbauteils für ein Nutzfahrzeug, wird in Hinblick auf eine möglichst geringe Datenmenge oftmals anhand von linearen und modal reduzierten Modellen durchgeführt. Der zugrundeliegende Prozess wird von vielen Softwarepaketen, entweder basierend auf der Finite Elemente Methode (FEM) oder als Kombination dieser mit der Theorie der flexiblen Mehrkörper Systeme (MKS), bereitgestellt.
Vereinfachungen und Annahmen bei der Modellbildung führen allerdings zu Unsicherheiten bei der Bewertung der Ergebnisse, was beispielsweise bei der Vorhersage der Lebensdauer unnötig große Sicherheitsreserven zur Folge haben kann. Eine oftmals getroffene Vereinfachung bei mechanischen Strukturen ist die Vernachlässigung von Kontaktspannungen in den Fügestellen, obwohl deren Relevanz für die Qualität der Ergebnisse in der Literatur gut dokumentiert ist, siehe beispielsweise [6]. Dieser Artikel soll durch die Vorstellung eines Simulationsprozesses zur effizienten Berücksichtigung eben dieser Kontaktspannungen zu einem schrittweisen Abbau der oben angesprochenen Unsicherheiten beitragen.
Dazu wird im folgenden Kapitel der für die Kontaktsimulationen eingesetzte Simulationsprozess beschrieben. Auf die zugrundeliegenden mathematischen Zusammenhänge wird dabei zugunsten eines besseren Überblicks bewusst verzichtet. Eine Darstellung der grundlegen-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

den Idee findet sich beispielsweise in [1]. Das anschließende Kapitel ist der Ermittlung der dynamischen Anregung des mechanischen Systems und der dabei zum Einsatz kommenden „Virtuellen Iteration“ gewidmet. Im letzten Kapitel wird die Anwendung der vorgestellten Methoden bei einem realen Anwendungsbeispiel, der Konsole für die Batterie eines PKWs, beschrieben. Auf die Ermittlung der Lastzeitdaten bei mechanischen Systemen mit Fügestellen wird dabei explizit eingegangen. Schlussendlich werden die erzielten Simulationsergebnisse vorgestellt und den anhand eines linearen Modells ermittelten Ergebnissen gegenübergestellt. Dabei zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Kontaktspannungen auf das Ergebnis der dynamischen Simulation.

2. Simulationsprozess für mechanische Systeme mit Fügestellen

Der in diesem Beitrag vorgestellte Prozess für die Simulation von Strukturen mit Fügestellenkontakt beruht auf modernen Ansätzen für die Ordnungsreduktion von nichtlinearen FEM Modellen. Dadurch wird, wie in Bild 1 dargestellt, die Anzahl der Freiheitsgrade und damit die Dimension der Bewegungsgleichung signifikant reduziert. Die eingesetzte Modellreduktion bildet somit die Grundlage, um eine dynamische Simulation mit Kontaktberücksichtigung und vielen Zeitinkrementen mit vertretbarem Aufwand durchführen zu können.

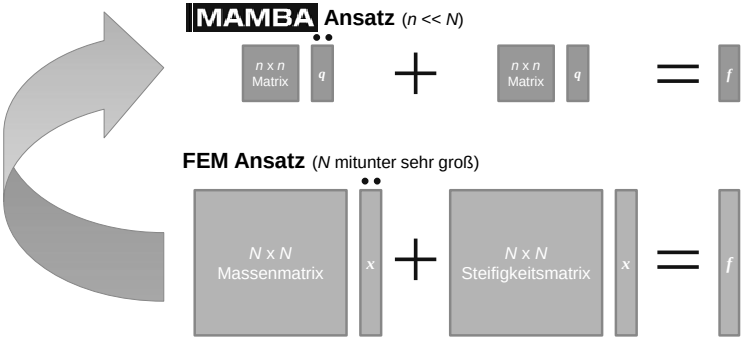


Bild 1: Der vorgestellte Prozess für Kontaktsimulationen basiert auf modernen Ansätzen für die Ordnungsreduktion von FEM Modellen

Die wesentlichen Schritte des resultierenden Simulationsprozesses sind in Bild 2 dargestellt. Ausgehend von einem FEM Modell wird in einem ersten Schritt das ordnungsreduzierte Modell, hier als flexible Struktur bezeichnet, generiert. Im zweiten Schritt wird mit dieser flexiblen Struktur als Teil eines MKS Modells die eigentliche Kontaktsimulation durchgeführt. Nach

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erfolgter Simulation kann die Auswertung der Simulationsergebnisse in gewohnter Weise erfolgen: anhand des MKS Modells (beispielsweise in Form von kinematischen Größen an ausgewählten Positionen), anhand des FEM Modells (beispielsweise in Form einer Betriebsfestigkeitsanalyse ausgehend vom Spannungszustand) oder auch als Kombination beider Ansätze.

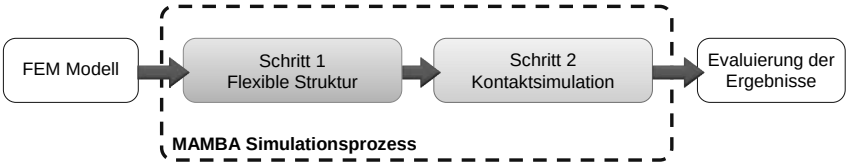


Bild 2: Ablaufdiagramm des vorgestellten Prozesses für Kontaktsimulationen

In Bild 3 findet sich eine detaillierte Darstellung von Schritt 1: die Erstellung des ordnungsreduzierten Modells. In einem ersten Teilschritt werden alle Fügestellen detektiert und die zu berücksichtigenden Schraubverbindungen definiert. Dabei kann die automatisch ablaufende Fügestellendetektion vom Benutzer mittels Parameter auf ausgewählte Bereiche des Modells beschränkt werden.

Im zweiten Teilschritt, der eigentlichen Modellreduktion, wird analog zu den klassischen Reduktionsverfahren das Verschiebungsfeld der Struktur durch eine vergleichsweise geringe Anzahl von systematisch ermittelten Verschiebungsfeldern angenähert. Diese s.g. Ansatzfunktionen bilden die Reduktionsbasis des eingesetzten Reduktionsverfahrens. Im vorliegenden Simulationsprozess wird auf eine Reduktionsbasis nach Craig und Bampton [2] zurückgegriffen und in Hinblick auf die Fügestellen geeignet erweitert. Diese Erweiterung, hier als Kontaktmoden bezeichnet, wird anhand der definierten Kontaktbereiche berechnet und ist für die gute Konvergenz des Verfahrens, auch hinsichtlich der Spannungen in den Fügestellen, verantwortlich. Eine flexible Struktur mit diesen Kontaktmoden bildet das Endergebnis der Modellreduktion und wird im letzten Teilschritt erstellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

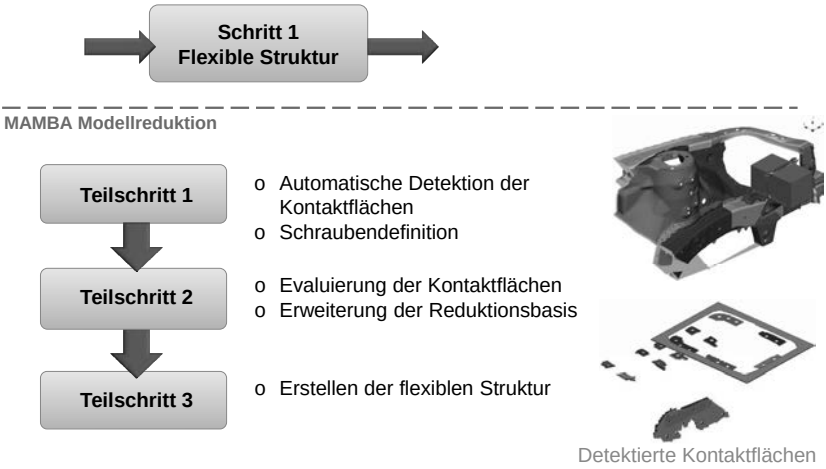


Bild 3: Erstellung des ordnungsreduzierten Modells

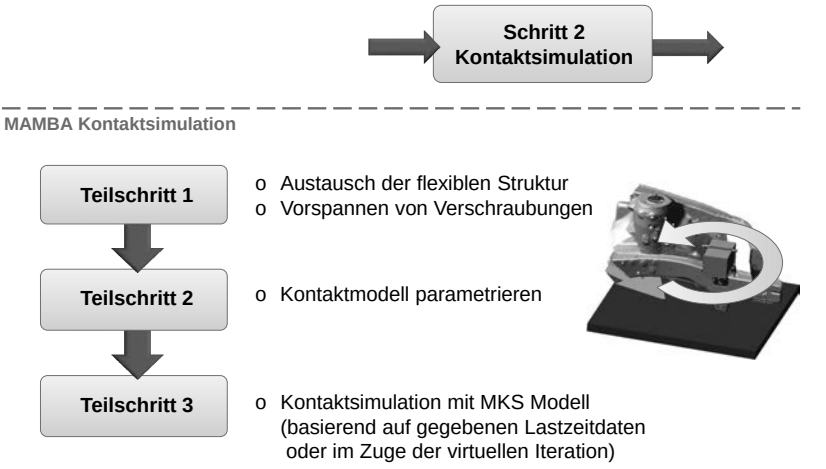


Bild 4: Ablauf der Kontaktsimulation

In Bild 4 findet sich eine detaillierte Darstellung von Schritt 2: die Kontaktsimulation. In einem ersten Teilschritt wird die erweiterte flexible Struktur in das MKS Modell eingepflegt bzw. eine bereits enthaltene flexible Struktur mit dieser ersetzt. Sollte die Struktur Schraubverbindun-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gen beinhalten, werden in diesem Schritt auch Zielwerte für die Vorspannung der einzelnen Schrauben definiert.
Im zweiten Teilschritt erfolgt die Parametrierung des Kontaktmodells für die Normalrichtung und gegebenenfalls auch für die Tangentialrichtung. Die dabei zur Anwendung kommenden Parameter haben eine physikalische Bedeutung: beispielsweise ist für die Tangentialrichtung u.a. der Gleitreibungskoeffizient bereitzustellen.
Im letzten Teilschritt wird die eigentliche Kontaktsimulation mit einem kommerziellen MKS Solver durchgeführt. Dabei wird die Bewegungsgleichung mittels einer „User written Subroutine“ in geeigneter Weise um Terme zur Berücksichtigung der Kontaktspannungen erweitert.

3. Anregungsdaten

Bei der Kontaktsimulation können bereits vorab definierte Lastzeitdaten zum Einsatz kommen oder, wie im Folgenden skizziert, die Lastzeitdaten mittels virtueller Iteration aus Messungen an einer vergleichbaren realen Struktur rekonstruiert werden, vgl. [8].
Die virtuelle Iteration beruht auf gemessenen Signalen. Die zu lösende Aufgabe ist für das numerische Modell Anregungsdaten zu generieren welche diese Messgrößen in bestmöglicher Weise wiedergeben. Dieses inverse Problem wird anhand der Übertragungsfunktionen des dynamischen Systems gelöst. Die Anregungsdaten stellen dabei die Eingangsgrößen dar und die virtuellen Messgrößen bilden die Systemantwort. Da die Übertragungsfunktionen eine Approximation des Systems darstellen, nähert man sich iterativ der Lösung des inversen Problems, vgl. Bild 5.
Zur Simulation des Modells kann die Anregung auch direkt von einem Prüfstand übernommen werden. Im Entwicklungsablauf liegen diese zum jeweiligen Zeitpunkt oftmals jedoch noch nicht vor oder sind durch Abweichungen des Simulationsmodells zum Prüfling nicht in zufriedenstellender Weise direkt übertragbar. Um dennoch die Beanspruchung der Komponente so exakt wie möglich abbilden zu können, kann man sich, analog zum realen Prozess im Prüflabor, der Methode der virtuellen Iteration bedienen.
Ein großer Vorteil der virtuellen Iteration ist die Möglichkeit der Bestimmung absoluter Wege als Anregung für ein Simulationsmodell. Absolute Wege sind messtechnisch nicht realistisch erfassbar, ermöglichen in der Simulation jedoch oftmals einen stark vereinfachten Modellaufbau. Beispiele hierfür sind:

- Vertikale Wege an den Radnaben oder Radaufstandspunkten
- Vertikale Anregung eines Bauteils, insbesondere eines Rahmens
- Anregung mittels mehraxialem Schwingtisch (MAST)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

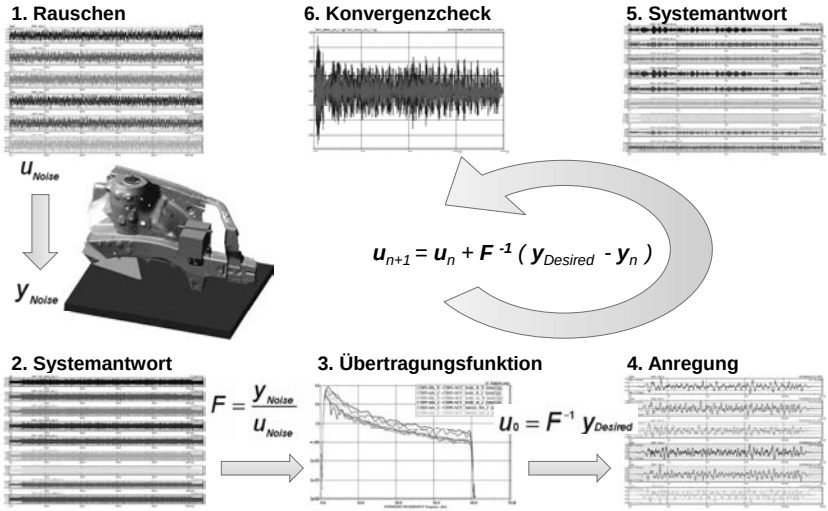


Bild 5: Schematischer Ablauf der Virtuellen Iteration zur Generierung der Lastzeitdaten

4. Anwendungsbeispiel „Konsole für Batterie eines PKWs“

Anhand einer Konsole für die Batterie eines PKWs wurde die Anwendbarkeit des oben beschriebenen Simulationsprozesses für Strukturen mit Fügestellenkontakt unter Einbeziehung der Virtuellen Iteration zur Lastdatengenerierung verifiziert. Die dynamische Anregung des entsprechenden Ausschnitts der Karosserie im Bereich des vorderen Radkastens wurde mit Hilfe eines MAST, vgl. Bild 6 links, nachgebildet. Das Bewegungsprofil ergab sich dabei durch Vorgabe von Verschiebungen an 6 unterschiedlichen Positionen. Die entsprechenden Anregungskanäle sind in der Darstellung durch Pfeile repräsentiert und wurden in der Simulation mit den von der virtuellen Iteration im Softwarepaket FEMFAT LAB (siehe [5]) generierten Zeitverläufen beaufschlagt. Für die Ermittlung dieser Anregungsdaten wurden die Systemantworten in Form von gemessenen Beschleunigungen an ausgewählten Positionen des Längsträgers sowie der Batterie, vgl. Bild 6 rechts, verwendet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

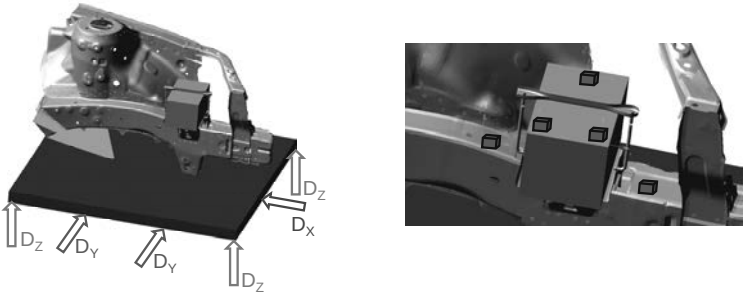
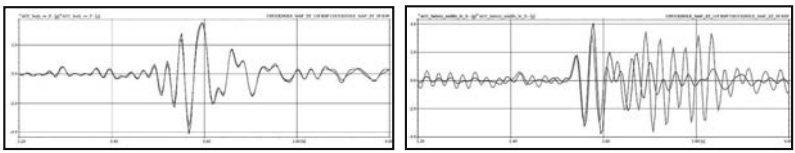


Bild 6: Der Ausschnitt der Karosserie im Bereich des vorderen Radkastens bildet die zu analysierende flexible Struktur auf dem MAST. Die Pfeile repräsentieren die einzelnen Anregungskanäle (links), die Quader kennzeichnen 3-axiale-Beschleunigungssensoren (rechts).

Um den Einfluss der Kontaktspannungen in den Fügestellen auf die Schädigung in den Punktschweißverbindungen aufzuzeigen, wurden zwei Modellvarianten erstellt und analysiert:

- **Linear**: Struktur ohne explizite Berücksichtigung der Fügestellen
- **Kontakt**: Struktur mit nichtlinearen Kontaktbedingungen in den Fügestellen durch Einsatz des Softwarepakets MAMBA (siehe [7])



Schwarz…Linear
Rot…….....Kontakt

Bild 7: Ausschnitt der Systemantworten beider Modellvarianten infolge von Lastzeitdaten welche mittels Iteration an der Modellvariante „Linear“ ermittelt wurden: nur geringer Einfluss der Kontaktspannungen auf die Beschleunigung am Längsträger (links), signifikanter Einfluss der Kontaktspannungen, insbesondere in Bezug auf die Amplitude, auf die Beschleunigung der Batterie (rechts)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abhängig von der zu untersuchenden Struktur, den Randbedingungen sowie dem Lastpfad können die anhand der Modellvariante „Linear“ ermittelten Lastzeitdaten auch an der Modellvariante „Kontakt“ die betrachteten Systemantworten mit guter Genauigkeit reproduzieren, vgl. Bild 7 links. Befinden sich im Lastpfad jedoch Fügestellen, führen die derart ermittelten Lastzeitdaten, angewandt bei der Modellvariante „Kontakt“, in etlichen Fällen nicht mehr in ausreichender Genauigkeit zu den gemessenen Systemantworten, vgl. Bild 7 rechts.
Das Simulationsergebnis bildeten die modalen Koordinaten der flexiblen Struktur des Batterieträgers für die jeweilige Modellvariante. Diese dienten bei der Rekonstruktion des Spannungszustandes in den einzelnen Zeitinkrementen als Skalierungsfaktoren für die zugeordneten modalen Spannungen. Um die Schädigung der Struktur, insbesondere an den Punktschweißverbindungen, zu ermitteln, wurde dieser Schritt im Softwarepaket FEMFAT max (siehe [4]) durchgeführt. Es sei angemerkt, dass bei der Betriebsfestigkeitsanalyse der Punktschweißverbindungen mit FEMAT spot ein spannungsbasierter Ansatz eingesetzt wurde.

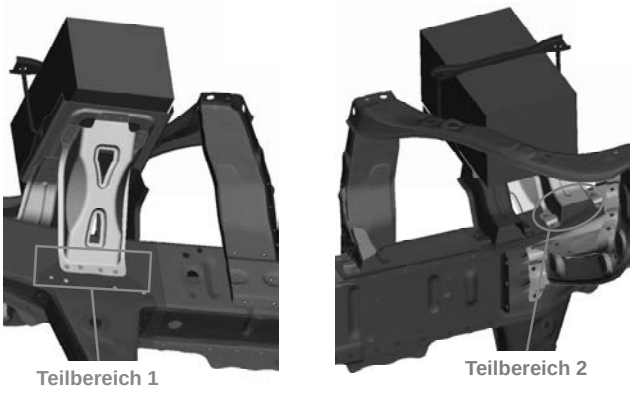


Bild 8: In den eingezeichneten Bereichen der Konsole wurde eine Detailauswertung der berechneten Schädigungen durchgeführt.

Die derart erzielten Ergebnisse werden nun für die beiden in Bild 8 markierten Teilbereiche gegenübergestellt und diskutiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

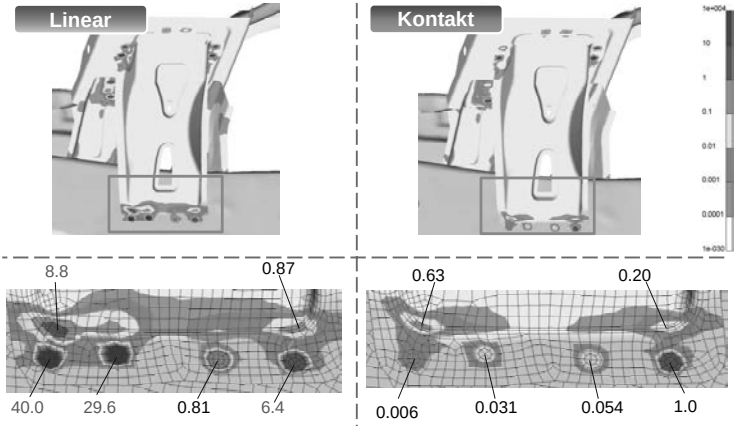


Bild 9: Darstellung der ermittelten Schädigungen für den Teilbereich 1 der Konsole: Modellvariante „Linear“ (links) und Modellvariante „Kontakt“ (rechts)

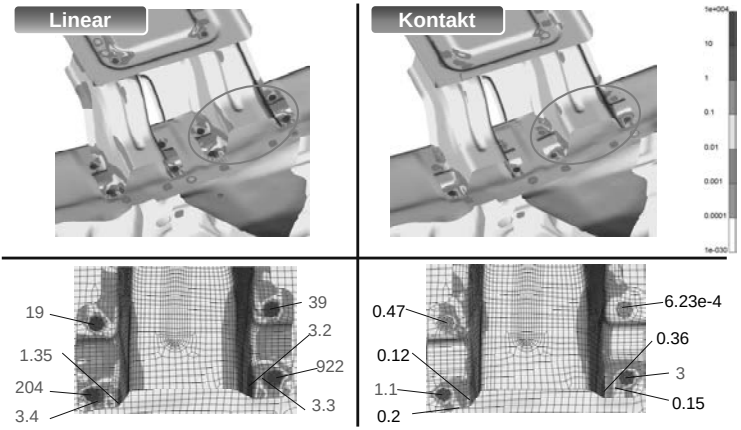


Bild 10: Darstellung der ermittelten Schädigungen für den Teilbereich 2 der Konsole: Modellvariante „Linear“ (links) und Modellvariante „Kontakt“ (rechts)

Die ermittelten Schädigungen im Teilbereich 1 wurden durch die nichtlinearen Kontaktbedingungen signifikant reduziert, vgl. Bild 9. Erwartungsgemäß wird nicht jeder Bereich in gleicher Weise von den Kontaktspannungen in der Fügestelle beeinflusst. So wechselte bei-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spielsweise der meistgeschädigte Spot im dargestellten Teilbereich von der „linken“ auf die „rechte“ Seite der Konsole, jedoch mit deutlich geringeren Schädigungswerten.
Die ermittelten Schädigungen im Teilbereich 2 wurden durch die nichtlinearen Kontaktbedingungen in den Fügestellen ebenfalls signifikant reduziert, vgl. Bild 10. Während die Berechnung ohne Kontaktspannungen bereits eine komplette Neukonstruktion auch im Bereich des Grundmaterials nahelegen würde, könnte man sich aufgrund der Ergebnisse mit Berücksichtigung des Fügestellenkontaktes bereits auf eine Modifikation der Punktschweißverbindungen fokussieren.
Wichtig bleibt anzumerken, dass in manchen Einzelfällen die Berücksichtigung von Fügestellenkontakt auch zu einem relevanten Anstieg der berechneten Schädigung an Punktschweißverbindungen führen kann [3]. Auf einem derartigen Mechanismus basierende Anrisse am physikalischen Prüfling sind mit linearen Modellen daher nicht vorhersagbar.

5. Zusammenfassung

Der in diesem Artikel vorgestellte Simulationsprozess ermöglicht die Berücksichtigung von Kontaktspannungen in den, gegebenenfalls auch vorgespannten, Fügestellen von komplexen mechanischen Systemen. Da dieser Prozess auf modernen Ansätzen für die Ordnungsreduktion von FEM Modellen basiert sind selbst dynamische Simulationen mit vielen Zeitinkrementen durchführbar.
Die bei der Simulation zum Einsatz kommenden Lastzeitdaten können mit Hilfe der virtuellen Iteration generiert werden. Diese Methode baut auf Messungen an einer realen Struktur und auf ein numerisches Modell des mechanischen Systems zur Approximation des Übertragungsverhaltens. Werden dabei die Kontaktspannungen in den Fügestellen berücksichtigt können die Lastzeitdaten realistischer reproduziert werden.
Die abschließend vorgestellte Betriebsfestigkeitsanalyse einer Konsole für die Batterie eines PKWs zeigt die Anwendung des vorgestellten Simulationsprozesses. Die diskutierten Ergebnisse belegen einen signifikanten Einfluss der Kontaktspannungen in den Fügestellen sowohl auf die ermittelten Lastzeitdaten als auch auf die berechneten Schädigungen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] Breitfuss M., Dannbauer H., Witteveen W., “Hocheffiziente Berücksichtigung des Kontaktes von FEM-Modellen in der Mehrkörpersimulation”, SIMVEC Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau 2010

[2] Craig R. R., Bampton M. C. C.: “Coupling of Substructures for Dynamic Analysis”, AIAA Journal, Vol. 6, No. 7, pp. 1313 – 1319, 1968

[3] Engelbrechtsmüller M., Breitfuss M., Fleischer H., “Efficient Consideration of Contact in Durability”, 39. Tagung DVM-AK Betriebsfestigkeit: Werkstoffe und Fügeverfahren – Neue Herausforderungen für die Betriebsfestigkeit, Paderborn, Deutschland, 2012

[4] FEMFAT Softwarepaket, http://www.femfat.com/, 21-09-2016

[5] FEMFAT LAB Softwarepaket, http:// http://www.femfat.com/FEMFAT-LAB-software, 21-09-2016

[6] Gaul L., Nitsche R.: “The role of friction in mechanical joints”, Applied Mechanics Review, Vol. 54, No. 2, pp. 93 – 105, March 2001

[7] MAMBA Softwarepaket, http://www.mamba-software.com/, 21-09-2016

[8] Numata F., Gattringer O., “Full vehicle simulation using virtual iteration to ensure an excellent correlation between measurement and simulation”, JSAE - Society of Automotive Engineers of Japan, Yokohama, Japan, 2015

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Schwingfestigkeitsanalyse von Schweißnahtdetails auf Basis einer Solid-Modellierung

Analyzing the Structural Durability of Seam Weld Details Based on Solid Models

Dr.-Ing. **Thomas Bruder**, Dr.-Ing. **Halvar Schmidt**,
BMW Group, München;
Dipl.-Ing. **Michael Tryfonidis**,
BETA CAE Systems S.A., Thessaloniki, Griechenland;
DI **Klaus Hofwimmer**,
Engineering Center Steyr GmbH & Co KG, St. Valentin

Kurzfassung

Die in der Fahrzeugindustrie übliche Schwingfestigkeitsanalyse von Schweißnahtdetails auf Basis einer Schalenmodellierung stößt bezüglich der Abbildung der lokalen Steifigkeit und der Lebensdauerbewertung an Grenzen, insbesondere bei eng zusammenliegenden Schweißnähten oder der Verbindung von Blechen mit dickwandigen bzw. massiven Bauteilen. Für solche Details wird eine Solid-Modellierung untersucht, die eine sinnvolle Beschreibung der Details in Bezug auf Kraftfluss und Steifigkeit ermöglicht und vom Modellierungs- und Berechnungsaufwand für die industrielle Praxis geeignet ist. Für den Lebensdauer-Auslegungsprozess stellt die Möglichkeit einer gröberen Vernetzung einen wesentlichen Vorteil dar, insbesondere im Vergleich zur klassischen Bewertung mit dem Kerbspannungskonzept auf Basis einer Modellierung des Schweißnahtdetails mit Referenz-Kerbradien von beispielsweise r_{ref} = 0,05 mm.

Die Netzgenerierung und das Postprocessing werden vorgestellt. Die Verbesserung in Bezug auf die Abbildung der lokalen Steifigkeit wird an typischen Schweißnahtdetails exemplarisch dargestellt. Zudem erfolgt eine Bewertung der Analysegenauigkeit auf Basis der Ergebnisse von Schwingfestigkeitsversuchen an geschweißten bauteilähnlichen Prüfkörpern.

Abstract

Typically, in the automotive industry, the numerical fatigue life analysis of seam welds is based on shell models. Determining the local stiffness and the fatigue life of weld details with those models is a challenging task; especially for closely spaced welds as well as for the connection of metal sheets to thick walled or solid components.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Modelling weld details with solid elements allows for a meaningful description with respect to the load path and the stiffness. Applying a relatively coarse mesh for seam welds leads to an advantage for the fatigue assessment process compared to the detailed modelling required for the well-known “notch stress” approach with a reference radius r_{ref} = 0,05 mm at the weld’s root and toe.
For industrial applications the approach proposed reduces modelling and computation effort.
The related mesh generation and post-processing techniques are presented. Exemplarily, improvements in the description of local stiffness are illustrated on typical weld details. In addition, the accuracy of numerical fatigue analyses is assessed based on the results of fatigue tests.

1. Einleitung

In einem Umfeld, das durch kürzere Entwicklungszyklen, einer gestiegenen Anzahl an Fahrzeugderivaten und dem Wunsch nach Ausschöpfung des Leichtbaupotentials geprägt ist, ändern sich die Anforderungen an die rechnerische Lebensdaueranalyse komplexer Strukturen im Fahrwerk und der Karosserie. Zwischen Analysegenauigkeit und benötigtem Zeit- und Kostenaufwand ist ein sinnvoller Kompromiss zu erreichen.
Bei Fügeverbindungen zwischen Blechen, Gussteilen und Strangpressprofilen, welche insbesondere bei Einsatz des Leichtmetalls Aluminium benötigt werden, treten häufig geometrisch komplexe Schutzgas-Schweißverbindungen auf. Bei derartigen Konstellationen stößt die klassische Schalenmodellierung an ihre Grenzen – zum einen hinsichtlich der Abbildung der (lokalen) Steifigkeit, zum anderen bezüglich der Aussagefähigkeit und -güte der rechnerischen Lebensdaueranalyse.
Dieser Herausforderung soll mit der „Solid Weld“ genannten Vorgehensweise begegnet werden, die in Kombination des FE-Präprozessors ANSA und des Postprozessors für rechnerische Lebensdaueranalysen FEMFAT eine Erstellung und Bewertung von volumenmodellierten Schweißnähten ermöglicht.

2. Schweißnahtmodellierung

Zunächst ist die effiziente Erstellung von FE-Modellen komplexer Strukturen mit volumenmodellierten Schweißnähten zu ermöglichen. Eine realitätsnahe Abbildung der Steifigkeiten und eine geeignete Ermittlung der lokalen Beanspruchungen (u.a. abhängig von der Netzqualität) sind Voraussetzung für die Aussagefähigkeit und Zuverlässigkeit der hierauf basierenden Lebensdaueranalyse.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 Anforderungen

Für die Vernetzung von Schweißverbindungen mit Volumen-Elementen werden folgende Anforderungen an den FE-Präprozessor ANSA gestellt:

a) Eingabe der geometrischen Dimensionen der Schweißnaht für die verwendeten Nahtarten.
b) Erzeugen von Volumen-Elementen entlang des Nahtverlaufs.
c) Verschmelzen der Nahtelemente mit denen der verschweißten Bauteile in einem kontinuierlichen, einheitlichen und qualitativ hochwertigen Netz.
d) Erzeugen von Knoten-Sets gemäß FEMFAT-Definition, um diejenigen Knoten zu markieren, welche die Schnittstelle zwischen Fügematerial und Bauteil repräsentieren.
e) Hoher Automatisierungsgrad, um manuelle Vor- oder Nacharbeiten zu reduzieren.

Zudem wird eine benutzerfreundliche Oberfläche benötigt, so dass der Anwender im sogenannten „Wizard"-Modus mit geringem Aufwand Bauteile mit Schweißnähten auf FE-Ebene verbinden kann.

2.2 Funktionalität

Das zentrale Tool für die Erstellung von Volumen-Schweißnähten ist der „Connection Manager", in welchem alle in ANSA verfügbaren Fügetechniken verwaltet werden. Als Quellinformation für die Realisierung dienen sogenannte „Seam Lines" (siehe Bild 1 links).

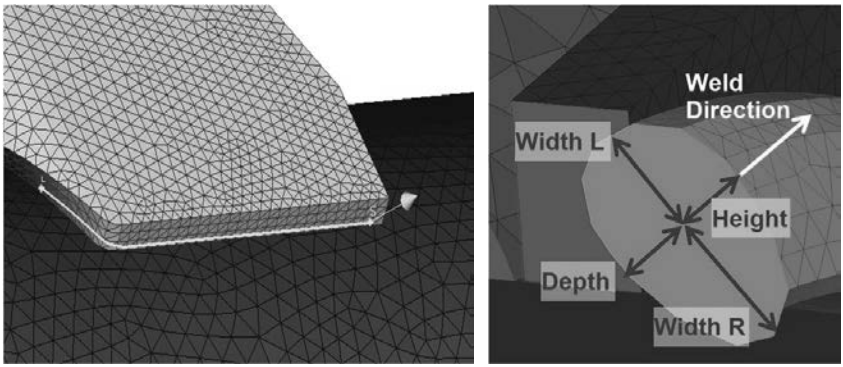


Bild 1: Definition des Schweißnahtverlaufs (links) und der lokalen Geometrie (rechts)

Diese „Seam Lines" repräsentieren den Verlauf der Schweißnaht und sind in der Lage, weitere Informationen zur Fügeverbindung zu verwalten. Dazu gehören die jeweils durch die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Naht verbundenen Bauteile und die Orientierung der Naht, d.h. die Richtung, aus welcher die Schweißung erfolgt. Solche „Seam Lines“ können sowohl in ANSA erzeugt werden als auch über Schnittstellen zu anderen CAD-Anwendungen in verschiedenen Formaten eingelesen werden.

Die Dimensionen der Naht werden der „Seam Line“ mit dem „Connection Manager“ über die Parameter „Height“, „Depth“, „Width Right“ und „Width Left“ zugewiesen. Bild 1 rechts veranschaulicht dies. Hieraus ergibt sich ein Nahtquerschnitt, welcher entlang einer „Seam Line“ gültig ist. Die Orientierung des Nahtquerschnitts erfolgt entsprechend der definierten „Weld Direction“.

Als Unterstützung für den Anwender, bietet der „Connection Manager“ die Möglichkeit, in einer Vorschau (Preview) die Geometrie der Naht interaktiv zu verändern. Bild 2 zeigt ein Beispiel einer solchen Modifikation.

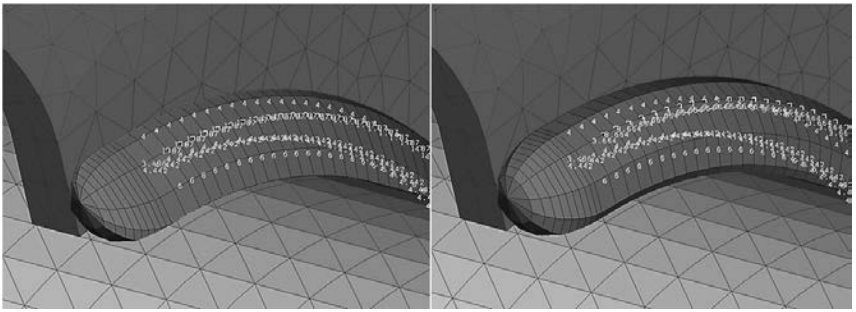


Bild 2: Modifizieren der Schweißnaht. Ändern der Schweißnahthöhe

Darüber hinaus sind die Form des Nahtverlaufs im Ein- und Auslauf anpassbar. Optional kann ein gekrümmter oder ein abknickender Verlauf erzeugt werden. Die Vernetzung bzw. das Anpassen der verschweißten Bauteile erfolgt hierbei automatisch, Bild 3.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

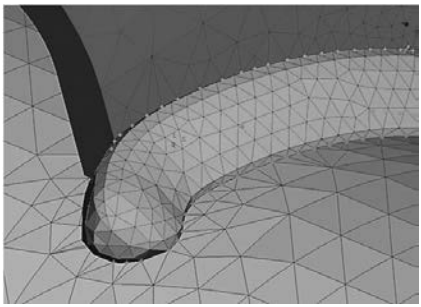


Bild 3: Ein- bzw. Auslauf der Naht

3. Steifigkeits- und Beanspruchungsanalyse

Auf wie zuvor beschrieben erstellten Modellen basiert die Berechnung der lokalen Beanspruchungen. Hierbei hängt die Ergebnisgüte sowohl von der Übereinstimmung der modellierten mit der realen Nahtgeometrie als auch von der Beanspruchungsart und der Netzqualität ab. Beispielhaft wurden lokal Dehnungen mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) an verschiedenen, unterschiedlich belasteten Schweißstoßarten gemessen. Diese Dehnungen wurden mit solchen aus FE-Modellen, welche mit Schalen- bzw. Volumen-Elementen aufgebaut waren, verglichen. Ein Detail einer untersuchten Struktur zeigt Bild 4. Im Ergebnis zeigen Modelle mit volumenmodellierten Schweißnähten zumeist deutlich bessere Übereinstimmungen, vgl. Tabelle 1.

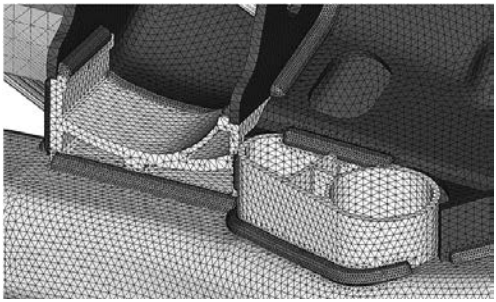


Bild 4: Detail einer geschweißten Struktur aus Blechen, Strangpress- und Blechprofilen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Dehnungsabgleich Simulation / Versuch

	Variante 1 (Schalen mit RBE3 Anbindung)	Variante 2 (Schalen mit RSSCON Anbindung)	Variante 3 (Volumenmodell)
1.1 Überlappstoß Axiallast			
1.2 Überlappstoß Längsbiegung			
1.3 Überlappstoß Querbiegung			
1.4 T-Stoß Axiallast			
1.5 T-Stoß Längsbiegung			
1.6 T-Stoß Querbiegung			
2.1 Rohr / Profil Axiallast			
2.2 Rohr / Profil Längsbiegung			
2.3 Rohr / Profil Querbiegung			
3.1 Profil / Buchse Axiallast			
3.2 Profil / Buchse Längsbiegung			
3.3 Profil / Buchse Querbiegung			
3.4 Profil / Buchse Axiallast			
3.5 Profil / Buchse Längsbiegung			
3.6 Profil / Buchse Querbiegung			
Mittelwert			

Abweichung von gemessener Dehnung:
innerhalb +/- 20 % innerhalb +/- 40 % größer als +/- 40 %

4. Lebensdaueranalyse auf Basis grober Volumenmodelle

Für die Lebensdauerbewertung von Schweißverbindungen auf Basis von Volumenmodellen wurde bisher häufig mit Konzepten gearbeitet, die Referenzradien (z.B. r_{ref} = 1,0 mm oder r_{ref} = 0,05 mm) an Schweißnahtwurzel und -übergang verwenden [1]. Zur Ermittlung der Kerbspannungen sind in den genannten Radien fein vernetzte FE-Modelle erforderlich. Dies ist bei Bauteilen wie einer Karosserie oder einem Achsträger lediglich in begrenzten Bereichen anwendbar bzw. erfordert die Erstellung von Submodellen.

Ein jüngeres Verfahren ist die sogenannte „Critical Distance"-Methode [2], [3]. Hierbei wird der Kerbradius ausmodelliert und die der Auswertung zugrunde liegende Spannung in einem definierten Abstand zur Oberfläche ermittelt. Vorteilhaft ist, dass bei geeigneter Wahl von „Critical Distance" und Vergleichsspannung die Spannungs-Wöhlerlinien für Nahtwurzel und -übergang in ein gemeinsames Streuband fallen, Bild 5.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

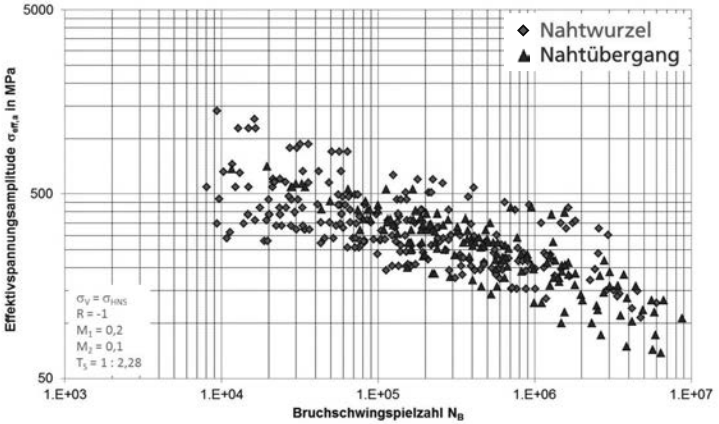


Bild 5: Referenz-Wöhlerlinie der „Critical Distance“-Methode (Stahl) nach [4]

Dabei wurde für eine gemeinsame Auswertung der Testergebnisse eine Mittelspannungstransformation auf Werte bei einem Lastverhältnis R = -1 durchgeführt. Hierbei wurden die im Diagramm angegebenen Mittelspannungsempfindlichkeiten M_1 und M_2 verwendet. Zur Ermittlung einer entsprechenden Referenz-Wöhlerlinie wurde die Bewertungstiefe abhängig von der jeweils verwendeten Vergleichsspannung so optimiert, dass die Streuspanne in Spannungsrichtung T_σ der aus den einzelnen experimentellen Ergebnissen ermittelten Wöhlerlinie ein Minimum erreicht.

Dieser Ansatz wird im Folgenden auf vergleichsweise grobe FE-Modelle ohne Rundungsradien übertragen und für die Anwendung mit FEMFAT adaptiert [5]. Auf Basis eines relativ groben Volumen-Netzes ohne Rundungsradien werden die Knoten an Schweißnahtwurzel und -übergang, welche in geeignet benannten Knotengruppen vorliegen müssen, zur Bewertung herangezogen. Hierbei werden in einer bestimmten, durch den Anwender vorgebbaren Tiefe a_0 die Spannungen durch Inter- bzw. Extrapolation ermittelt (vgl. Bild 6) und einer auf experimentellen Ergebnissen basierenden Referenz-Wöhlerlinie gegenüber gestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

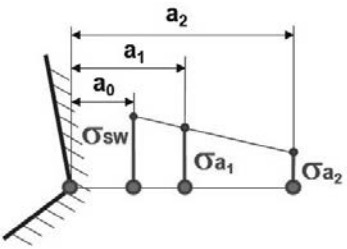


Bild 6: Interpolation der Spannungen an den Wurzel- und Übergangskerben [5]

Die erforderliche Netzfeinheit (die Elementkantenlänge beträgt etwa ein Drittel der Blechdicke, vgl. Bild 7) muss nur lokal erfüllt werden und erlaubt somit die Analyse von größeren FE-Strukturen.

Bild 7: Lokale Netzverfeinerung im Bereich der Schweißnähte (Beispiel)

5. Anwendungsbeispiele

Zur Überprüfung der neu implementierten Methode wurden verschiedene Detailproben und Bauteile untersucht. Die Resultate werden den Versuchsergebnissen bzw. dem Ergebnis einer Schwingfestigkeitsanalyse, die auf einem Modell mit Referenzradius (feine Vernetzung des Schweißnahtbereichs mit Abbildung der Kerbradien mit Radius r_{ref}) basiert, gegenüber gestellt.

5.1 Detailproben mit Versagen in Nahtmitte

Es wurden verschiedene Detailproben betrachtet. Beispielhaft werden im Folgenden Ergebnisse an in axialer Richtung belasteten Proben mit Überlappstoß und T-Stoß-Verbindungen unter Querzugbelastung dargestellt, Bild 8. Diese wurden bei den Lastverhältnissen R = -1, R = 0,1 und R = 0,5 geprüft, siehe [4].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

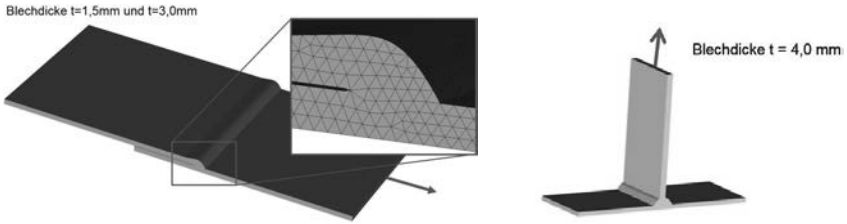


Bild 8: Ein- und beidseitig geschweißte Überlapp- und T-Stöße

Die FE-Modellierung erfolgte ohne Ausmodellierung der Kerbradien mit ca. drei Elementen über der Blechdicke. Die Wöhlerlinien der Probenversuche wurden mit Mittelspannungsempfindlichkeiten $M_1 = 0,2$ und $M_2 = 0,1$ auf ein einheitliches Lastverhältnis von R = -1 umgerechnet und mit den Simulationsergebnissen von Solid Weld (mit im Bauteilinneren durch Extrapolation erhaltenen Spannungen als Bewertungsgrundlage) auf Basis der beschriebenen Modelle verglichen. Das Versagen trat an den einseitig geschweißten Proben fast ausschließlich in der Nahtwurzel auf, während bei den doppelseitig geschweißten Proben stets der Nahtübergang schwingfestigkeitsrelevant war.

In Bild 9 sind Ergebnisse von Prüfung und numerischer Analyse mit Solid Weld dargestellt. Die Streuung der Lebensdauern der Schwingprüfungen war bei den untersuchten Überlappstößen gegenüber der Streuung bei den T-Stößen größer. Für die einseitig geschweißten Überlappstöße (Versagen überwiegend ausgehend von der Nahtwurzel) liefern die virtuellen Lebensdaueranalysen leicht nicht-konservative Ergebnisse. Für die beidseitig geschweißten Überlapp- und T-Stöße (Versagen ausgehend vom Nahtübergang) sowie den einseitig geschweißten T-Stoß (Versagen ausgehend von der Nahtwurzel) wird eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse von Schwingfestigkeitsprüfung und numerischer Analysen mit Solid Weld erzielt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

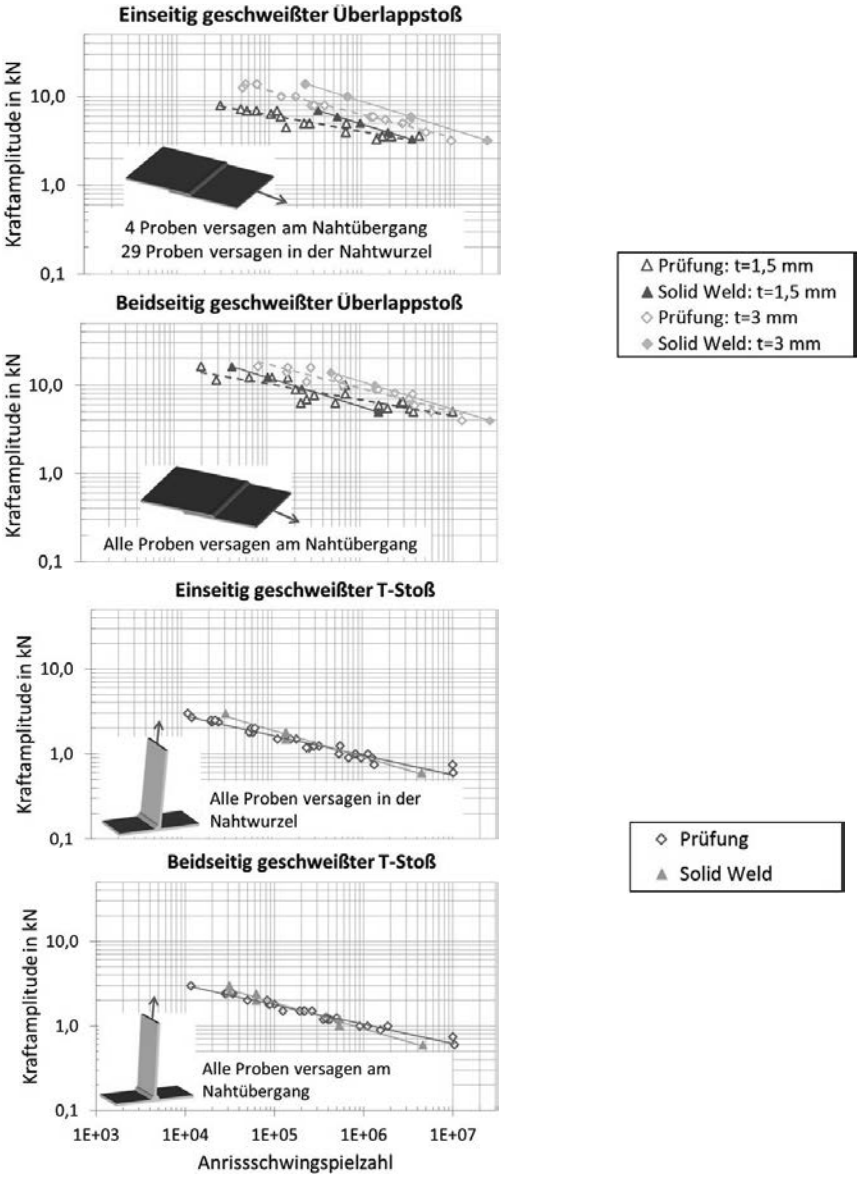


Bild 9: Ergebnisse von Schwingfestigkeitsprüfung und virtueller Analyse für Versagen im Mittenbereich der Schweißnaht

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.2 Detailproben mit Versagen am Nahtende

In einem von der Stiftung Stahlanwendungsforschung geförderten Forschungsvorhaben [6] wurden verschiedene Detailproben mit Schweißnahtenden (Start- und Stopp-Positionen) untersucht. Bei den beidseitig geschweißten Überlappstößen (Probenform A1, A2 und B, Belastung in axialer Richtung) sowie dem einseitig geschweißten T-Stoß unter Querzugbelastung trat das Versagen vorwiegend an Nahtenden auf. Es wurden Wöhlerversuche unter schwellender Belastung (R > 0) durchgeführt. Die Nahtgeometrie wurde mit Hilfe von Laser-Scans erfasst. Auf Basis dieser Geometrie-Informationen wurden einfache Volumenmodelle erstellt, bei welchen die Kerbradien an Nahtwurzel und -übergang nicht abgebildet wurden. Die Auswertung erfolgte jeweils an drei Punkten (Wurzel, Übergang und Verschneidung) der Schweißnahtenden (Bild 10). Hierbei kam für diese Punkte dieselbe Referenz-Wöhlerlinie zur Anwendung.

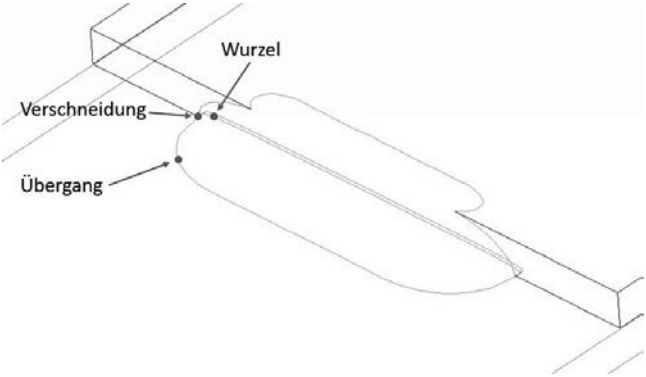


Bild 10: Auswertepunkte an den Nahtenden

Das Versagenskriterium bei den experimentellen Untersuchungen an den Überlappstößen war Anriss. Hingegen wurde für die Prüfungen am T-Stoß, bei welchen der Riss von der Wurzelkerbe in das Blech eines C-Profils wächst, der Durchtritt des Schwingungsrisses durch das Blech als Versagen definiert. Dieser Rissdurchtritt erfolgt nahezu zeitgleich über der gesamten Nahtlänge. Das Versagenskriterium in den numerischen Analysen ist das Auftreten eines Anrisses (mit einer Risslänge an der Oberfläche von etwa 0,5 mm ≤ 2c ≤ 1,0 mm). Die Versagensschwingspielzahlen für das Kriterium „Anriss“ sind somit geringer als für das Kriterium „Rissdurchtritt“.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

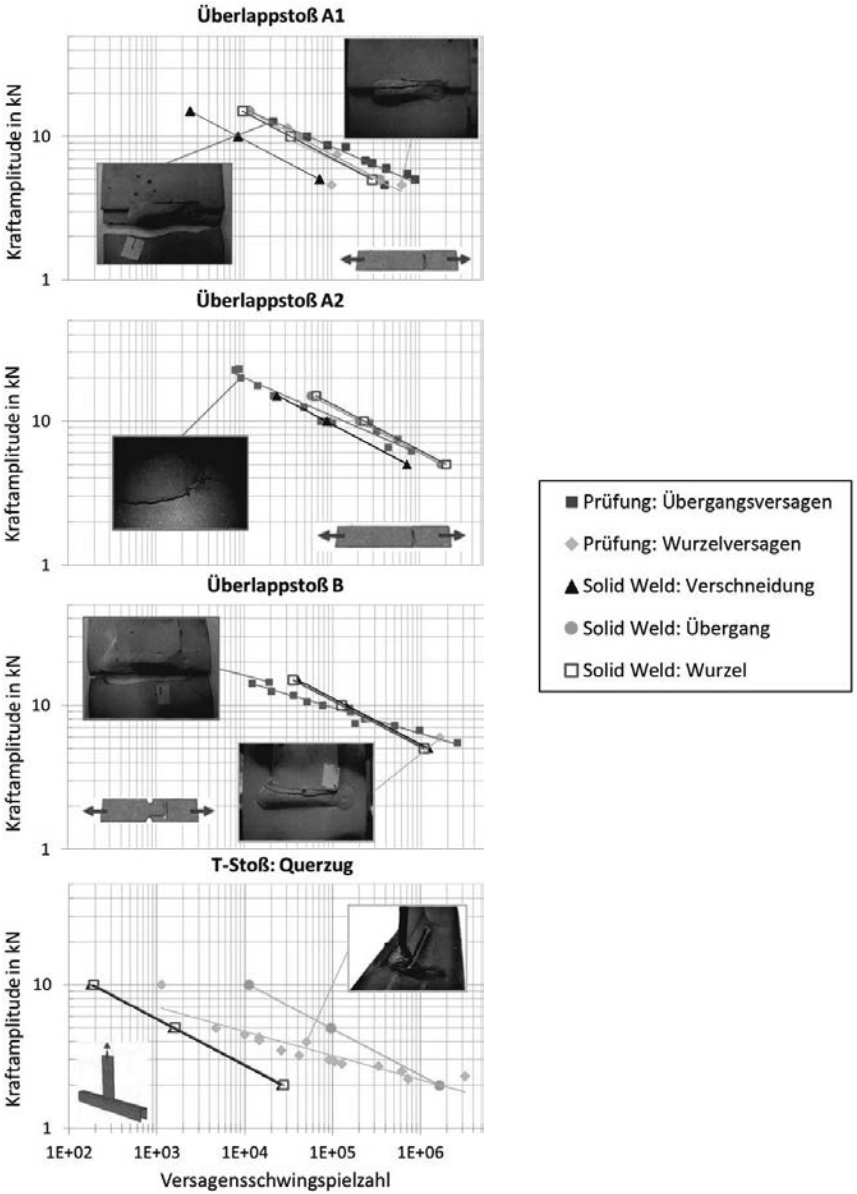


Bild 11: Ergebnisse von Prüfung und virtueller Analyse für Versagen am Nahtende

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die numerischen Schwingfestigkeitsanalysen für die Nahtenden sind in der Lage, das an den Detailproben ermittelte Verhalten im Bereich der Nahtwurzel und des Nahtübergangs generell gut zu reproduzieren, liefern jedoch für den Verschneidungsbereich tendenziell zu konservative Ergebnisse (Bild 11). Hier werden im Modell in einem eng begrenzten Bereich sehr hohe Spannungen erhalten. Statistische Größeneinflüsse mögen daher eine Rolle spielen. Eine Anpassung der Methode ist für diesen Versagensort erforderlich.

5.3 Achskonsole

Neben den Detailproben wurden verschiedene Bauteile bzw. bauteilähnliche Proben betrachtet. Vom Engineering Center Steyr wurde eine an eine LKW-Starrachse aufgeschweißte Konsole unter schwellender Biegebelastung geprüft. Das Versagen durch Anriss am Schweißnahtübergang trat nach N ≈ 112.000 Schwingspielen auf, Bild 12.

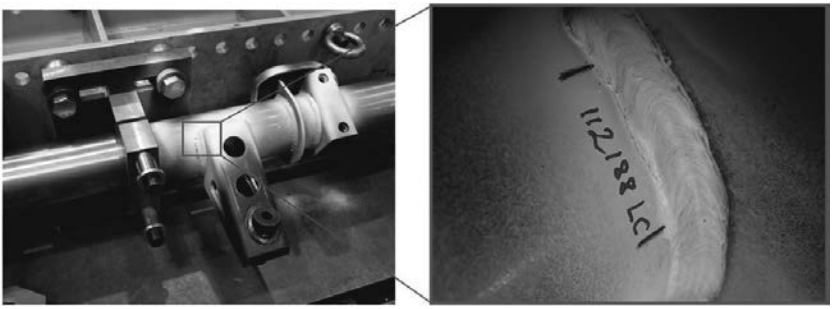


Bild 12: Lebensdauerprüfung an einer Achskonsole

Diese Schwingfestigkeitsprüfung wurde einerseits mit einem Kerbspannungsansatz mit Referenzradius r_{ref} = 1,0 mm und der Wöhlerlinie für diesen Radius beurteilt. Der Radius war im FE-Modell fein aufgelöst, das Modell enthielt etwa 1.000.000 Knoten. Andererseits wurde der Ansatz mit grobem FE-Modell ohne Rundungsradien mit Spannungsinterpolation innerhalb des Volumens angewendet. Dieses Modell hatte lediglich ca. 100.000 Knoten.

Die Simulationsergebnisse für beide Modellierungen sind in Bild 13 dargestellt. Die Lebensdauerergebnisse für den Nahtübergang (Toe) sind nahezu identisch und liegen im Vergleich zur Prüfung (N ≈ 112.000 Schwingspiele) auf der konservativen Seite. In der Wurzel (Root) war der kerbspannungsbasierte Ansatz (links) deutlich zu konservativ. Mit der Grobmodellierung werden in diesem Fall bessere Ergebnisse erzielt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

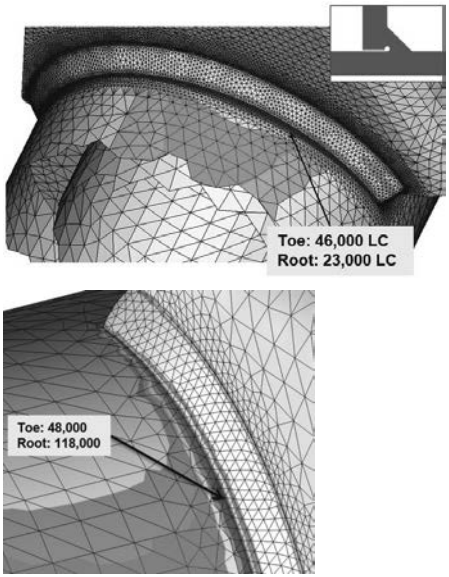


Bild 13: Simulationsergebnisse (Versagensschwingspielzahlen) für Achskonsole: mit Abbildung der Kerbradien im fein vernetzten FE-Modell (links), ohne diese im grob vernetzten FE-Modell (rechts)

6. Zusammenfassung

Aus Anwendersicht stellt es einen deutlichen Fortschritt dar, dass eine erste Implementation in allgemein verfügbaren Software-Werkzeugen vorliegt, welche es erlaubt, vergleichsweise grob mit Volumenelementen modellierte Schweißnähte zu erstellen und zu bewerten.

Lokale Steifigkeiten können mit der vorgeschlagenen Vorgehensweise besser als mit den bisher üblichen abgebildet werden. Durch die erweiterten Möglichkeiten im Pre-Processing wird der Modellierungsaufwand so reduziert, dass eine Anwendung für relevante Schweißnahtdetails im Hinblick auf den Aussagegewinn gerechtfertigt ist.

Für eine breitere Anwendung sind Erweiterungen bei der Modellierung, z.B. für eng beieinander liegende oder sich überschneidende Nähte nötig. Die Ergebnisgüte der virtuellen Lebensdaueranalysen ist auf Basis weiterer Erfahrungen aus der Anwendungspraxis weiter zu überprüfen und insbesondere im Verschneidungsbereich der Schweißnahtenden zu verbessern.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Zukunft bietet es sich an, das xMCF-Format [7] als Träger der Information zu den Fügeverbindungen zu nutzen und somit den Modellierungs- und Auswerteprozess zu automatisieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] Sonsino, C.M.: Schwingfeste Bemessung von Schweißverbindungen nach dem Kerbspannungskonzept mit den Referenzradien r_{ref} = 1 mm und 0,05 mm. MP Materials Testing, 2008, 7-8

[2] IIW doc. No. XIII-2504-13: Fatigue assessment of welded joints using a stress averaging and critical distance approach.

[3] Zhang, G.: Method of effective stress for fatigue: Part I – A general theory. In: Int. J. Fatigue 37.0, 2012, 17-23

[4] Baumgartner, J.; Ince, E.; Schmidt, H.: Erweiterung des Kerbspannungskonzepts auf Nahtübergänge von Linienschweißnähten an dünnen Blechen. FAT-Schriftenreihe 259, VDA, Berlin, 2013

[5] FEMFAT 5.2 WELD Benutzerhandbuch. Engineering Center Steyr, St. Valentin, 2016

[6] Kaffenberger, M.: Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Dünnbleche aus Stahl. FAT-Schriftenreihe 227, VDA, Berlin, 2011

[7] VDA-FAT: xMCF – A Standard for Describing Connections and Joints in the Automotive Industry. FAT-Schriftenreihe 286, VDA, Berlin, 2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Virtuelle Freigaben von MAN Bussen: Betriebsfestigkeit und zertifizierter Crash

Dr.-Ing. **Roland Krivachy**, **Petar Baruncic**, **Benjamin Hertrampf**,
MAN Truck & Bus AG, München

Kurzfassung

Bei der Entwicklung von Bussen steht die Sicherheit der Passagiere an erster Stelle. Aufgrund des steigenden Kosten- und Zeitdrucks sind virtuelle Freigaben sowohl in der Betriebsfestigkeit als auch im Crash wünschenswert. Dafür ist eine optimale Kooperation der verschiedenen Disziplinen notwendig. Für die Betriebsfestigkeit von Komponenten und Gesamtfahrzeug wird ein Festigkeits-Prüfprogramm mit unterschiedlichen Straßenabschnitten simulativ durchgeführt. Dabei zeigt die virtuelle Freigabe großes Einsparpotential, da jeder Abschnitt nur einmal simuliert werden muss und die wirkenden Lastwechsel anschließend extrapoliert werden. Die Zustimmung der Zertifizierungsbehörde vorausgesetzt, kann im Crash auf ein Validierungsverfahren zurückgegriffen werden, das es ermöglicht, einen einmaligen realen Aufwand (Rechnungs-Messungsvergleich) mehrfach für virtuelle Genehmigungsverfahren einzusetzen. Besteht eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, können durch die virtuellen Freigaben in beiden Disziplinen reale Prototypen eingespart und somit Kosten und Zeit reduziert werden.

Abstract

In the development of coaches the passengers' safety ranks first. Due to the ever rising cost and time pressure, virtual releases in both structural durability and crash are desirable. This requires an optimal cooperation between various disciplines. For the structural durability of components and full vehicles a durability test program on various rough road sections is performed by means of simulation. The virtual release hereby shows great savings potential since every section needs to be simulated only once and the acting load cycles are extrapolated. Subject to the consent of the approving authority, a validation procedure for crash can be adopted that permits the multiple application of a single effort (simulation measurement comparison) for virtual approval procedures. Provided a good correlation of measurement and simulation, the virtual release in both disciplines can reduce the number of real prototypes and thereby save costs and time.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1 Motivation

Bei Transportlösungen – insbesondere von Passagieren in Bussen – steht allgemein die Sicherheit an erster Stelle. Allgemein wird versucht, die Sicherheit vor allem mit aktiven Systemen zu erreichen. Sollte es dennoch zu einem Unfall kommen (z.B. Umsturz), sind gesetzliche Vorgaben bzgl. des Überlebensraums einzuhalten. Zusätzlich müssen diese Fahrzeuge in der Betriebsfestigkeit eine Laufleistung von über 1 Million Kilometer erreichen können. Auf Basis des großen Produktportfolios mit unterschiedlichen Ausstattungen gibt es für den jeweiligen Einsatz fast immer ein passendes Fahrzeug:

- Einsatzgebiet: Stadt, Überland, Reise
- Ausstattung: Mit / ohne Lift
- Links- / Rechtslenker

Aufgrund der Stückzahlen werden Fahrzeuge nicht in Großserie gefertigt. Wegen des steigenden Kostendrucks sowohl in der Entwicklung als auch der Herstellung und der knappen Zeiträume sind virtuelle Freigaben einerseits in der Betriebsfestigkeit und andererseits im Crash erstrebenswert.

2 Voraussetzungen

Als Voraussetzung für die im Zentrum stehende virtuelle Freigabe ist ein reibungsfreies Zusammenspiel zwischen folgenden Disziplinen notwendig:

- Festigkeitssimulation / Schädigungssimulation
- Crashsimulation

Auf Basis des Festigkeitssimulationsmodells wird das Crashmodell automatisiert über Skripte abgeleitet. Für die Schädigungssimulation wird ebenfalls das Festigkeitsmodell eingesetzt. Nichtsdestotrotz müssen Optimierungsmaßnahmen der einen Disziplin jeweils in den beiden anderen berücksichtigt werden. Für den zielführenden Einsatz automatisierter Tools sind Richtlinien notwendig, wie z.B. einheitliche Nomenklatur.

3 Virtuelle Freigabe: Vorgehen und Modellvalidierung

3.1 Betriebsfestigkeit

In der Betriebsfestigkeit wird sichergestellt, dass die im Fahrzeug verbauten Komponenten die auftretenden Belastungen über die geforderte Einsatzdauer ertragen können. Bei MAN Truck & Bus AG wird ein definiertes Festigkeits-Prüfprogramm für die Komponenten- und Gesamtfahrzeug-Freigabe herangezogen, welches bei der virtuellen Freigabe simulativ durchgeführt wird. In der Mehrkörpersimulation (MKS) wird dafür ein Gesamtfahrzeugmodell aufgebaut, das auch das elastische Verhalten von Bauteilen berücksichtigt, für die dies er-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

forderlich ist (siehe Abbildung 1). Das simulative Prüfprogramm bildet, wie das reale auch, die gesamte Wirkkette von der Fahrbahn über den Reifen bis ins Fahrzeug ab.

Bild 1: Reales Fahrzeug (links), MKS-Modell des Gesamtfahrzeugs (rechts)

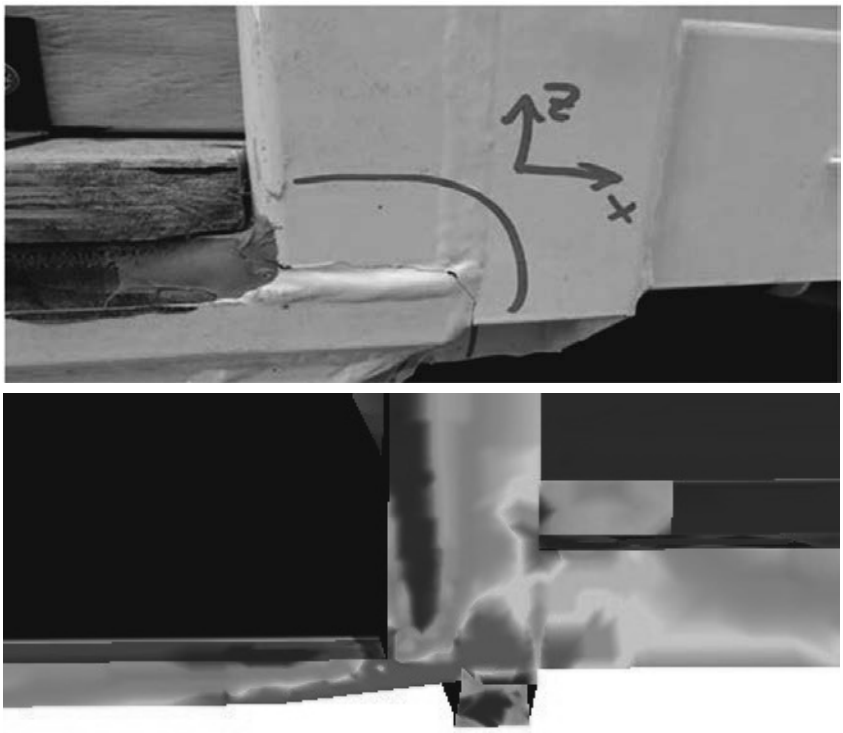


Bild 2: Schaden am realen Bauteil – Stelle A:
Riss (oben) und Spannungsdarstellung in der Simulation (unten)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn spielt eine wichtige Rolle für die Einleitung von Lasten ins Fahrwerk. Hierbei interagiert ein physikalisches Reifenmodell, dessen Parameter aus Messungen abgeleitet sind, mit einem Fahrbahnmodell, das auf gemessenen Oberflächendaten der MAN-Teststrecke beruht.

Das Festigkeits-Prüfprogramm definiert die Abfolge, mit der die einzelnen Schlechtweg-Abschnitte der Teststrecke befahren werden, und damit auch die Häufigkeit, mit der jeder Abschnitt geprüft wird, bis die geforderte Laufleistung erreicht ist. Hier bietet die virtuelle Freigabe großes zeitliches Einsparpotential, da das Überfahren jedes Abschnittes nur einmal simuliert werden muss und die Anzahl der auf die Bauteile wirkenden Lastwechsel auf die geforderte Laufleistung extrapoliert wird.

Für die Darstellung der materialschädigenden Wirkung wird auf Basis der auftretenden Spannungen eine Schädigungsrechnung durchgeführt (siehe Abbildung 2). Dabei werden Amplitude und Häufigkeit aller Lastwechsel für jeden Knoten des Finiten-Elementen-Netzes (FE-Netzes) aufsummiert und unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften eine Schädigung errechnet. Auf diese Weise lassen sich kritische Stellen in der Bauteilstruktur identifizieren, an denen mit einem frühzeitigen Materialversagen zu rechnen ist. Dies stellt das virtuelle Pendant zu den Materialschäden im realen Versuchsfahrzeug dar. Die ermittelten kritischen Stellen können in Optimierungsschleifen berücksichtigt werden, um einen möglichst weit entwickelten Konstruktionsstand in den Prototypenbau einfließen zu lassen und dadurch die Anzahl an Prototypen zu minimieren.

Um die Verlässlichkeit der Ergebnisse sicherzustellen, werden die errechneten Bauteilspannungen mit gemessenen Werten abgeglichen. Die Messdaten werden mittels Dehnmessstreifen ermittelt, die an Stellen angebracht sind, an denen hohe Spannungen erwartet werden. An diesen Stellen werden auch die Spannungen im Simulationsmodell ausgewertet und eine gute bis sehr gute Übereinstimmung erzielt (siehe Abbildung 3).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

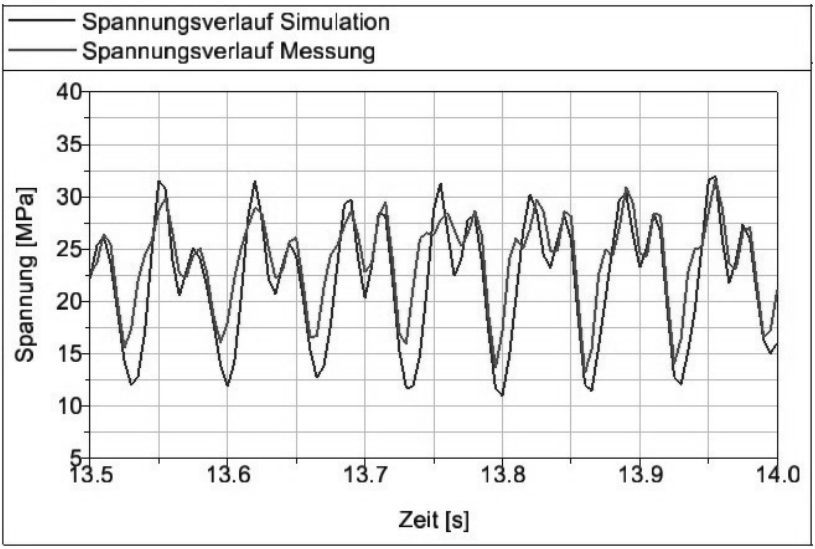


Bild 3: Vergleich der Spannungsverläufe aus Messung und Simulation – Stelle B

3.2 Crash [1]

Die Norm ECE R66 [2] bietet verschiedene Methoden für den Nachweis der Festigkeit des Aufbaus von Bussen. Dieser kann auch simulativ durchgeführt werden. Das gewählte Vorgehen ermöglicht es, die gewonnenen Erkenntnisse eines Validierungsverfahrens mit einem einmaligen Aufwand mehrfach für weitere verschiedene Genehmigungsverfahren einzusetzen. Im Zuge des Validierungsverfahrens wird sowohl eine praktische Prüfung (realer Umsturz) als auch eine entsprechende Computersimulation (virtuelle Prüfung) durchgeführt. Anschließend wird ein Validierungsbericht erstellt und der Genehmigungsbehörde vorgelegt. Unter der Voraussetzung der Zustimmung des technischen Dienstes kann dieses Verfahren mehrfach für weitere Genehmigungsverfahren eingesetzt werden.

Bei den dynamischen Methoden muss ein trapezförmiger Überlebensraum eingehalten werden. Für die Modellvalidierung wurde in Anlehnung an die ECE R66 mit einem Serienfahrzeug der MAN Truck & Bus AG (R12) ein dynamischer Umsturz durchgeführt. Dabei werden die Achsen blockiert und das Fahrzeug auf eine Rampe gestellt. Diese Rampe wird langsam (maximal 5°/s) angehoben, bis das Fahrzeug einen instabilen Zustand erreicht und auf eine 800 mm tiefer liegende starre Bodenfläche fällt. Die dabei freiwerde Energie muss das Fahr-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zeug aufnehmen, ohne dass der gesetzlich vorgeschriebene Überlebensraum durch das Gerippe verletzt wird (siehe Abbildung 4).

Bei der Modellvalidierung wurde das globale Verformungsverhalten des realen Fahrzeugs zu verschiedenen Zeitpunkten mit der Simulation verglichen. Zum Zeitpunkt T=t1 ist das Fahrzeug kurz vor dem Aufprall. Beim Zeitpunkt T=t3 fängt bei Versuch und Simulation im hinteren Bereich der Dachspriegel das Ausknicken an. In beiden Fällen ist die Verformung im vorderen Bereich stärker als im hinteren (siehe Abbildung 5).

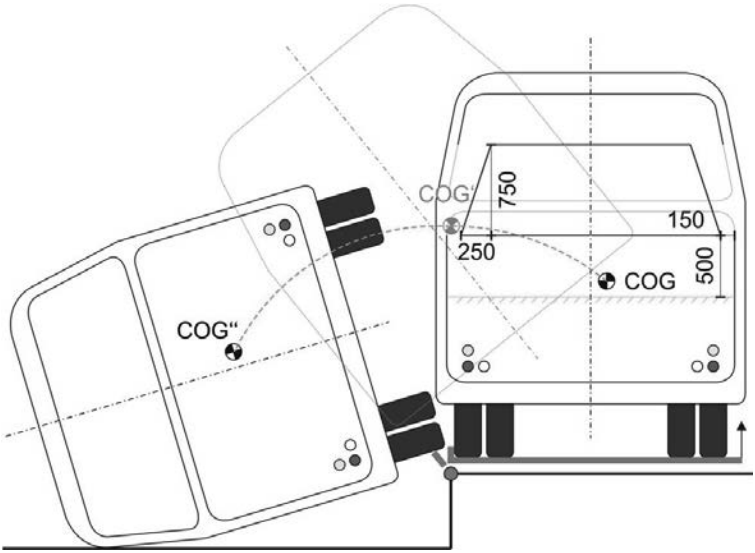


Bild 4: Versuchsmethode (dynamischer Umsturzversuch): Das Fahrzeug wird auf einer Rampe (orange) bis zum instabilen Punkt COG' gemäß Pfeilrichtung gekippt. Anschließend fällt das Fahrzeug auf eine 800 mm tiefer liegende starre ebene Bodenfläche. Die Schwerpunktbahn des Fahrzeugs ist von COG über COG' bis hin zu COG'' dargestellt (grün). Der Überlebensraum (dunkelblau) ist gemäß Norm in Abhängigkeit des Fahrzeugbodens (hellblau) und Abstand zum Seitengerippe definiert.

Das Rutschen des Fahrzeugs auf der starren ebenen Bodenfläche konnte in der Simulation sehr gut gemäß dem Versuch abgebildet werden. Des Weiteren konnte auch das Rückfedern des Fahrzeugs hervorragend in der Simulation nachvollzogen werden. Das lokale Ver-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

formungsverhalten - hervorgerufen durch Knicken der Seitenwandsäulen - konnte sehr gut zwischen Simulation und Versuch zur Deckung gebracht werden.
Aufgrund der hervorragenden Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation hat der technische Dienst anhand eines Zertifikats bestätigt, dass bei MAN Truck & Bus AG in Zukunft, auch ab 2017, die Homologation gemäß ECE R66 auf Simulationsbasis durchgeführt werden kann.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Auch auf Basis einer virtuellen Freigabe sowohl in der Betriebsfestigkeit als auch im Crash ist die Sicherheit der Passagiere gewährleistet. Bei der virtuellen Freigabe müssen die einzelnen Simulationsdisziplinen reibungsfrei ineinander spielen. Bei guter bis sehr guter Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bietet die virtuelle Freigabe sehr großes Potential für Zeit- und Kosteneinsparung. Es ist möglich, ohne reale Prototypen Optimierungen durchzuführen. Aufgrund der Voraussetzungen in der ECE R66 und der sehr guten Korrelation zwischen Realität und Rechnung hat die MAN Truck & Bus AG auch eine Zertifizierung vom technischen Dienst für die virtuelle Homologation erhalten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

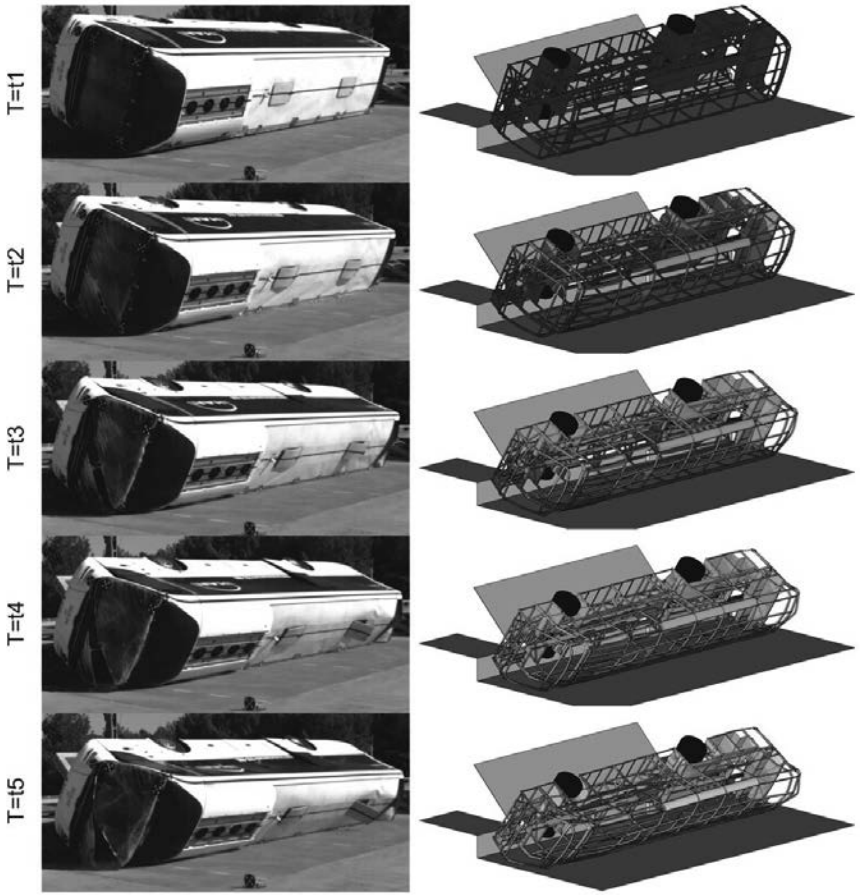


Bild 5: Globales Verformungsverhalten in Experiment (links) und Simulation (rechts) zu verschiedenen Zeitpunkten beim dynamischen Busumsturz. In der Simulation wird die Verschiebung farblich dargestellt (blau: geringe Verschiebung; rot: große Verschiebung).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5 Literaturhinweise

[1] R. Krivachy, S. Guserle, L. Ginsberg „MAN-Omnibusse: Rechnungs-Messungsvergleich des dynamischen Umsturzes eines Gesamtfahrzeugs“ Karosseriebautage Hamburg 2016.

[2] N.N.: Regelung Nr. 66 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Kraftomnibussen hinsichtlich der Festigkeit ihres Aufbaus. Amtsblatt der Europäischen Union. 03/2011.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Methode zur Steigerung der Radschraubenlebensdauer im Radverbund

Method to increase the durability of the wheel screws within the wheel assembly

M.Sc. **A**. **Sorg**, Dr.-Ing. **J. Utzinger**, Dipl.-Ing. **E. Lengl**, Dipl.-Ing. **B. Seufert**, Daimler AG, Sindelfingen

Kurzfassung

Der Leichtbau als Entwicklungsstrategie gewinnt im Automotive-Sektor immer größere Bedeutung. Für die effiziente Aufdeckung von Leichtbaupotential sind besonders numerische Methoden geeignet. Diese sollen auch auf die Baugruppe des Radverbunds angewendet werden, für welchen bereits ein validiertes FE-Modell existiert. Im Zuge einer Sensitivitätsanalyse werden die Geometrieparameter des Radverbunds mit hohem Einfluss auf die Beanspruchung der Radschrauben identifiziert. Ziel der anschließenden Optimierung ist es, die Beanspruchung der Radschrauben innerhalb eines definierten Parameterraums zu verringern. Der daraus entstehende Zielkonflikt mit der Masse des Radverbunds wird aufgezeigt und abschließend mittels einer Pareto-Front bewertet.

Abstract

Lightweight as a development strategy is gaining increasing importance in the automotive sector. Especially for the efficient detection of lightweight potential numerical methods are suitable. This should also be applied to the wheel assembly, for which there is already a validated FE model. As part of a sensitivity analysis the parameters of the wheel assembly with a high impact on the stress of the wheel screws are identified. The aim of the subsequent optimization is to reduce the stress on the wheel screws within a defined parameter range. The resulting conflict of objectives regarding the mass of wheel assembly is shown and finally evaluated by means of a Pareto Front.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Im Zuge alternativer Radführungskonzepte müssen neue Herangehensweisen bei der Konstruktion des Radverbunds erdacht werden. Diese Neukonzeptionierung erfordert ein hohes Maß an Systemverständnis, insbesondere für komplexe Verbindungelemente wie das der Radschraube. Aus diesem Grund soll ein Berechnungsverfahren entwickelt werden, welches den Radverbund hinsichtlich der Lebensdauer der Radschrauben bewertet. Hierbei soll die Radschraube, als weltweit vertriebenes Bauteil, nicht in ihrer Geometrie variiert werden. Es werden lediglich die Umgebungsteile der Radschraube (Rad, Bremsscheibe und Radflansch) derart modifiziert, dass die Lebensdauer der Radschraube möglichst hoch ist.

Um für dieses Vorhaben den versuchsseitigen Aufwand zu reduzieren, werden numerische Simulationsmethoden eingesetzt. Hierdurch wird die Beanspruchung der Bauteile nachgebildet und mit der werkstoffseitigen Beanspruchbarkeit verglichen. Da diese Methoden auf numerischer bzw. mathematischer Grundlage basieren, eignen sich diese zur Anwendung von mathematischen Optimierungsverfahren.

2. Methodisches Vorgehen

Bevor das Optimierungsverfahren angegangen werden kann, muss die Abbildungsgüte des FE-Modells bzgl. des Prüfstandes gewährleistet, sowie eine Zielgröße zur vereinfachten Lebensdauerbewertung definiert werden.

Der Beitrag beschreibt zunächst die Validierung des FE-Modells für den Radverbund anhand eines quasistatischen Belastungsversuchs am Prüfstand. Dadurch soll sichergestellt werden, dass die Beanspruchung der Radschrauben im Radverbund unter einer ausreichenden Prognosegüte abgebildet wird. Die Beanspruchbarkeit der Radschraube wird im darauffolgenden Abschnitt mithilfe der Schädigungsparameter P_J und P_{SWT} bewertet, um die Lebensdauer zu prognostizieren. Diese Kapitel dienen somit als Basis für die Generierung einer vereinfachten Methode zur Lebensdauervorhersage der Radschrauben. Dabei stellt die Spannungsamplitude die Zielgröße der Sensitivitätsanalyse bzw. des Optimierungsverfahrens dar. Die Analyse identifiziert die Parameter des Radverbunds, welche einen großen Einfluss auf die Zielgröße aufweisen. Durch die Auslassung nicht-sensitiver Parameter, wird die Dimension des Optimierungsverfahrens deutlich reduziert. Die Optimierung dient der Findung des größtmöglichen Raums mit orthogonaler Basis, innerhalb welchem die Zielgröße erfüllt ist. Damit kann sich ein Designvorschlag innerhalb dieses Bereichs parameterunabhängig bewegen, ohne die Zielgröße zu verletzen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 Quasistatische Radlastversuche

Zur Validierung des FE-Modells des Radverbunds dient ein sogenannter Radführungsprüfstand (RFP) (Bild 1). Hier wird der Radverbund durch Hydraulikaggregate mit Kräften und Momenten beaufschlagt, um die Belastungssituation möglichst realitätsnah abzubilden.

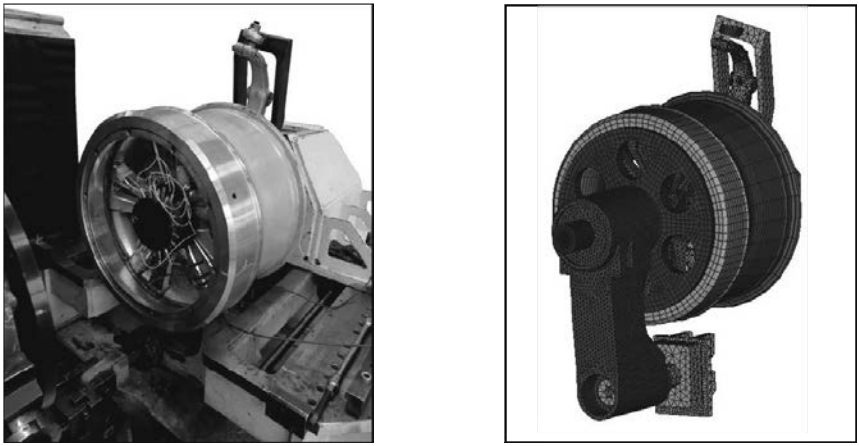


Bild 1: Versuchsaufbau am Radführungsprüfstand (RFP) (links) und das dazugehörige FE-Modell (rechts)

Während der Versuchsdurchführung werden unter quasistatischen Radaufstands- und Seitenkräften die Dehnungen an Rad und Nabe sowie die Kraft und das Biegemoment der Radschrauben ausgegeben. Die gemessenen Werte dienen zum Vergleich mit den Ergebnissen der FE-Simulation. Es zeigt sich, dass hierbei eine Übereinstimmung zwischen den Dehnungen und Schraubenkräften vorliegt [1]. Lediglich die Biegemomente der Radschrauben weisen aufgrund ihrer hohen initialen Größe eine Abweichung auf. Darüber hinaus wird bestätigt, dass die größte Beanspruchung bei der Einleitung von Seitenkräften auftritt. Um die Komplexität zu reduzieren, werden im Folgenden zunächst nur die Seitenkräfte als lebensdauerrelevante Belastung herangezogen. Anhand weiterführender Simulationen wird, unter Betrachtung der Sensitivitäten des FE-Modells, bei gleichbleibender Abbildungsgüte die Modellkomplexität deutlich reduziert und damit Rechenzeit eingespart.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.2 Rechnerische Bewertung von Bauteilwöhlerlinien

Zur Bewertung der Beanspruchbarkeit werden mithilfe eines detaillierten 2D-FE-Modells der Schraube verschiedene Schädigungsparameter bewertet. Hierfür werden die lokalen Spannungen und Dehnungen im Kerbgrund herangezogen. Die Lebensdauer bis zum Anriss wird mithilfe des Verfahrens nach Schneider berechnet [2]. In Bild 2 sind die Schädigungsparameter gemäß einer Anrisswöhlerlinie und die Bruchwöhlerlinie nach VDI 2230 [3] für eine Mittellast von 50 kN dargestellt.

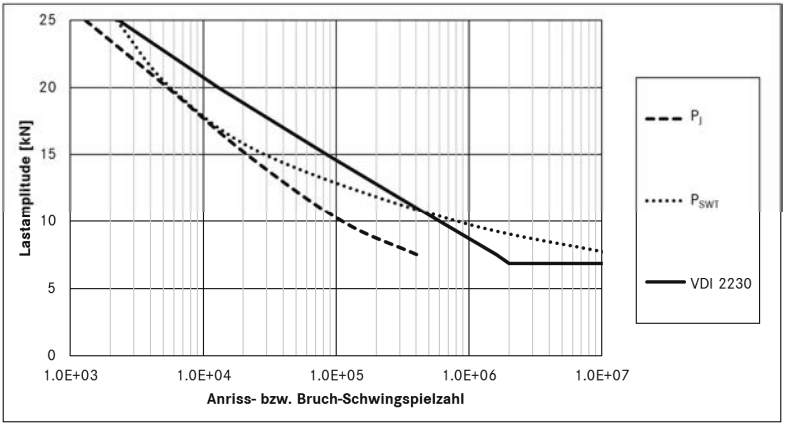


Bild 2: Anrisswöhlerlinien für eine Mittellast von 50kN nach P_J und P_{SWT}, sowie die Bruchwöhlerlinie nach der VDI-2230

Die Radschraube ist schlussvergütet und hat eine Gewindeabmessung von M14x1,5. Schlussvergütete Schrauben sollten i.d.R. ein mittelspannungsunabhängiges Verhalten zeigen [4], da der Wärmebehandlungsprozess die durch den Umformprozess hervorgerufenen Eigenspannungen abbaut. Mit dem Schädigungsparameter P_J [5] und der Addition der Rissfortschrittsschwingspielzahl kann die Bruchwöhlerlinie nach der VDI 2230 gut nachgebildet werden. Der Schädigungsparameter P_{SWT} hingegen überschätzt bei geringen Lastamplituden (hier: 7-10 kN) die Lebensdauer (siehe Bild 2). Darüber hinaus erweist sich der Schädigungsparameter P_J als mittelspannungsunabhängig und stimmt damit sehr gut mit dem Verhalten von schlussvergüteten Schrauben im mittleren bis hohen Vorspannkraftbereich überein [4]. Folglich ist innerhalb dieses Vorspannkraftbereichs die gleiche Wöhlerlinie heranzuziehen.

Im Weiteren wird daher der Schädigungsparameter P_J bzw. die lokale Spannungsamplitude im Kerbgrund der Schraube als vereinfachte lebensdauerbemessende Größe herangezogen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.3 Vereinfachte Bewertungsmethode zur Lebensdauervorhersage

Um eine Sensitivitätsanalyse bzw. eine Optimierung bzgl. der Geometrieparameter des Radverbunds durchzuführen, muss zunächst eine Zielgröße definiert werden, anhand welcher die Radverbund-Varianten zu bewertet sind. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wird nach einer vereinfachten Bewertungsmethode gesucht. Die vorangegangenen Kapitel zeigen, dass die Seitenkräfte einen signifikanten Einfluss auf die Beanspruchung der Radschrauben aufweisen. Des Weiteren ist die lokale Spannungsamplitude für die Lebensdauer entscheidend. Um die Berechnung zu vereinfachen wird nach zwei extremalen Lastfällen gesucht, welche gemeinsam die größte Spannungsamplitude in der Radschraube hervorrufen. Hierfür wird im Radverbund eine einzelne Radschraube betrachtet und der Lasteinleitungspunkt der Seitenkraft am Rad umlaufend angebracht. Hierbei zeigt sich, dass die beiden gesuchten Lastfälle durch die Seitenkraft in der Radschraube am nächsten und gegenüberliegenden Lasteinleitungspunkt auftreten (siehe Bild 3).

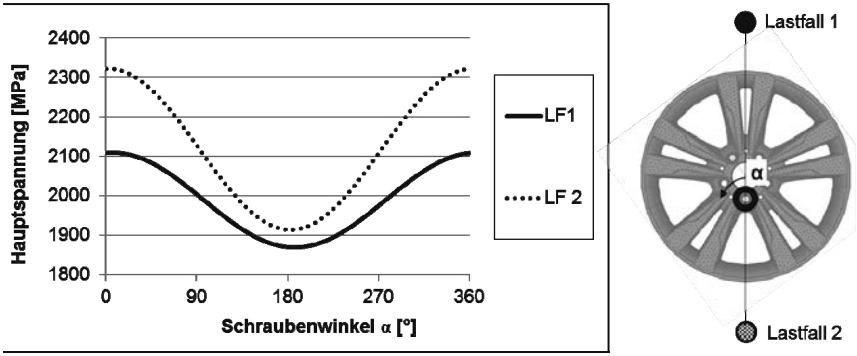


Bild 3: linear elastische Hauptspannung über dem Schraubenwinkel unter zwei verschiedenen Lastfällen

Während der FE-Analyse werden die Schnittgrößen der Radschraube ausgegeben und daraus die Spannung in der Radschraube aus überlagerter Zug- und Biegebeanspruchung berechnet. Über die zwei Lastfälle wird die Spannungsamplitude, ohne Berücksichtigung der Kerbwirkung, in folgender Formel berechnet:

$$\Delta\sigma_{12,max/min} = \frac{F_{V1} - F_{V2}}{2A_S} \pm \sqrt{\left(\frac{M_{Bx1} - M_{Bx2}}{2W_K}\right)^2 + \left(\frac{M_{By1} - M_{By2}}{2W_K}\right)^2} \quad (1)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hierbei steht F_V für die Schraubenkräfte, M_B für die Biegemomente, W_K und A_S für das Widerstandsmoment bzw. die Querschnittsfläche der Radschraube. Die Indizes 1 und 2 stellen die Lastfälle 1 und 2 dar.

2.4 Numerische Sensitivitätsanalyse

Die Sensitivitätsanalyse hat zum Ziel, die Parameter (Faktoren) mit der größten Sensitivität hinsichtlich der Beanspruchung der Radschrauben zu identifizieren. Dadurch werden in der nachfolgenden Optimierung die weniger einflussreichen Faktoren nicht berücksichtigt und die Dimension des Optimierungsproblems verringert sich.

Im hier dargelegten Beispiel stehen der Sensitivitätsanalyse neun Faktoren zur Verfügung: sechs Parameter des Radflanschs, zwei Parameter am Rad und die Bremsscheibendicke (Bild 4). Die jeweiligen Parameter werden auf zwei Faktorstufen (bspw. einer Bremsscheibendicke von 2,5 und 4 mm) variiert. Für eine vollfaktorielle Sensitivitätsanalyse bedeutet das einen Simulationsaufwand von 2^9=512 Simulationen. Um die Anzahl der Berechnungen zu verringern, werden teilfaktorielle Versuchspläne herangezogen [6]. Im hier betrachteten Beispiel wird die Plackett-Burman-Methode angewendet. Bei ausreichender Prognosegüte verringert dieses Verfahren die Anzahl von 512 auf 24 Simulationen. Wird nun die im vorigen Kapitel definierte Spannungsamplitude als Zielgröße verwendet ergibt sich für die Untersuchung folgendes Ergebnis.

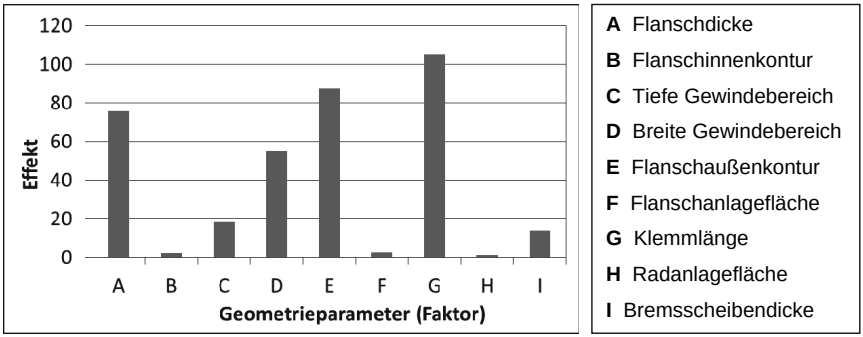


Bild 4: Sensitivität der Parameter des Radverbunds hinsichtlich der vereinfachten Lebensdauerbewertung der Radschrauben

Es zeigt sich, dass die größte Sensitivität den Parametern Flanschdicke (A), Flanschaußenkontur (E) und der Klemmlänge (G) obliegt. Die Flanschinnenkontur (B) hat hingegen gerin-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gen Einfluss auf die vereinfachte Lebensdauerbewertung. Die beiden sensitiven Faktoren (A & E) werden im folgenden Abschnitt als Optimierungsparameter verwendet.

2.5 Numerische Designraumoptimierung

Ziel der Optimierung ist es, innerhalb des gesamten Parameterraums den größtmöglichen Raum mit orthogonaler Basis zu finden, für welchen die Zielgröße erfüllt ist. Damit ist es dem Konstrukteur möglich, die Parameter innerhalb dieses Designraums unabhängig voneinander variieren zu können, ohne die Zielgröße zu verletzten.

Zwischen den Parametergrenzen werden zunächst Diskretisierungspunkte festgelegt, an welchen die Zielgröße berechnet wird. Diese sind idealerweise möglichst gleichmäßig über den Raum verteilt. Im hier dargelegten Beispiel wird ein abgewandelter Versuchsplan aus Central-Composite-Design und Box-Behnken-Design [6] mit 13 diskreten Punkten angewendet (Bild 5).

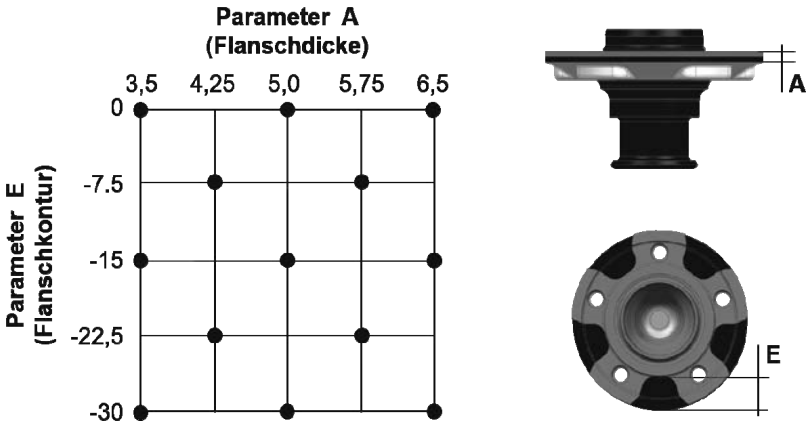


Bild 5: Diskretisierung des Parameterraums für Faktor A und E

Um die Spannungsamplituden an den Punkten zu erhalten muss für jede der 13 Radverbundvarianten ein Simulationsmodell mit den entsprechenden Abmessungen erstellt werden. Anschließend sind die Seitenkräfte auf das FE-Modell aufzubringen und die Schnittgrößen (Normalkraft und Biegemoment) der Radschrauben auszugeben. Anhand der oben angegebenen Formel (1) wird die Spannungsamplitude mithilfe der Schnittgrößen berechnet. Aus der Anwendung dieses Verfahrens gehen folgende Ergebnisse hervor:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Spannungsamplituden der 13 definierten Parameterpunkte

Spannungsamplitude Δσ		Parameter A (Flanschdicke)				
		3,5 mm	4,25 mm	5 mm	5,75 mm	6,5 mm
Parameter E (Flansch-kontur)	0 mm	106,8 MPa	-	100,0 MPa	-	92,2 MPa
	-7,5 mm	-	104,2 MPa	-	97,4 MPa	-
	-15 mm	115,3 MPa	-	111,1 MPa		105,1
	-22,5 mm	-	116,3 MPa	-	116,3 MPa	-
	-30 mm	119,9 MPa	-	116,4 MPa	-	110,6 MPa

Diese 13 Datenpunkte lassen sich innerhalb der Parametergrenzen mithilfe eines Polynoms dritten Grades interpolieren. Dies wird durch die Verwendung des Least-Square-Ansatzes realisiert [7], [8]. Alternativ kann z.B. die Kriging-Methode zur Abschätzung der Zielgröße innerhalb des Parameterraums herangezogen werden [9], [10]. Mithilfe dieser Verfahren ergibt sich eine Funktion, welche die lokale Spannungsamplitude in Abhängigkeit der Parameter A und E beschreibt. Im Folgenden wird ein Grenzwert für die Zielgröße definiert, welcher im hier dargelegten Beispiel die Spannungsamplitude für das Modell des Ausgangsstandes repräsentiert. Somit stellen alle Funktionswerte, welche kleiner als der Grenzwert ausfallen eine Verbesserung gegenüber dem Ausgangsstand dar (siehe Bild 6).

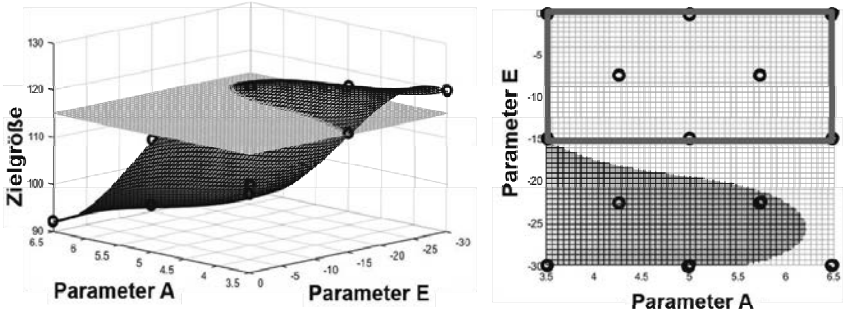


Bild 6: 3D-Plot (links) und Höhendiagramm (rechts) der lokalen Spannungsamplitude in Abhängigkeit der beiden Parameter A und E

Umgekehrt sind alle Parametersätze, welche die Zielgröße übersteigen eine Verschlechterung des Ausgangsstandes. Diese Funktionswerte lassen sich daher zu einem grenzwertverletzenden und einem grenzwerterfüllenden Bereich (Lösungsraum) zusammenfassen. Die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Faktorkombinationen, für die die Spannungsamplitude geringer als der Grenzwert ausfallen sind somit für eine Optimierung des Radverbunds geeignet. Um die beiden Parameter unabhängig voneinander zu variieren, wird der größtmögliche Raum mit orthogonaler Basis (Designraum) gesucht, welcher die Spannungsamplitude erfüllt. Im zweidimensionalen Fall ist der gesuchte Designraum durch ein Rechteck repräsentiert (siehe Bild 6 rechts). Dieses Rechteck wird auf Grundlage eines iterativen Algorithmus berechnet und im Diagramm eingezeichnet. Die Definition eines solchen Designraums verringert zwar die Größe des Lösungsraums, allerdings ist das Ergebnis dieses Rechtecks robuster, was besonders im frühen Entwicklungsstadium von Vorteil sein kann [11]. Darüber hinaus liefert der Designraumvorschlag für den Konstrukteur die größtmögliche Designfreiheit bei vorgegebenen Grenzwerten.

Hinsichtlich der Leichtbaubestrebungen ist dasselbe Verfahren für die Radflanschmasse als Zielgröße der 13 Varianten anzuwenden. Auch hier ist die Masse des Ausgangsstandes als Grenzwert einzuzeichnen und den Faktorraum in einen zulässigen und unzulässigen Bereich zu unterteilen (siehe Bild 7 links). Unter genauerer Betrachtung lässt sich feststellen, dass die beiden Zielgrößen aus Masse und Spannungsamplitude konkurrieren. Dieser Zielkonflikt zeigt, dass die Verringerung der Masse mit einer zunehmenden Spannungsamplitude einhergeht.

Unter Berücksichtigung beider Zielgrößen bleibt ein Parameterbereich vorhanden, innerhalb welchem sowohl die Masse als auch die Spannungsamplitude geringer ausfällt als beim Ausgangsstand (siehe Bild 7 rechts). Der Algorithmus zur Berechnung des größtmöglichen Raums mit orthogonaler Basis wird auch hier angewendet.

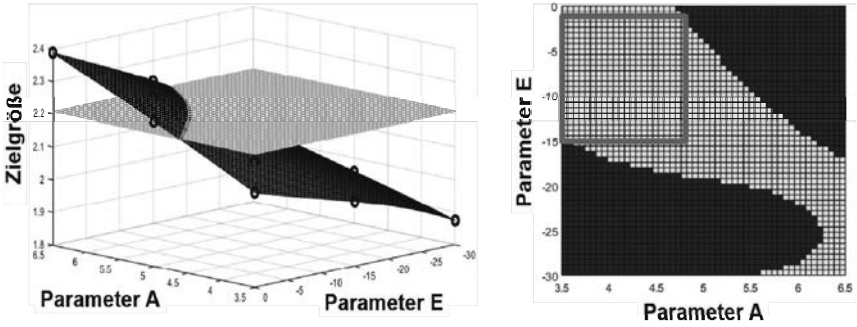


Bild 7: Parameterraum für die Radflanschmasse (links) und zulässiger Designbereich für den Zielkonflikt (rechts)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der herausgearbeitete Zielkonflikt wird anschaulich durch die Auftragung der beiden Zielgrößen, Radflanschmasse und Spannungsamplitude, in einem Diagramm dargestellt. Hier sind die Faktorkombinationen der Parameter A und E als Punkte aufgetragen und repräsentieren somit jeweils eine Designausführung (siehe Bild 8).

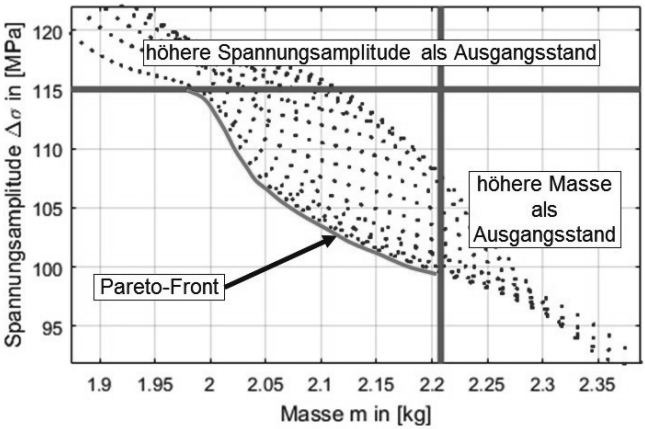


Bild 8: Pareto-Front für die beiden Zielgrößen Masse und Spannungsamplitude

Ähnlich wie im vorangegangenen Diagramm können hier die Parametersätze, welche einen der beiden Grenzwerte überschreiten, kategorisch ausgeschlossen werden, da diese hinsichtlich mindestens einer Zielgröße den Grenzwert zum Ausgangsstand verletzen. In diesem Graphen wird die sogenannte Pareto-Front eingezeichnet. Diese beinhaltet alle paretooptimalen Faktorkombinationen, bei welchen eine Verbesserung der einen Zielgröße eine Verschlechterung der anderen zur Folge hat [12]. Somit kann bspw. eine verringerte Spannungsamplitude bzw. eine höhere Radschraubenlebensdauer mit zusätzlicher Masse „erkauft“ werden.

3. Zusammenfassung

Mithilfe der FEM wird ein valides Modell zur Abbildung der am Prüfstand herrschenden Lastverhältnisse erstellt. Dieses bildet die Schnittgrößen und lokalen Dehnungen gut ab. In der Literatur weisen schlussvergütete Schraubenverbindungen eine Mittelspannungsunabhängigkeit auf, welche gut durch den Schädigungsparameter P_J nach Vormwald nachgebildet wird. Deshalb ist die Zielgröße zur Bewertung der vereinfachten Radschraubenle-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bensdauer die lokale Spannungsamplitude. Diese wird anhand zwei konkret definierter Lastfälle und einer vereinfachten Formel (1) berechnet. Mithilfe dieser Methodik werden Geometrieparameter des Radverbunds hinsichtlich ihrer Sensitivität auf die Beanspruchung der Radschraube bewertet. Zwei sensitive Parameter werden in einer nachfolgenden Optimierung näher betrachtet, indem diese innerhalb eines definierten Bereichs variiert werden. Anhand diskreter FE-Modelle wird für diese Parametersätze die Zielgröße berechnet. Für alle Zwischenwerte wird der Faktorraum mithilfe eines Least-Square-Ansatzes durch eine Polynomfunktion interpoliert. Ein definierter Grenzwert kann den Parameterraum in einen grenzwertverletzenden und grenzwerterfüllenden Bereich unterteilen. Dieser Ansatz dient als Grundlage für eine Optimierung, um mithilfe eines Algorithmus den größtmöglichen unabhängigen Designraum zu berechnen. Wird dieses Verfahren zusätzlich zur Bewertung der Masse als Zielgröße angewendet, so lässt ich für die beiden Parameter ein Zielkonflikt aus Radflanschmasse und Spannungsamplitude feststellen. Für die pareto-optimalen Faktorkombinationen gilt daher, dass sich eine Zielgröße nur verbessert, sofern sich die zweite Zielgröße verschlechtert.

4. Fazit und Ausblick

Die dargelegte Methodik eignet sich dazu den Radverbund hinsichtlich der Radschraubenlebensdauer numerisch zu optimieren. Die Ergebnisse müssen anhand von Prüfstandsversuchen validiert und gegebenenfalls angepasst werden. Darüber hinaus ist es sinnvoll, die vereinfachte Zielgröße der lokalen Spannungsamplitude derart weiterzuentwickeln, dass sie direkt in Lebensdauer, Lastzyklen oder Streckenkilometern ausgegeben wird. Damit kann die Lebensdauer als Zielgröße eliminiert und im Zuge einer konkreten Produktanforderung als Nebenbedingung in die Optimierung einfließen. Dies löst den Zielkonflikt und führt, unter Minimierung der Masse, zu einer eindeutigen Lösung.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Literatur

[1] Sorg, A., Utzinger, J., Lengl, E., Seufert, B.: Untersuchung des Radverbunds hinsichtlich der Beanspruchung von Radschrauben, DVM-Bericht 1683 Schraubenverbindungen, 2016, S.65-74

[2] Schneider, R.: Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen, TU Darmstadt Diss. 2011

[3] VDI-Richtlinie 2230, Düsseldorf: VDI, 2014

[4] Wiegand, H., Kloos, K.-H., Thomala, W.: Schraubenverbindungen. Berlin: Springer Verlag 2007

[5] Vormwald, M.: Anrißlebensdauervorhersage auf der Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse. TU Darmstadt Diss. 1989

[6] Siebertz, K., van Bebber, D., Hochkirchen, T.: Statistische Versuchsplanung. Berlin: Springer Verlag 2010

[7] Gleichmar, R.: Approximation und paralleles Rechnen bei der multidisziplinären Strukturoptimierung. TU München Diss. 2004

[8] Knorrenschild, M.: Numerische Mathematik. München: Carl Hanser Verlag 2013

[9] Krige, D: Statistical approach to some mine valuations and allied problems at the Witwatersrand, University of Witwatersrand 1951

[10] Scudiero, E., Corwin, D., Morari, F., Anderson, R., Skaggs, T.: Spatial interpolation quality assessment for soil sensor transect datasets; University of Padua 2016

[11] Zeherbauer, C., Ciaffone, D., Prokop, G.: Fahrwerkgrundauslegung bezüglich der Betriebsfestigkeit auf Basis einer durchgängigen Betrachtung von Wirkketten. Betriebsfestigkeit – Bauteile und Systeme unter komplexer Belastung. 2015. 213-228

[12] Eschenauer, H., Koski, J., Osyczka, A.: Multicriteria Design Optimization. Berlin: Springer Verlag 1990

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gussgerechter Leichtbau in der Topologieoptimierung mittels integrierter Gießsimulation inklusive Formfüllung und Erstarrung

T. Franke, **S. Fiebig**, **J. Sellschopp**, Volkswagen AG, Braunschweig;
Prof. Dr.-Ing. **T. Vietor**, Technische Universität Braunschweig

Kurzfassung

Die Topologieoptimierung ist heutzutage ein vielgenutztes rechnergestütztes Werkzeug, um in einem schnellen Entwicklungsprozess den steigenden Anforderungen an automobile Gussbauteile zu begegnen. Bisherige Optimierungsprogramme berücksichtigen Herstellrestriktionen nur unzureichend mit einfachen Regeln, sodass im Ergebnis eine gute Gießbarkeit oft nicht gegeben ist. Die Folgen sind ein hoher manueller Aufwand zur Erzeugung einer gussgerechten Konstruktion, schwerere Bauteile und ein kostenintensiverer Gießprozess. Um vorhandene Leichtbaupotentiale bestmöglich auszuschöpfen ist eine möglichst frühe Berücksichtigung von Herstellanforderungen in den rechnergestützten Methoden ausschlaggebend. Dieser Beitrag zeigt die Kombination aus der Volkswagen Topologieoptimierung und einer eigenen Gießsimulation. Damit kann der Zielkonflikt aus Leichtbau, Kosten und optimaler Herstellbarkeit bereits zu Beginn der Bauteilentwicklung gelöst werden. Ein besonderes Augenmerk liegt hierbei neben der Formfüllung auf der Optimierung des Erstarrungs- und Speisungsverhaltens. Verdeutlicht wird die Methodik an der Optimierung eines Schwenklagers. Das Ergebnis ist ein optimal leichter und sehr gut herstellbarer Bauteilentwurf, der ohne Änderungen in eine Konstruktion umgesetzt werden kann. Mit diesem Verfahren wird kostengünstiger Leichtbau mit hohem Automatisierungsgrad in einem schnellen Entwicklungsprozess erzielt.

Abstract

Nowadays topology optimization is a well-used computer aided tool to meet the increased requirements of automotive casting components in a short development process. Available optimization tools consider manufacturing restrictions only insufficient by simple rules so a good castability of the result is often not given. High manual design effort, increased weight of the component and expensive casting processes are the consequences. Manufacturing requirements must be considered in the computer-aided methods as early as possible in order to tap the lightweight potentials. The paper shows the combination of the Volkswagen topology optimization and an own casting simulation. In this way the trade-off between light-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

weight design, costs and optimal castability can be solved in the beginning off the development process. Beside the mold filling the focus is on the optimization of the solidification and feeding during the casting process. To illustrate the capability of this method a knuckle is optimized. The result is a light and good fabricable design. In this way cost-efficient lightweight design is achieved with a high level of automation in a fast development process.

1. Einleitung

Bezahlbarer Leichtbau ist eines der Schlüsselthemen für die automobile Zukunft. Im Konfliktfeld aus steigendem Wettbewerb, strengeren gesetzlichen Richtlinien und schweren elektrischen Komponenten für Elektromobilität müssen Strukturbauteile die mechanischen Anforderungen günstiger und mit einem geringeren Gewicht erfüllen. Die Topologieoptimierung bietet insbesondere bei Gussbauteilen eine gute Basis für einen schnellen Erstentwurf zu Beginn eines effektiven Entwicklungsprozesses. Die ersten kommerziell nutzbaren Ansätze einer Topologieoptimierung wurden von Bensøe et al. mit der Homogenisierungsmethode und der Solid Isotropic Material with Penalization Methode (SIMP) entwickelt [1,2]. Der weit verbreitete SIMP-Ansatz basiert auf der Berechnung der Sensitivitäten der Optimierungsfunktionale und der kontinuierlichen Änderung der Dichte der Designelemente [3]. Später wurden Ansätze entwickelt, die auf Ableitungen verzichten und stattdessen mit heuristischen Wachstumsregeln arbeiten. Beispiele hierfür sind die Bi-directional Evolutionary Structural Optimization (BESO) [4] und die Soft Kill Option Methode (SKO) [4-6]. Neuere Ansätze nutzen die numerische Level Set Methode zur Topologieoptimierung [7]. Zur Nutzung der Topologieoptimierung im Entwicklungsprozess müssen neben der Erzielung eines geringen Gewichts auch Fertigungsrestriktionen berücksichtigt werden [3]. Aufgrund der Art der Ergebnisse wurden erste Herstellrestriktionen für Gussbauteile mit einfachen geometrischen Regeln eingebunden. Dies waren die Vermeidung von Hinterschnitten (Entformungsrichtung) [8,9], Vermeidung von Hohlstrukturen, Verbundenheitskontrolle, minimale Wandstärken [10,11] und minimale Lochgrößen [12]. Einige dieser Restriktionen sind heutzutage auch in kommerziellen Programmen enthalten [13,14] und ermöglichen eine grundsätzliche Verwendung der Optimierungsergebnisse für die Konstruktion von Gussbauteilen. Allerdings sind immer noch ein hoher Abstraktionsgrad und damit eine große manuelle Anpassung der Geometrie zur Erfüllung aller Fertigungsanforderungen nötig. Um das Potential der Topologieoptimierung weiter auszuschöpfen und die gestiegenen technischen Möglichkeiten im Bereich der Simulation zu nutzen wird verstärkt die Verwendung einer Gießsimulation zur Bauteiloptimierung betrachtet. Erste Ansätze konzentrieren sich auf einzelne Problemstellungen wie den Einfüllvorgang oder das Erstarrungsverhalten, ohne die mechanischen Eigenschaf-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ten zu berücksichtigen [15]. Weiterführende Ansätze führen multidisziplinäre Optimierungen durch, in denen die mechanische FEM und eine Gießsimulation auf unterschiedliche Arten gekoppelt werden. Einige Modelle betrachten dabei das Erstarrungsverhalten des Bauteils. Beispielsweise wird der SIMP-Ansatz mit Gewichtungsfaktoren aus einer Erstarrungsrechnung ergänzt, um die Verrippung von Umformwerkzeugen zu optimieren [16]. Mithilfe thermischer Sensitivitäten werden Formoptimierungen zur Verbesserung der Erstarrung [17] oder der mechanischen Eigenschaften [18] durchgeführt. Ebenso wird die Level-Set-Methode verwendet, um das Erstarrungsverhalten zu optimieren [19,20]. Obwohl die Optimierung von fluiden Strömungen an Bedeutung gewonnen hat, lassen sich im Gegensatz zur Erstarrungsoptimierung nur wenige Kombinationen des Formfüllverhaltens mit einer Festigkeitssimulation finden. Um Umlenkungen und Rippen als Gestaltungselemente von Druckgussbauteilen zu optimieren, führt [21] eine Parameteroptimierung mit der Design Of Experiments Methode (DOE) in Kombination mit einem Metamodel durch. Ein ähnlicher Ansatz für ganze Bauteile wird ebenfalls erarbeitet [22]. Mit dem Ansatz einer Parameteroptimierung können bei diesen beiden Arbeiten allerdings nicht die Freiheitsgrade einer Topologieoptimierung erzielt werden. Neben Formfüllung und Erstarrung sind auch die Gusseigenspannungen Gegenstand von Forschungsarbeiten [23]. Um optimale Bauteileigenschaften im Gussprozess zu gewährleisten wird neben dem Bauteildesign ebenso der Gussprozess optimiert, da hier Änderungen mit geringerem Aufwand umgesetzt werden können [24]. Dazu finden neben Parameteroptimierungen [25] auch vermehrt Topologieoptimierungsmethoden Anwendung, um beispielsweise die Speisergeometrie [26] oder das Angusssystem [27] zu optimieren. Allerdings sind die Möglichkeiten dieser Methoden begrenzt. Ohne ein gussgerechtes Bauteildesign kann auch durch einen optimierten Prozess keine ausreichende Bauteilqualität erzielt werden. Um das große Potential [3,28] zu nutzen, müssen die Herstellanforderungen bereits in der Topologieoptimierung berücksichtigt werden.

2. Volkswagen Topologieoptimierung mit integrierter Gießsimulation

In [29], [30] und [31] wurde gezeigt, wie die Volkswagen Topologieoptimierung für Gussbauteile mit einer eigenen Gießsimulation verknüpft werden konnte. Zielfunktion bei dieser Topologieoptimierung ist die Reduzierung des Gewichts unter Einhaltung aller mechanischer Anforderungen und Gewährleistung einer guten Herstellbarkeit. Besonderheiten bei diesem Verfahren sind eine binäre Materialverteilung in Kombination mit heuristischen Wachstumsregeln und einer Schrittweitensteuerung [32]. Bild 1 zeigt den Ablauf der für Gussbauteile erweiterten Topologieoptimierung. Zu Beginn des Optimierungsschritts wird eine Schrittweite berechnet, welche die Anzahl der zu verändernden Elemente angibt. Gesteuert wird die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Schrittweite von den mechanischen Anforderungen, die als Nebenbedingungen berücksichtigt werden. Sind diese noch wenig ausgelastet, kann viel Material aus dem Bauraum entfernt werden. Gegen Ende der Optimierung wird nur noch wenig Gewicht reduziert und mehr Material umgelagert, um das jeweilige lokale Optimum zu finden.

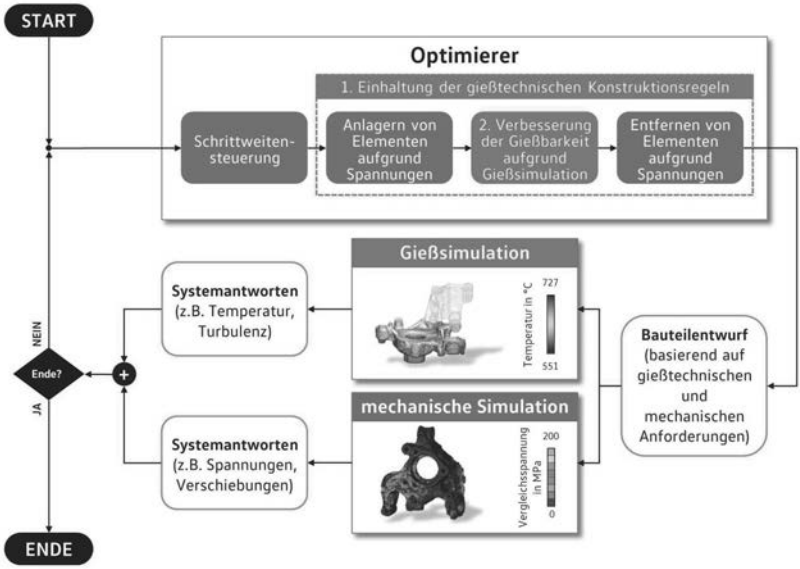


Bild 1: Optimierungsprozess mit integrierter Gießsimulation [30]

Die Modifikation des Materials erfolgt in drei getrennten Schritten. Um Spannungsspitzen zu reduzieren wird Material an den Finiten Elementen mit den höchsten Spannungswerten angelagert. Im nächsten Schritt wird Material auf Grundlage der Gießsimulation verändert. Kriterien hierfür sind beispielsweise die Turbulenz und die Verwirbelungen (Vortizität) in der einfließenden Schmelze, das Füllverhalten mit eventuellen Kaltläufen (Abschnitt 5) sowie das Erstarrungsverhalten (Abschnitt 6). Anschließend werden Elemente, die niedrige Spannungswerte aufweisen, entfernt. Dieser Schritt dient der Gewichtreduzierung und hat zusammen mit der Anlagerung das Ziel, ein Optimum mit einer harmonischen Oberflächenspannung zu gewährleisten. Bei allen Funktionen zur Geometriemodifikation sind Beschränkungen aktiv, welche die Verletzung von Herstellanforderungen verhindern (Abschnitt 4). Der so generierte Bauteilentwurf ist ein fertigungstechnisch zulässiges Design und kann zu jedem Zeitpunkt der Optimierung direkt in eine Konstruktion überführt werden. Um die gieß-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

technischen und mechanischen Eigenschaften dieses Entwurfes zu bestimmen, werden nach dem Optimierungsschritt eine FEM-Berechnung sowie eine CFD-basierte Gießsimulation durchgeführt. Die dort ermittelten Systemantworten werden zusammengeführt und, solange das Abbruchkriterium nicht erfüllt ist, an den Optimierer für eine weitere Optimierungsiteration übergeben.

3. Eingebundene Gießsimulation

Die zur Ermittlung der gießtechnischen Eigenschaften verwendete Gießsimulation basiert auf dem Open-Source CFD-Programm (Computational Fluid Dynamics) OpenFOAM. Die Basis ist ein Zwei-Phasen-Solver mit der Volume-Of-Fluid-Methode [33], der um eine dritte Phase zur Unterscheidung zwischen erstarrter und flüssiger Phase ergänzt ist. Die Stoffeigenschaften in jedem Rechenvolumen entsprechen den gewichteten Mittelwerten der Phasen. Hinzugefügt ist ebenfalls eine auf dem Enthalpie-Ansatz basierende Energieerhaltungsgleichung, bei der die Enthalpie für die Mischung berechnet wird [34]. Die Stoffeigenschaften Viskosität, Wärmekapazität, Dichte und Wärmeleitfähigkeit sind temperaturabhängig implementiert und zur Lösung der Differentialgleichungen abschnittsweise linearisiert [29]. Zwei Mechanismen ermöglichen die Simulation der Erstarrung der Schmelze. Zum einen steigt die temperaturabhängige Viskosität mit sinkender Temperatur. Zum anderen ist in der Impulserhaltungsgleichung ein Senkenterm enthalten, der nach dem Gesetz von Darcy den Druckverlust durch die Durchströmung der wachsenden Dendriten simuliert [35]. Ebenfalls ist in der Gleichung das k-ω-sst-Modell zur Simulation von Turbulenzen enthalten [36]. Zur realitätsnahen Simulation des Wärmeabtrags durch die Kokille ist diese mit einem zweiten, temperaturgekoppelten Netz [37] sowie zeit- und temperaturabhängigen Randbedingungen modelliert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Implementierte Herstellrestriktionen

Die für eine ideale Gießbarkeit notwendigen fertigungstechnischen Anforderungen werden in drei verschiedenen Gruppen implementiert [31]:

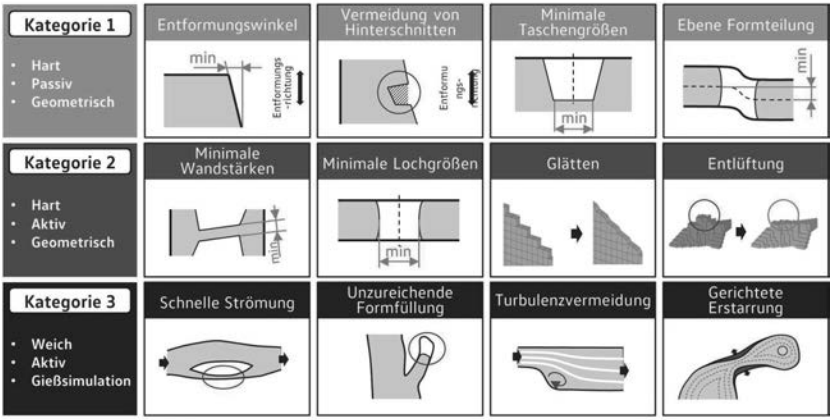


Bild 2: In der gießgerechten Topologieoptimierung umgesetzte Restriktionen nach [31]

Die Restriktionen der ersten Kategorie basieren auf gießtechnischen Konstruktionsregeln, die für eine konstruktive Umsetzung immer erfüllt sein müssen. Sie werden als harte Anforderungen bezeichnet. Um die Erfüllung der Herstellanforderungen zu ermitteln werden geometrische Beziehungen verwendet. Dazu zählen Entformungswinkel, Formteilung und Taschengrößen. Die Herstellrestriktionen dieser Kategorie schränken die in der Optimierung für eine Modifikation des Bauteils zur Verfügung stehenden Elemente und damit den Suchraum ein. In jeder Iteration dürfen keine Elemente entfernt werden, nach deren Entfernen das Bauteildesign eine der Anforderungen verletzen würde. Dieses Wirkprinzip wird als passiv bezeichnet. Die Restriktionen der zweiten Kategorie gelten ebenfalls immer und werden mit geometrischen Regeln beurteilt. Als aktive Zwangsbedingungen werden sie jedoch im Unterschied zur ersten Kategorie mit gezielten Modifikationen des Bauteildesigns umgesetzt. Wenn bestimmte Finite Elemente eine Restriktion verletzen, werden sie entfernt oder zusätzlich Material angelagert. Die weichen Anforderungen der dritten Kategorie können nicht zu jedem Zeitpunkt der Optimierung voll erfüllt werden. Durch die Funktionen zur Verbesserung der Gießbarkeit wird diese Eigenschaft jedoch kontinuierlich aktiv verbessert und der Weg der Optimierung positiv beeinflusst. Grundlage sind die Ergebnisse einer Herstellsimulation, die eine aktive Veränderung des Bauteildesigns bewirken. Die Abschnitte 5 und 6 beschreiben die Verwendung der Gießsimulation detailliert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Optimierung des Formfüllverhaltens

In dem Entwicklungsprozess von automobilen Gusskomponenten ist eine grundlegende fertigungstechnische Eigenschaft das Formfüllverhalten. Im Gegensatz zu händischen Konstruktionen weisen Ergebnisse von Topologieoptimierungen hier oft Defizite auf. Das erste Kriterium zur Verbesserung der Formfüllung ist die Optimierung von aufgrund Kaltlauf oder mangelhafter Entlüftung nicht gefüllten Bereichen [29]. Diese Bereiche werden in der Optimierung erkannt und, sofern die Elemente nicht gesperrt sind, entfernt. Anderenfalls wird Material wie in Bild 3 gezeigt angelagert, um die Formfüllung zu verbessern.

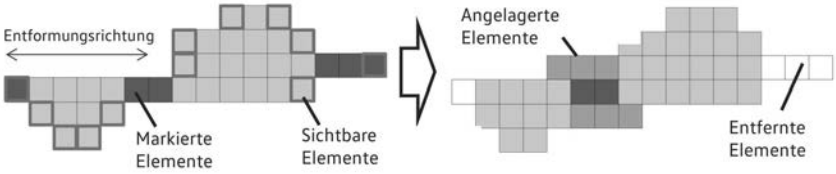


Bild 3: Funktionsweise der Verhinderung nicht gefüllter Bereiche [29]

Das zweite Kriterium zur Verbesserung der Formfüllung ist die Vermeidung von Verwirbelungen und Turbulenzen. Dazu stehen zwei Funktionen zur Verfügung. Die erste Funktion erkennt dünne Bereiche mit schnellen Strömungen und großen Reynoldszahlen. Diese Bereiche werden durch Anlagerung von Elementen erweitert, um die Geschwindigkeit und damit die Neigung zur Turbulenz zu verringern. Mit der zweiten Funktion werden Rückverwirbelungen und Turbulenzen an Querschnittssprüngen und Ecken reduziert. Dazu werden Elemente, die große Vortizitäts- und Turbulenzgradwerte aufweisen, entfernt. Bild 4 zeigt die Formfüllsimulationen zweier Optimierungsergebnisse und die Reduzierung der Verwirbelung (Vortizität) durch die genannten Funktionen.

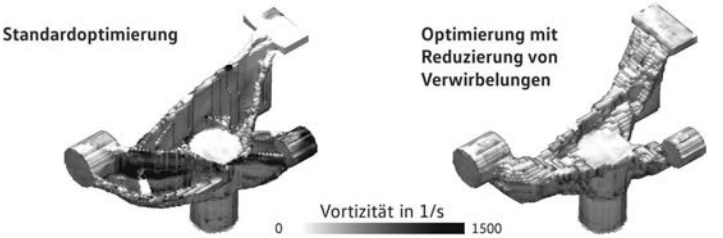


Bild 4: Vergleich der gussgerechten Optimierung mit einer Standardoptimierung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Optimierung des Erstarrungsverhaltens

Ein weiteres grundlegendes Kriterium, das Aufschluss über die Gießbarkeit gibt, ist das Erstarrungs- und Speisungsverhalten des Bauteils. Im Allgemeinen erstarrt ein Gussbauteil von innen nach außen. Durch Schwindung und Erstarrungsschrumpfung ziehen sich die erstarrenden Bereiche zusammen und ein Volumendefizit entsteht. Kann aufgrund umliegender erstarrter Bereiche keine flüssige Schmelze mehr nachfließen entsteht ein Lunker genannter Hohlraum [38]. Ziel der Bauteilauslegung ist es, dass diese Fehlstellen nicht im eigentlichen Bauteil, sondern in den Speisern bzw. dem Anguss liegen. Bild 5 zeigt den mit der eigenen Gießsimulation ermittelten Erstarrungsverlauf eines Radträgers. Simuliert ist die Herstellung mittels Counter Pressure Casting (CPC), bei dem das Bauteil durch Druckbeaufschlagung vom Anguss her gespeist wird. Transparent dargestellte Bereiche sind bereits erstarrt, in den noch flüssigen Bereichen ist die Temperatur dargestellt.

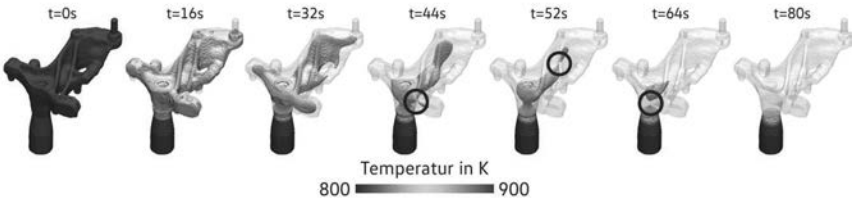


Bild 5: Erstarrungsverlauf eines Radträgers

Zu Beginn erstarrt das Bauteil wie gewünscht zum Anguss hin. Zu den Zeitpunkten 44s, 52s und 64s jedoch teilt sich die Erstarrungsfront und ein abgeschlossener Bereich flüssigen Materials entsteht. An diesem so genannten Hotspot entstehen Lunker, da nicht nachgespeist werden kann. Für Berücksichtigung des Erstarrungsverhaltens in der Topologieoptimierung gibt es zwei grundsätzliche Optimierungsstrategien. Um in lunkergefährdeten Bereichen eine schnellere Abkühlung zu erzielen können diese verkleinert werden. Allerdings sind die voluminösesten und damit lunkeranfälligsten Bereiche im Optimierungsergebnis oft Anbindungsbereiche, die nicht verändert werden dürfen. Das alternative Vorgehen ist, Erstarrungswege durch Materialanlagerung zu erhalten. Bild 6 zeigt das Vorgehen zur Erstarrungsfrontoptimierung, das auf ingenieurmäßigem Wissen basiert und sich an der Anlagerungsfunktion zur Verringerung von Spannungshotspots orientiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

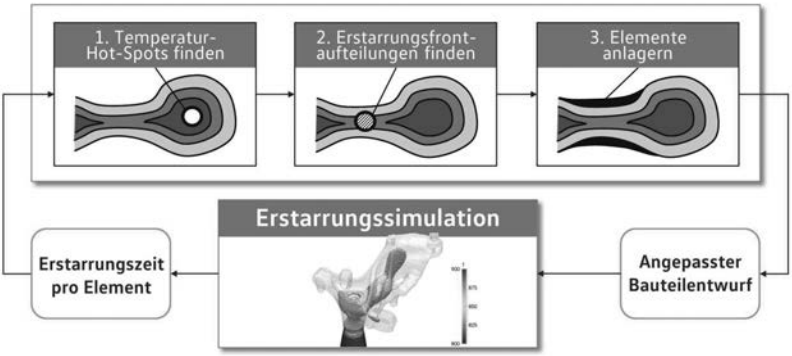


Bild 6: Vorgehen zur Optimierung des Erstarrungsverhaltens

In der Erstarrungssimulation wird pro Element die Zeit ermittelt, zu der die Schmelze so weit erstarrt ist, dass nicht mehr gespeist werden kann. Aus diesen Werten werden im ersten Schritt der Erstarrungsfrontoptimierung die lokal zuletzt erstarrten Bereiche ermittelt. Dabei wird unterschieden, ob sich diese Temperatur-Hot-Spots entweder in den Speisern oder in dem kritischen Gussbauteilbereich befinden. Im zweiten Schritt wird der reale Prozess in umgekehrter Reihenfolge durchlaufen und schrittweise Elemente, die in einem bestimmten Zeitintervall erstarrt sind, zu den Hot-Spot-Bereichen hinzugefügt. Wird in diesem Vorgang ein Element zwei Hot-Spot-Bereichen zugeordnet, handelt es sich um eine Aufteilung der Erstarrungsfront. Gehört eine der beiden sich treffenden Bereiche zu einem im Gussteil befindlichen Hot-Spot, ist an dieser Stelle der Erstarrungsquerschnitt für eine gerichtete Erstarrung zu klein. Um Gussfehler zu vermeiden werden im dritten Schritt Elemente zu dem Bauteilentwurf hinzugefügt. Von der Erstarrungsfrontaufteilung ausgehend werden die benachbarten Finiten Elemente angelagert, sofern sie nicht im Bauteilentwurf enthalten sind. Der Vorgang wird solange durchgeführt, bis ein Grenzwert an angelagerten Elementen erreicht ist. Dieser richtet sich nach der Größe des Hot-Spot-Bereiches oder alternativ nach Porositätskriterien [39][40][41]. Diese auf Grundlage von thermischen und werkstofftechnischen Kennwerten berechneten Größen geben Aufschluss über die Porositätswahrscheinlichkeit. Mit der Höhe des Porositätskriteriums muss auch die Anzahl der anzulagernden Elemente steigen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8. Optimierung eines Schwenklager

Die erweiterte, gussgerechte Optimierungsmethodik wird an der Topologieoptimierung eines Schwenklagers verdeutlicht. Dabei sind die Randbedingungen und Anforderungen vorhandenen Bauteilen nachempfunden, entsprechen jedoch keinem realen Produkt. Bild 7 zeigt den zur Verfügung stehenden Bauraum sowie die FEM- und die Gießsimulationsmodellierung.

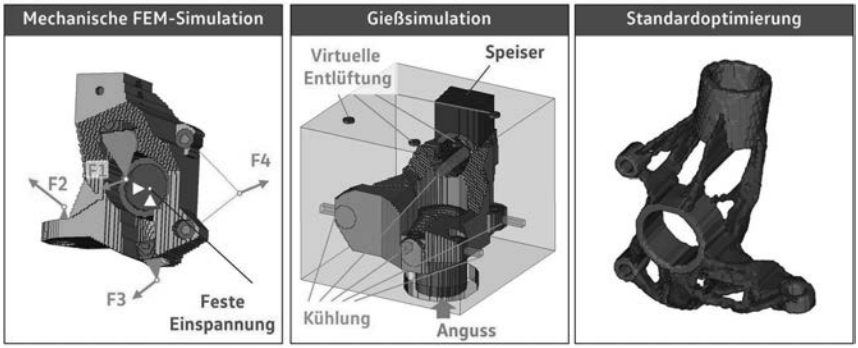


Bild 7: Mechanische FEM- und Gießsimulation des Schwenklagers

In der FEM-Simulation ist das Bauteil am Radmittelpunkt fest eingespannt. An vier verschiedenen Krafteinleitungspunkten werden die Brems-, Beschleunigungs- und Seitenkräfte in sechs verschiedenen Lastfällen eingebracht. Vernetzt ist das Modell mit 160.000 gleichseitigen Hexaederelementen. Als Material wird Aluminium mit einem Spannungsgrenzwert von 200 MPa verwendet. Um die Herstellbarkeit mit den neuen Optimierungsfunktionen zu verbessern wird zusätzlich der Gießprozess im CPC-Verfahren simuliert. An der Unterseite wird die Kavität gefüllt. Um eine gerichtete Erstarrung zu fördern sind bereits ein Speiser und verschiedene Kühlkanäle vorgesehen. In der Optimierung sind diese Geometrien nicht variabel. Die Entlüftung hingegen wird in jeder Simulation individuell auf den jeweiligen Bauteilentwurf angepasst. Ebenfalls ist in Bild 7 das Ergebnis einer Standardoptimierung unter Berücksichtigung einer Entformungsrichtung, jedoch ohne erweiterte geometrische Herstellrestriktionen und ohne Gießsimulation gezeigt. Dabei sind nicht stanzbare Strukturen, sehr kleine Löcher und Taschen sowie sehr kleine Streben in dem Optimierungsergebnis enthalten. Zur Erfüllung der Herstellanforderungen für einen Seriengussprozess sind deutliche konstruktive Änderungen notwendig.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 8 zeigt das Ergebnis der neuen, gussgerechten Topologieoptimierung. Dieses ist mit 42588 Elementen 6,8% schwerer als das Ergebnis der Standardoptimierung.

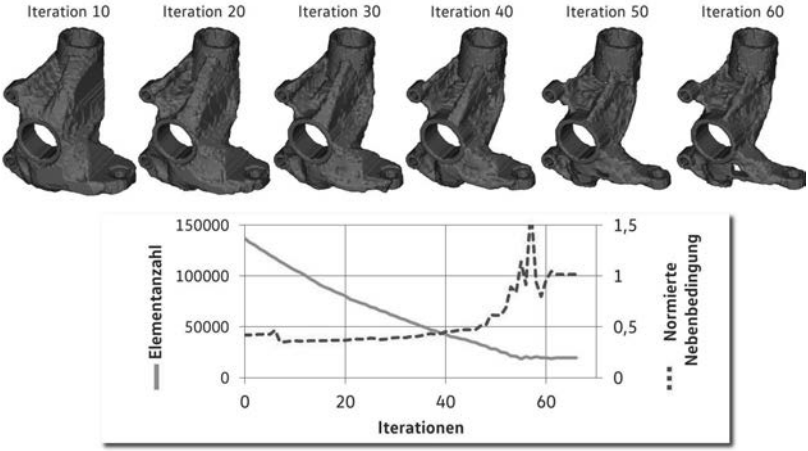


Bild 8: Optimierungsverlauf der gussgerechten Schwenklageroptimierung

Ausgeglichen wird dieser Nachteil durch die Erfüllung aller Herstellanforderungen. Das Optimierungsergebnis ist eine kompakte, gussgerechte Struktur, welche die geforderten Entformungswinkel sowie minimale Wandstärken, Taschen- und Lochgrößen aufweist. Das entstandene Loch liegt zudem direkt in Entformungsrichtung, so dass ein einfacher Stanzprozess möglich ist.Bild 9 zeigt den Formfüllvorgang. Transparent dargestellt sind noch nicht gefüllte Bereiche, in der Schmelze ist die Temperatur dargestellt.

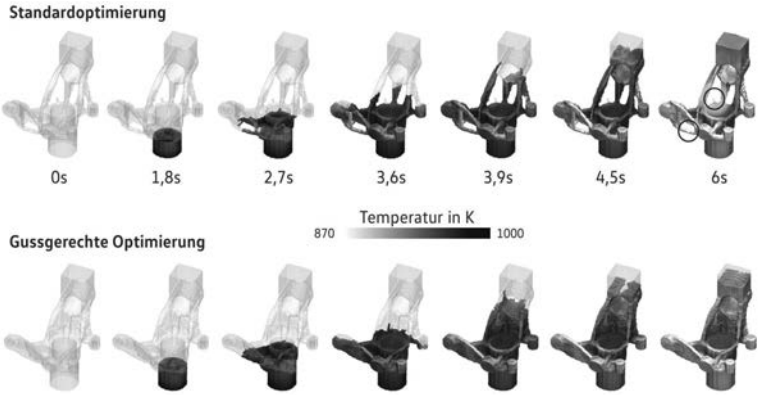


Bild 9: Vergleich der Formfüllsimulation

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei der Standardoptimierung ist ein kleiner Bereich unzureichend entlüftet (obere Markierung bei Zeitschritt 6s), in einem anderen erkaltet die Schmelze so früh, dass Kaltlauf zu befürchten ist (untere Markierung). Das Ergebnis der gussgerechten Optimierung füllt sich problemlos. Größere Unterschiede treten bei dem Vergleich der Erstarrungssimulationen in Bild 10 auf. Trotz Kühlung der Anbindungsbereiche werden diese bei der Standardoptimierung von der Speisung abgeschnitten. Es entstehen fünf im Bild markierte Hot-Spot-Bereiche, die Lunker aufweisen werden. Im Gegensatz dazu erstarrt das gussgerecht optimierte Bauteil optimal. Im Laufe der Optimierung aufgetretene Hot-Spots konnten durch Materialanlagerung ausgeglichen werden.

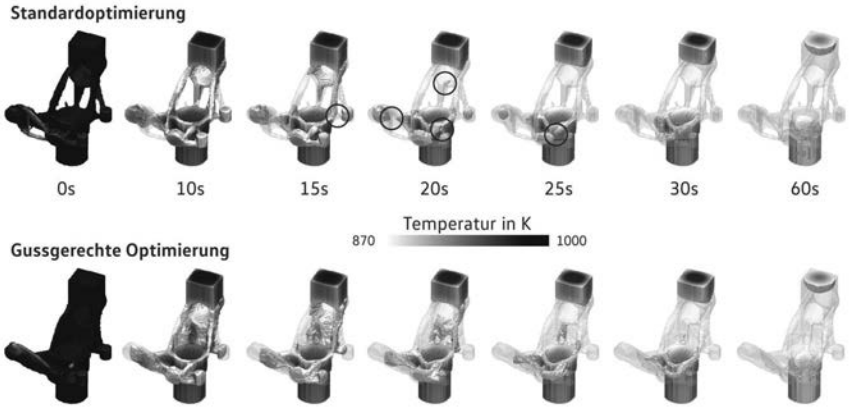


Bild 10: Vergleich der Erstarrungssimulationen

9. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der in die Topologieoptimierung integrierten Gießsimulation ist die Erschließung neuer, kostenneutraler Leichtbaupotentiale möglich. In Kombination mit detaillierten geometrischen Fertigungsregeln wird der Konflikt aus Leichtbau und Herstellbarkeit durch die Verwendung der Simulationsergebnisse gelöst. Parallel zur mechanischen FEM-Simulation wird eine eigene CFD-basierte Gießsimulation zur Berechnung der Formfüllung und Erstarrung durchgeführt. Diese basiert auf dem freien CFD-Programm OpenFOAM in Kombination mit zahlreichen Erweiterungen. Die Umsetzung der Herstellanforderungen erfolgt mit verschiedenen Wirk- und Bewertungskriterien, um so alle Restriktionen effizient zu berücksichtigen. Jeder Bauteilentwurf erfüllt die geometrischen Fertigungsregeln und dient so als ideale Konstruktionsgrundlage. Das Formfüllverhalten wird in mehreren Funktionen bezüglich nicht gefüllter Bereiche, Kaltlauf, Verwirbelungen und Turbulenzen verbessert. Ebenso wird durch Optimie-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rung der Erstarrungswege eine gerichtete Erstarrung ohne Lunkerbildung ermöglicht. An der Optimierung eines Schwenklagers werden die Vorteile dieser Methodik deutlich. Im Vergleich zu dem Ergebnis einer Standardoptimierung weist die gussgerechte Optimierung ein sehr gut gießbares Ergebnis auf, das direkt in eine Konstruktion überführt werden kann. Zeit- und gewichtsintensive Änderungen und Interpretationen des Optimierungsergebnisses entfallen und leichte, optimal herstellbare Gussbauteile können in einem schnellen und effizienten Prozess entwickelt werden. So sind 10% leichtere Bauteile in einem um 60% verkürzten Prozess möglich. Ebenso verbessert sich die Anlaufqualität durch die Betrachtung des Herstellprozesses ab Beginn der Bauteilentwicklung und Ausschuss kann reduziert werden. Aufbauend auf dieser Arbeit kann neben dem Gussbauteil auch der Gießprozess angepasst und optimiert werden. Durch die Abbildung des gesamten Gießsystems in der Optimierung können abhängig von den Positionen der Temperatur-Hot-Spots im Bauteil Prozesseigenschaften wie Speiser- und Kühlungsposition und -größe optimal auf die jeweilige Bauteilgeometrie abgestimmt werden. Bei einer bereits optimalen Erstarrung können im Gegenzug Speiserbereiche verkleinert werden, um Umlaufmaterial zu reduzieren. Mit weiteren, ineinander geschachtelten Optimierungsschleifen können darauf aufbauend umfassendere Prozesseigenschaften wie Angusspositionen oder Gießlagen optimiert werden, um die ideale Kombination von Gussbauteil und Gießprozess zu finden.

Literatur

[1] Bendsøe, M. P.; Kikuchi, N.: Generating Optimal Topologies In Structural Design Using A homogenization Method, Applied Mechanics And Engineering, 71, 3, 197-224, 1988

[2] Bendsøe, M. P.; Sigmund O.: Topology Optimization – Theory, Methods and Applications, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2003

[3] Schumacher, A.: Optimierung mechanischer Strukturen - Grundlagen und industrielle Anwendungen, 2. Aufl. 2013. - Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Vieweg, 2013

[4] Xie, Y. M.; Steven, G. P.: A Simple Evolutionary Procedure for Structural Optimization, Computer and Structures, Vol. 49, No. 5, Dec. 2013

[5] C. Mattheck: Design in der Natur, Rombach Verlag, Freiburg im Breisgau, 1997

[6] VDI-Richtlinie 6224 Blatt 2: Bionische Optimierung – Anwendung biologischer Wachstumsgesetze zur strukturmechanischen Optimierung technischer Bauteile, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2012

[7] Wang, M. Y.; Wang, X.; Guo, D.: A level set method for structural topology optimization, Computational Methods Applied Mechanical Engineering 192, 2003

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[8] Schramm, U.; Thomas, H.; Zhou, M.: Manufacturing Considerations and Structural Optimization for Automotive Components, SAE 2002 World Congress, Detroit, 2002

[9] Zhou, M.; Fleury, R.; Shyy, Y. K.; Thomas, H.; Brennan, J. M.: Progress in topology Optimization with Manufacturing Constraints, 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Atlanta, 2002

[10] Harzheim, L.; Graf, G.: A review of optimization of cast parts using topology optimization
II-Topology optimization with manufacturing constraints, Structural Multidisciplinary Optimization 31, 2006

[11] Marx, S.; Kristensen, A. S.: Implementation of Molding Constraints in Topology Optimization, Proceedings of the Twenty Second Nordic Seminar on Computational Mechanics, 2009

[12] Almeida, S. R. M.; Paulino, G. H.; Silva, E. C. N.: A simple and effective inverse projection scheme for void distribution control in topology optimization, Structural Multidisciplinary Optimization 39, 2009

[13] www.fe-design.de/produkte/simulia-tosca-structure

[14] www.altairhyperworks.de/optistruct

[15] Saxena, P.; Agrawal, P.; Jain, H.: Casting Simulation & Optimization For T Casting Junctions Using Response Surface Methodology, International Journal of Engineering Research & Technology Vol. 2Issue 5, 2013

[16] Drude, N. C.: Optimale Gestaltung von Strukturen elastischer Materialien durch die Topologieoptimierung mit Gewichtungsoperatoren, Technische Universität München, 2011

[17] Lewis, R. W.; Manzari, M. T.; Ransing, R. S.; Gethin, D. T.: Casting shape optimisation via process modelling, Materials and Design, 21, 381-386, 2000

[18] Schumacher, A.; Wagner, A.; Smarsly, W.; Fischer, R.; Bartsch, M.; Scholz, A.: Process chain simulation integrated in automatic optimization loops for developing cast parts founded by validated material models, Proc. of the 4th European Conference on Materials and Structures in Aerospace, 7-8 February 2012, Hamburg

[19] Michailidis, G.: Manufacturing constraints and multi-phase shape and topology optimization via a level-set method, École Polytechnique, 2014

[20] Teichmann, E.: Efficient structural update for three-dimensional topology optimization problems using level set functions, Universität Kaiserslautern, 2008

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[21] Maurer, S. A.; Hager, P.; Schmidt, S.; Schumacher, A.: Verschleißreduktion an Umlenkungen in Leichtmetallgussbauteilen durch numerische Formoptimierung, Gießerei 102, 01/2015, Düsseldorf

[22] Mache, T.: Methode zur Konstruktion und Optimierung von Strukturgussbauteilen unter Berücksichtigung von fertigungstechnologischen Randbedingungen in der frühen Phase der Entwicklung, 14. FLOW-3D-Nutzertreffen, 2014

[23] Andrä, H.; Linn, J.; Shlyar, I.; Steiner, K.; Teichmann, E.: OPTCAST – Entwicklung adäquater Strukturoptimierungsverfahren für Gießereien, Berichte des Faunhofer ITWM, 80, 2005

[24] Schmidt, I.: Optimierung von Gießprozessen mit Hilfe von numerischer Simulation, konstruieren + giessen 32, 2007

[25] Hahn, I.; Sturm, J. C.: Automatische Optimierung in der Gießprozesssimulation, Giesserei 99, 2012

[26] Tavakoli, R.; Davami, P.: Optimal riser design in sand casting process by topology optimization with SIMP method I: Poisson approximation of nonlinear heat transfer equation, Structural Multidisciplinary Optimization 36, 2008

[27] Thoma, C.; Heid, R; Burger, J.; Dilger, K.; Volk, W.: Numerische Topologieoptimierung von Angusssystemen für druckgegossene Strukturbauteile, Gießerei 12/2013, Düsseldorf

[28] Harzheim, L.; Graf, G.: A review of optimization of cast parts using topology optimization
I - Topology optimization without manufacturing constraints, Structural Multidisciplinary Optimization 30, 2005

[29] Franke, T.; Fiebig, S.; Horstmann, G.; Vietor, T.: Robuste und produktionsgerechte Topologieoptimierung von Gussbauteilen mit Fertigungsrestriktionen und integrierter Gießsimulation, NAFEMS Online Magazin – Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und an-grenzende Gebiete, 35. Ausgabe, Oktober 2015

[30] Franke, T.; Fiebig, S.; Vietor, T.: Fertigungsgerechte Bauteilgestaltung in der Topologieoptimierung auf Grundlage einer integrierten Gießsimulation, AutoUni – Schriftenreihe - 2. Wissenschaftssymposium Komponente – Ur- und Umformen, Logos Verlag Berlin 2016

[31] Franke, T.; Fiebig, S.; Vietor, T.; Sellschopp, J.: Neue Leichtbaupotentiale durch Integration der Herstellrestriktionen in die Topologieoptimierung am Beispiel Gießen, Faszination Hybrider Leichtbau, Wolfsburg, Mai 2016,

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[32] Fiebig, S.; Axmann, J. K.: Combining nonlinear FEA simulations and manufacturing restrictions in a new discrete topology optimization method, Proc. of the 9th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization, June 2011, Shizuoka, Japan

[33] Hirt, C. W.; Nichols, B. D.: Volume of Fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries, Journal of Computational Physics, 39 1, 201-225, 1981

[34] Rösler, F.: Modellierung und Simulation der Phasenwechselvorgänge in makroverkapselten latenten thermischen Speichern, Universität Bayreuth, 2014

[35] Voller, V. R.; Brent, A. D.; Prakash, C.: Modelling the mushy region in a binary alloy, Appl. Math. Modelling, 14, 320-326, 1990

[36] Ferziger, J. H.; Perić, M.: Numerische Strömungsmechanik, Springer, Berlin, 2008

[37] Craven, B. A.; Campbell, R. L.: Multi-Region Conjugate Heat/Mass Transfer, 6th OpenFOAM Workshop, 13-16 June 2011

[38] Roll, F.: Handbuch der Gießerei-Technik, Erster Band, 2. Teil, Werkstoffe II, Springer Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 60

[39] Niyama, E., Uchida, T., Morikawa, M. & Saito, S.: A method of shrinkage prediction and its application to steel casting practice, AFS International Cast Metals Journal 7, 1982

[40] Carlson, K. D.; Beckermann, C.: Prediction of Shrinkage Pore Volume Fraction Using a Dimensionless Niyama Criterion, Metallurgical and Materials Transaction A 40A, 2009

[41] Jakumeit, J., Jana, S., Böttger, B., Laqua, R., Jouani, M.Y., Bühring-Polaczek, A.: Simulation-based prediction of micro-shrinkage porosity in aluminum casting: Fully-coupled numerical calculation vs. criteria functions, Materials Science and Engineering 27, 2011

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Synergetische Methodik zur Impact-Simulation im Fahrwerk aus Sicht der Betriebsfestigkeit

A Synergetic Method for Impact Simulation in the Chassis-Domain from a Durability Point of View

Dr.-Ing. **Johannes Utzinger**, Dipl.-Ing. **Edwin Lengl**,
Dipl.-Ing. **Bruno Seufert**, Daimler AG, Sindelfingen

Kurzfassung

Effiziente numerische Berechnungsmethoden finden bei zunehmend digitalisierter Bauteilauslegung bzgl. Festigkeits- und Betriebsfestigkeitsbelangen vermehrten Einsatz in der Fahrzeugentwicklung. In diesem Zusammenhang werden auch hochdynamische, fahrwerksrelevante Aufprallvorgänge simuliert und methodisch vorangetrieben.

Dies beinhaltet beispielsweise den seitlichen Aufprall des Rades auf den Bordstein bei eisglatter Fahrbahn – ein Lastfall, der im Gewerk der Betriebsfestigkeit angesiedelt ist. Die dabei entwickelte Methodik soll synergetisch genutzt werden, um auch Aufprallvorgänge auf geringeren Energieniveaus zu simulieren. Gleichzeitig sollen die bei solchen Sonderereignissen an den Fahrwerksteilen vorliegenden Schnittkräfte bestimmt werden, um sie anschließend als auslegungsrelevante Lasten in der frühen Entwicklungsphase nutzen zu können.

Abstract

Due to an increasing need of digital validation for strength and durability aspects, the application of efficient numerical computation methods in vehicle development is intensified. In this context, highly dynamic impact events, being relevant for the chassis domain, are simulated and methodologically developed.

This contains, e.g., the lateral impact of the wheel on a curb stone due to an icy road surface – a load case which is resident in the sector of durability.

The related method shall furthermore be transferred to a synergetic usage in the simulation of low-energy-impacts with special event character. There, section forces will be identifed for all relevant chassis parts in order to enhance the dimensioning process of such parts in the early development phase.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einführung

Im Rahmen verkürzter Entwicklungszeiten und verstärkter Digitalisierung werden effiziente Berechnungsmethoden benötigt, die eine robuste Prognosesicherheit aufweisen. Insbesondere die anteilige Verlagerung von betriebsfestigkeitsrelevanten Prüfstandserprobungen in die numerische Simulation der frühen Entwicklungsphase erfordert Know-How im multidisziplinären Umfang und ist eine der derzeitigen großen Herausforderungen für Berechnungsingenieure in der Fahrzeugtechnik.

Viele versuchsseitig zu bestehende Lastfälle im Gewerk Betriebsfestigkeit Fahrwerk wurden bereits erfolgreich in die CAE-Welt transferiert. Dies umfasst zum einen Schlechtwegerprobungen im Rahmen von Betriebsfestigkeitsberechnungen auf Basis transienter Lasten, aber auch Sonderereignisse, wie z.B. eine Kanaldeckelüberfahrt, durch die Abbildung in quasistatischen Simulationen.

Hochdynamische Simulationen waren bislang den Bereichen der Crashsicherheit und Unfallforschung zuzuordnen. Prognosegüte und Aufwand stehen dabei in einem hervorragenden Verhältnis.

Um die digitale Prognosefähigkeit weiter auszubauen, wird nun die Prüfstandserprobung „Seitenschlag“ der Berechnung zugänglich gemacht. Je nach Konfiguration entspricht diese Erprobung z.B. einem seitlichen Auftreffen des Rades auf den Bordstein, z.B. bei glatter Fahrbahn, genannt „Bordsteinaufprall“, und hat den Charakter eines Missbrauchsereignisses. Hierfür wird die zu prüfende PKW-Achse auf ein Gestell montiert, mit einer geeigneten Radlast versehen und dann einem lateralen Schlag auf Bordsteinniveau ausgesetzt, dessen Energieeintrag dem eines realen, nicht gewollten Kontakts bei glatter Fahrbahn entspricht. Eine Achse und der Impaktor sind schematisch in Bild 1 dargestellt.

Bild 1: Schematische Darstellung einer Achse und des Impaktors beim Lastfall Bordsteinaufprall.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Herausforderung dieser Aufgabe besteht darin, einen Detaillierungsgrad zu finden, der den Vorgängen während des Aufpralls gerecht wird und die nötige Prognosesicherheit bietet. Um Rechenzeit zu sparen, soll gleichzeitig vermieden werden, unnötige Einzelheiten in der Simulation abzubilden. Ausgehend von Methoden, die in der Crashsimulation bereits angewendet werden, müssen diese der hier benötigten Simulationstiefe angepasst und anschließend validiert werden.

2. Exemplarische Herausforderungen bei der Impact-Simulation im Gewerk Betriebsfestigkeit Fahrwerk

Im Folgenden sollen einige exemplarische Herausforderungen besprochen werden, die bei der Entwicklung der dargestellten Methode auftraten [1].

Prinzipiell ist aus synergetischen Gründen darauf zu achten, dass für Betriebsfestigkeitsberechnungen eingesetzte FE-Modelle ebenso für die hochdynamische Simulationen verwendet werden können. Dies bedingt eine gewisse Diskretisierungsfeinheit, die durch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellenfront bei expliziter dynamischer Rechnung beschränkt wird.

Um die Spannungen in versagensgefährdeten Bereichen exakt zu prognostizieren (was für ein damit verbundenes mögliches Versagen entscheidend ist), wird in diesen Gebieten eine im klassischen Crash unüblich feine Diskretisierung mit numerisch hochqualitativen Elementen angestrebt. Diese Notwendigkeit zeigte sich beispielsweise im Bereich der Taumelnietung des Radlagers (siehe Bild 2). Ein mögliches Versagen der Achse im Entwicklungsprozess an dieser Stelle hätte andernfalls nicht vorhergesagt werden können.

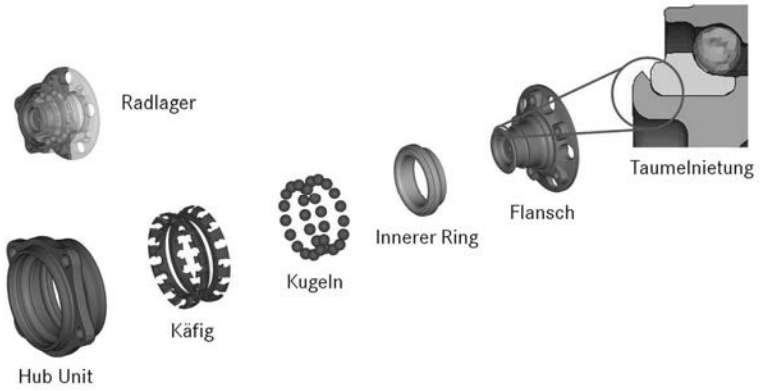


Bild 2: Radlager und die darin enthaltene Taumelnietung am Flansch

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da die Bedingungen für das Bestehen des Lastfalls Bordsteinaufprall eine exakte simulative Vorhersage von Deformationen und möglicherweise Brüchen von Bauteilen implizieren (was wiederum eine möglichst exakte Prognose von Spannungen bedingt), müssen komplexe Versagensmechanismen berücksichtigt werden [2]. Dabei wurden Methodenanteile aus dem PKW-Crash bzgl. der Materialmodellierung ins Fahrwerk übertragen.

Die Notwendigkeit der methodisch hinreichenden Abbildung von Kontaktmechanismen beginnt direkt beim Aufprall des Impaktors auf Reifen und Felge. Verschiedene, in der kommerziellen Software verfügbare Kontaktmechanismen müssen während der Modellerstellung möglichen Kontaktpartnern passend zugewiesen werden.

Ebenfalls notwendig ist eine hohe Detailtiefe des Modells bezüglich der Abbildung von Freiheitsgraden in Lagern und Gelenken. Auch eine sehr genaue Abbildung von Gummilagersteifigkeiten und weiteren Funktionaldaten ist notwendig, was diese Methodik in einigen Aspekten von der traditionellen Crashberechnung abhebt.

Einen entscheidenden Beitrag liefert eine exakte Modellierung des Federbeins, was insbesondere hinsichtlich der umzusetzenden Vorspannung infolge vorgegebener Radlast notwendig ist. Ein Ersatzdiagramm der Steifigkeiten und Anschläge in einem Luftfederbein ist exemplarisch in Bild 3 dargestellt.

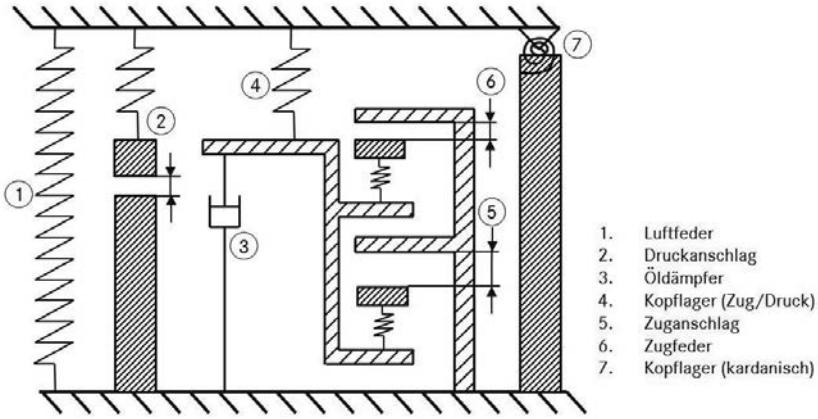


Bild 3: Ersatzdiagramm der Steifigkeiten und Anschläge in einem Luftfederbein

Diese Steifigkeiten und Anschläge werden über geeignete Modellierungsmöglichkeiten umgesetzt und entsprechen im Wesentlichen den im Gewerk Betriebsfestigkeit Fahrwerk bei der Mehrkörpersimulation eingesetzten Funktionaldaten. Dies erschließt weitere Synergien.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Methodik wurde durch den Abgleich von Versuch und Berechnung an einem bestimmten Achsaufbau validiert. Dabei konnte eine sehr gute Übereinstimmung der Validierungsgrößen der Bewegungsrichtungen, der Kontaktereignisse, der lokalen Deformationen und der Bruchvorgänge beobachtet werden.
Auch ein Vergleich der Kraft-Zeit-Kurven aus Versuch und CAE-Simulation, ermittelt am Impaktor, ergaben eine befriedigende Übereinstimmung. Zu bemerken ist die Präsenz zweier lokaler Maxima im Kraftverlauf der Simulation vor Erreichen der Maximalkraft – im Versuch gab es dort nur ein Maximum, siehe Bild 4. Dieses Phänomen wird momentan noch untersucht.

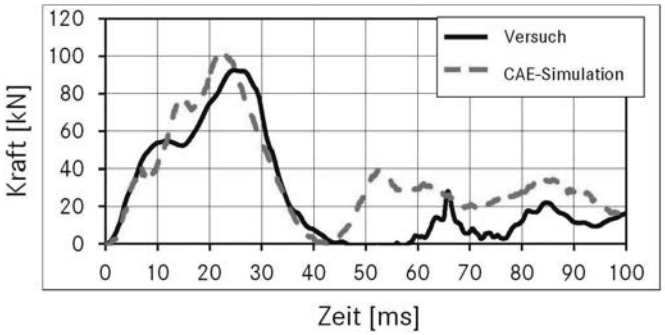


Bild 4: Kraft-Zeit-Kurven aus Versuch und CAE-Simulation

Die Methodik befindet sich momentan für weitere Achsen und Achsprinzipien in der Validierungsphase. Anschließend wird eine Verifikation durch seriennahe Anwendung der Methodik in der frühen Entwicklungsphase erfolgen.

3. Generierung von Auslegungslasten aus Impact-Lastfällen

Ein weiteres innovatives und synergetisches Novum ist die Ableitung von Auslegungslasten aus einem Impact-Lastfall ohne Versuchsdatenbasis. Die Ableitung von Lasten aus digitalen Quellen ist aktuell in prozessualer Umsetzung in der PKW-Entwicklung [3].
Um in der frühen Entwicklungsphase das Optimierungspotenzial von Fahrwerksbauteilen zu erkennen, werden Informationen zu entsprechenden Schnittlasten benötigt, die in der Regel durch entsprechende Methoden der Mehrkörpersimulation bereitgestellt werden. Diese ist in der Regel allerdings auf Probleme ohne Kontaktphänomene ausgerichtet und kann an dieser Stelle nicht eingesetzt werden. Um also bei lateralen Impact-Lastfällen mit Sonderereignis-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

charakter Schnittlasten zu erhalten, kann deshalb die für das Missbrauchsereignis „Bordsteinaufprall“ entwickelte Methodik herangezogen werden. Ein solches Sonderereignis ist der sogenannte „seitliche Anprallversuch“, der im Versuch durch einen Aufprall des Impaktors mit einem Bruchteil der Energie des Missbrauchsereignisses umgesetzt wird. Fahrwerksteile sollten ein solches Ereignis unbeschadet überstehen. Die aus der Simulation extrahierten Maximalkräfte, z.B. an Fahrwerksstreben, erlauben in Kombination mit einer quasistatischen Analyse des betreffenden Bauteils in der hardwarefreien frühen Entwicklungsphase eine Abschätzung bzgl. des Potenzials des Bauteils. Exemplarisch sind die mittels der vorliegenden Methodik extrahierten Kraft-Zeit-Kurven der Schnittlasten eines Federlenkers in Bild 5 dargestellt.

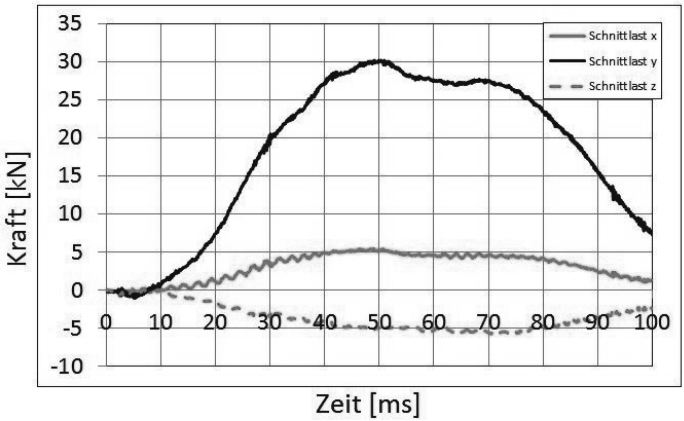


Bild 5: Kraft-Zeit-Kurven der Schnittlasten eines Federlenkers beim Sonderereignis „seitlicher Anprallversuch“

Die Validität der Methodik für ein solches niederenergetisches Ereignis wird durch eine experimentelle Untersuchung mittels Dehnmesstreifen belegt werden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine Methodik zur Simulation eines Impact-Lastfalls im Gewerk Betriebsfestigkeit Fahrwerk vorgestellt. Einige der methodischen Einzelheiten wurden erläutert und die damit verbundenen Problemstellungen angesprochen. Ausstehend ist die Validierung der Methodik

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

für verschiedene andere Achsprinzipien als den bisher untersuchten, sowie die Verifikation im Rahmen des frühen Entwicklungsprozesses.
Eine Validierung der Übertragbarkeit der Methode auf niederenergetische Impact-Lastfälle, namentlich Sonderereignisse, wird angestoßen.
Ziel ist es, für eine Vielfalt von Achsprinzipien sowie möglichst alle häufig vorkommenden Problemstellungen der Modellierung und Berechnung eine verifizierte Methode zu erhalten, welche die Simulation von Impact-Lastfällen im Fahrwerksbereich prognosefähig macht.
Der Einbezug von Leichtbauprinzipien in die Achskonstruktion erfordert dabei beispielsweise die Berücksichtigung von gegossenen Leichtmetallbauteilen in der Betriebsfestigkeitsabsicherung und -berechnung [4], [5].
Es sollen nicht nur bekannte Phänomene abgebildet werden, sondern auch unerwartete Versagensmuster vorhergesagt werden können.

[1] Utzinger, J.: Simulation eines hochdynamischen Lastfalls im Fahrwerksbereich. Daimler
EDM CAE Forum, Stuttgart, 22.-23.07.2015

[2] Haufe, A., DuBois, P., Neukamm, F., Feucht, M.: GISSMO – Material Modeling with a sophisticated Failure Criteria. LS-Dyna Developer Forum, Stuttgart, 12.-13.10.2011

[3] Brandes, S., Seufert, B., Leidner, U., Melz, T.: Lastdatengenerierung anhand MKS – Gesamtfahrzeugsimulationen mit Fahrwerkregelsystemen. 41. Tagung des DVM-AK Betriebsfestigkeit, Ingolstadt, 08.-09.10.2014

[4] Voigt, P., Turanij, Y.: Entwicklung und Integration von Beurteilungskriterien zur Qualitätssicherung und Bauteilberechnung unter Berücksichtigung des Einflusses von Poren und nichtmetallischen Verunreinigungen auf die Schwingfestigkeit von Aluminium-Gusslegierungen. Schlussbericht AiF-Vorhaben 295ZN, 2011

[5] Friedrich, H.E.: Leichtbau in der Fahrzeugtechnik. Wiesbaden: Springer 2013

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tool Chain for development of ADAS systems

M.Sc. **Abhishek Ravi**, Dr. **Hans-Michael Koegeler**,
M.Eng. **Takayuki Miyata**, AVL List Gmbh, Graz, Austria;
M.Sc. **Andrea Saroldi**, CRF, Italy

Kurzfassung

Eine der größten Herausforderungen in der Fahrzeugentwicklung ist es, die steigende Variantenvielfalt sicher zu beherrschen. Dabei gilt es einerseits die Anforderungen der verschiedenen Märkte gezielt zu adressieren und andererseits die zunehmend umfangreicheren Tests in tendenziell noch kürzeren Entwicklungszyklen darzustellen. Das gilt in besonderem Maße für ADAS Funktionen (Advanced Driver Assistance Systems), an die hohe Komfortanforderungen gestellt werden und deren Testszenarien äußerst vielfältig sind. In diesem Beitrag wird vorgestellt, wie die modellbasierte Herangehensweise aus der Antriebsstrangentwicklung für ADAS Funktionen übernommen und angepasst werden können. Dies gilt für MIL, SIL – also reine Simulationsumgebungen aber auch für HIL Umgebungen, wobei mit „HIL“ auch Komponentenprüfumgebungen gemeint sind. Es werden einerseits komplexe Entwicklungsprozesse und anderseits umfangreich Validierungsaufgaben unterstützt.

Abstract

One of the biggest challenges in vehicles development is the increasing number of vehicle variants for different markets, which have to be developed and tested in ever shorter cycles. This is doubly true for ADAS systems (Advanced Driver Assistance Systems), which in addition have to satisfy increasing consumer and government demands on comfort and safety. This paper proposes a model based development method, which is well accepted in the powertrain domain, and can be adopted and adapted for ADAS requirements. The ADAS function testing environment is capable of operating in a MIL, SIL (pure simulation environments) and HIL (meaning any hardware in the loop) environment, and assists to solve complicated tuning and validation tasks.

1. Introduction

The demand for advanced driver assistance systems (ADAS) is expected to increase over the coming decades. Even though the implementation is still in the early stages, ADAS is one

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

of the fastest growing areas in automotive electronics, well on the way to becoming a mainstay and even a brand differentiating feature [1]. ADAS began as a vehicle control system to assist drivers enjoy a comfortable ride. Its potential to identify dangerous traffic situations was recognized, driving its development as a safety system. The ever increasing complexity of ADAS development, requires a robust tool chain for testing and validating it. To keep up with the development efforts, it is no longer economical or safe to test its performance with prototype vehicles alone. There is a need to move some of the concept testing and evaluation to a virtual test environment on PCs using Model in the Loop (MIL) simulations, and for further comprehensiveness including the Software in the Loop (SIL) and Hardware in the Loop (HIL) environments. Just that the Unit under Test (UUT) has to be available in the form of real hardware or/and software in case of HIL, or at least as close to the final UUT as possible in case of MIL and SIL. Furthermore, a co-simulation platform which is capable of providing a seamless development environment from SIL/MIL to HIL is essential to realize this frontloading approach. It allows developers to perform the same tests and to assess the functionality of the unit under test at different development phases. Having such development environments available supports the development of ADAS Functions as the UUT and their tuning. Further it can be utilized to test an already developed UUT under various environmental scenarios.

2. Model Based Tuning

Tuning of a system involves operating it in a defined condition and then measuring the system behavior. Based on the targets, the operating conditions are varied until the targets are met. In Fig. **1** the classical “one-parameter-at-one-time” method is shown, where each accounted influencing parameter (Design variable) is varied one at a time in a “trial and error” approach until the tuning engineer observes the desired behavior, which is rated subjectively to be close enough to the target behavior. The system can be a combustion engine, transmission, electro-motor, battery, steering system, or as in our case an ADAS function. The major disadvantage of the classical method is the iterative approach to reach a local “apparent” optimum, which depends on the starting point of the tests. The second major disadvantage is the lack of systematic knowledge about the UUT behavior, which helps one to find a global optimum, to solve the tuning target conflicts and to predict the behavior of other tuning variants. The overall complexity increases with more relevant tuning parameters, and the quality of the optimization depends on one considering and understanding all the relevant influencing parameters and their interactions for the desired behavior [3].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

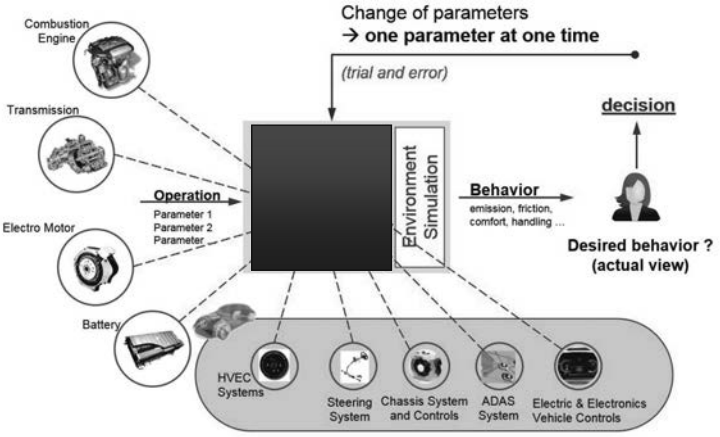


Fig. 1: Manual Tuning Process

The model based tuning method shown in Fig. **2** makes use of the Statistical Design of Experiments (DOE) [3] [4]**.** This method aims to find the correlation between the design variables (input variables) and the key performance indicators (results, KPIs) using the minimum number of tests/experiments. Using a standardized test design, all the relevant design variables for a certain tuning activity are varied systematically and simultaneously (e.g. ECU values, for the defined vehicle properties, driver, and road conditions etc). Out of the corresponding observations (KPIs), behavior models of the UUT are generated for each of the KPIs as function of the influencing design variables. The design space is well explored and the behavior models also contain the interaction effects between the design variables, which is typically missed in a "one factor at a time approach". The behavior model represents the UUT response to changes in the design variables and provides realistic, reproducible and reusable results within the investigated design space. These models can be further used for a multi objective optimization and trade off analysis, providing additional mathematical support to the tuning engineers to reach the proper tuning decision [4]**.** In this paper, the model based tuning of a map based ACC controller to achieve two modes of operation: Comfort and Sporty, is discussed using an application example.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

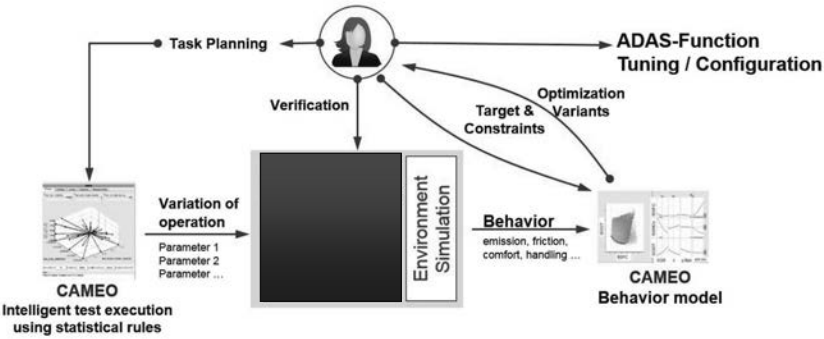


Fig. 2: Model based tuning of a Unit under Test (UUT)

3. Demonstrative example

A map based ACC function developed under the framework of the European project DE-SERVE by our partner CRF is used in this paper. It is running on a commercially available MIL environment (IPG CarMaker+ MATLAB Simulink) as shown in Fig. **3** and is tuned for a Fiat 500L using the calibration tool AVL CAMEO.

Fig. 3: Function developed using IPG CarMaker and MATLAB Simulink

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.1 Function Overview

The controller function shown in Fig. **4** controls the vehicle velocity in order to enter and exit road curves in a safe and comfortable manner. The function controls the vehicle speed using jerk requests. Jerk is the rate of change of acceleration. A sample run is show in Fig. **5.** The controller has the GPS coordinates of the road between Ceva and Savona in Italy which is used as the reference track. A target velocity is assigned to the ACC function, and it generates a reference velocity curve (in red) based on the reference track. This is the maximum possible velocity the vehicle can reach, without the risk of leaving the road. The real vehicle velocity (in blue) is limited by the controller function setting and it closely follows the reference velocity curve. By not allowing the vehicle to exceed the reference velocity curve, the controller ensures that this safety target is kept.

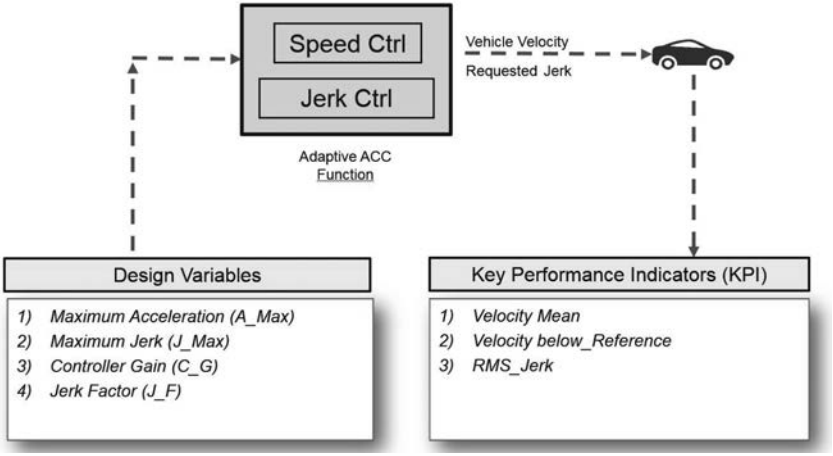


Fig. 4: Function Overview

The design variables (input variables) as shown in **Fig. 4** are:

- Acceleration Maximum (**A_MAX**) limits the maximum positive acceleration the vehicle is allowed. The negative acceleration is not limited in order for the vehicle to generate the necessary braking force in case of obstacles.
- Jerk Maximum (**J_MAX**) limits the maximum positive jerk request from the controller function in order to meet the reference velocity curve. Once again the negative jerk is not limited.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Controller Gain (**C_G**) is the gain factor used to transform the jerk request from the controller function to an acceleration value. It can be mathematically defined as:

$$A_{req} = A_{start} + Jerk_{req} \cdot C_G$$

- Jerk Factor (**J_F**) is the parameter which determines, when the controller function responds to an approaching curve. It defines if the curve is “near” or “far” enough for the controller function to respond.

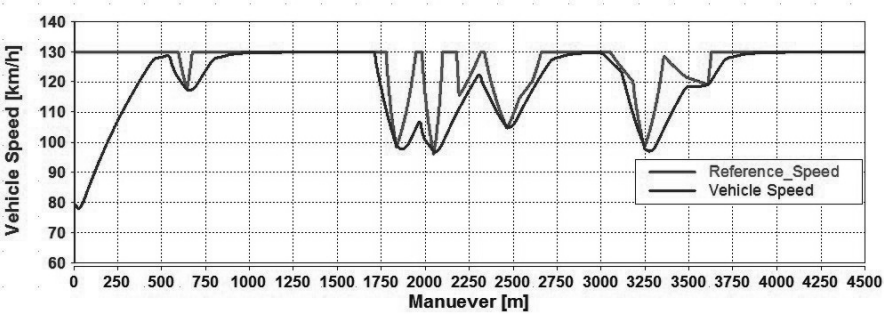


Fig. 5: Velocity profile for a sample test run using the controller function

The Key Performance Indicators (Output Parameters) are:

- **Velocity Mean** is the average vehicle speed in each test run. This parameter is used as an indication of the sportiness of the driving experience. A higher value represents a sportier driving experience.
- **Velocity below_Reference** is the safety indicator. This indicates how far below the reference is the actual vehicle speed.
- **RMS_Jerk** is the root mean square of the vehicle jerk in each test run. It is a comfort indicator, as a lower mean jerk gives a more comfortable ride.

3.2 Test Run Overview

The test run overview is illustrated in Fig. **6**. Test run parametrization and automation is done using AVL-CAMEO, which is interfaced to IPG-CarMaker. A space filling DoE design (S-optimal) of the four design variables is used [5]. The test maneuver on Carmaker consisted of a 5000m test run on the aforementioned digitized road. The design variables are uploaded by CAMEO to the controller function for each test. During the test runs, a jerk limit of ± 2 m/s^3 is set as the minimum comfort requirement. When the limit is violated, the test run is

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

halted and no simulations are made outside of the corresponding range, as this would just be a waste of time. A COR (Custom Output Range) DoE method is used in the current analysis [6] where CAMEO automatically adds a new test point in a user defined output range of interest. In this method, once the start test design has been tested, a basic Meta model of the user selected channels is built with respect to the design variables. If the model quality indicators (R-squared or R-square predicted) are not good enough, further test points are added in the variation space to improve the model quality in the target region.

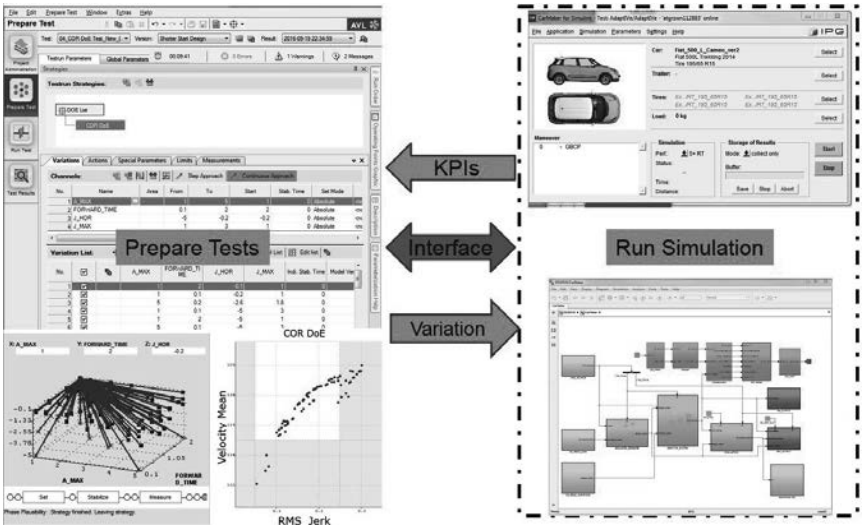


Fig. 6: Test run overview illustrating the workflow

In the current analysis the Mean speed (115 to 125 KPH) and Jerk RMS (0.05 to 0.25 m/s^3) channels were selected as the COR DoE channels. A start space filling design of 30 points, with additional 80 points added by COR DoE gave very good behavior models in the current analysis. This can be judged also in the quite narrow 95 % confidence interval of the models displayed in Fig. **9**, right upper side. Getting all the design parameter interactions - as they are in these models - in case of a full factorial grid approach, a much higher number of simulations in the range of approximately 7^4 = 2401 to 10^4=10000 (assuming 7 to 10 possible candidates for each of the 4 design parameters) would have been necessary. This comparison is relevant in terms of the testing effort. Moreover as discussed previously and as show in Fig. **7** COR DoE ensured there are more measurements in the target region.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

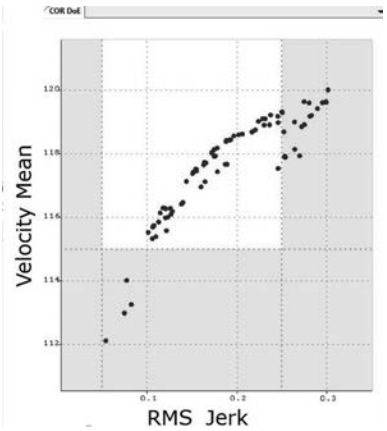


Fig. 7: COR DoE visualization

3.3 Raw Data Analysis

The raw measurement data is checked for plausibility before any mathematical modeling. The data is first checked for any outliers as shown on the right in Fig. **8** . The measured values are all within an acceptable range. The repetition points highlighted in green are perfectly reproduced as expected from a simulation.

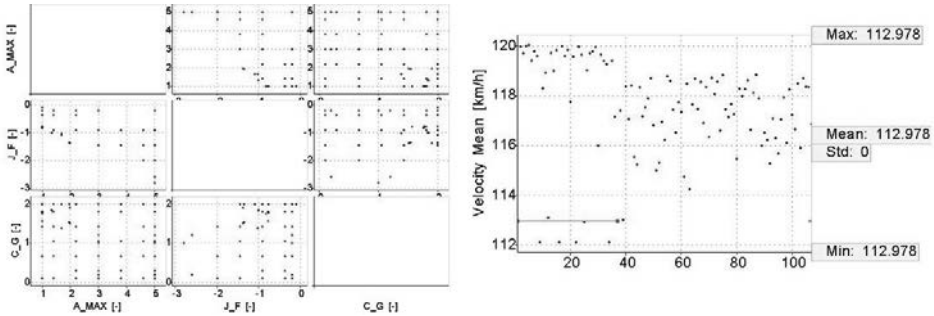


Fig. 8: Left: Check of DoE design and the boundaries of variation parameters
Right: Checking for outliers in the measured variables

On the left in Fig. **8** the influence of limit violations and design correction by COR DoE can be seen quite clearly. There are no test points in certain ranges of **A_MAX, C_G and J_F** where

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

there were limit violations, while a greater concentration of test points in a certain range of design variables shows where COR DoE added additional or alternate test points.

3.4 Meta Modelling and Optimization

The next step in the evaluation is to build behavior models, which forms the basis of the optimization task. **Fig. 9** shows the modeling result which are supported by statistical quality indicators. Good data visualization besides the model building supports the tuning engineer to understand the UUT and the influence of the design variables on its behavior.

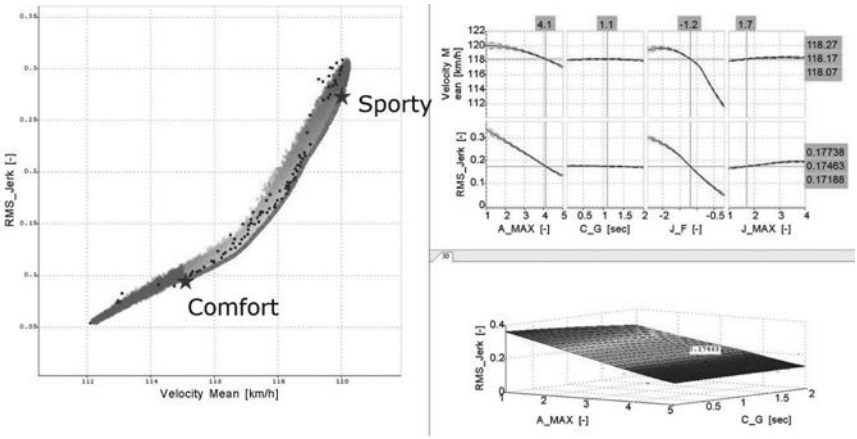


Fig. 9: Optimization Result in the form of a Pareto front with the Comfort and the Sporty Mode highlighted (Left) and Behavior model of RMS_Jerk and Velocity Mean in 3D Mode and intersection graph with the 95 % confidence intervals for the model.

The bottom right shows a conventional 3D plot, which shows the dependency of the RMS_Jerk on A_MAX and J_F. The intersection plot on the top right represents four 1-dimensional cuts through the 4-dimensional model. It shows the influence of all 4 design parameters on the Velocity Mean and RMS_Jerk at the cursor position. The narrow 95 % confidence intervals show a high model quality. It is clearly noticeable that the parameters A_MAX and J_F have the strongest influence on the output parameters. The more negative the J_F, the later the controller reacts to an approaching curve. Thus the vehicle continues travelling close to the target ACC speed before the deceleration request is sent by the controller, causing the vehicle to rapidly break close to the curve. This results in not only a higher

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Velocity Mean but also a high RMS_Jerk. The influence of A_MAX is not as easy to understand, as it is used to calculate J_F. The higher the A_MAX, the less negative the J_F. Hence for a higher A_MAX value, the value of J_F is closer to zero resulting in a smoother but slower ride. It can also be observed that a higher C_G allows for a smoother but slower ride, because it allows the controller more time to achieve the demand acceleration. From the intersection plot, it is possible to manually find values of the variations which give a comfortable ride or a sporty ride or an acceptable compromise. However it is quite easy to miss the optimum or an acceptable compromise when working with multiple input variations, hence the optimization tool is used. The optimization task has two targets, firstly to minimize the JERK_RMS and secondly to increase the Velocity Mean. An upper RMS_Jerk limit of 0.28 m/s^3 and lower Velocity Mean limit of 115 KPH are set as the optimization constraints.

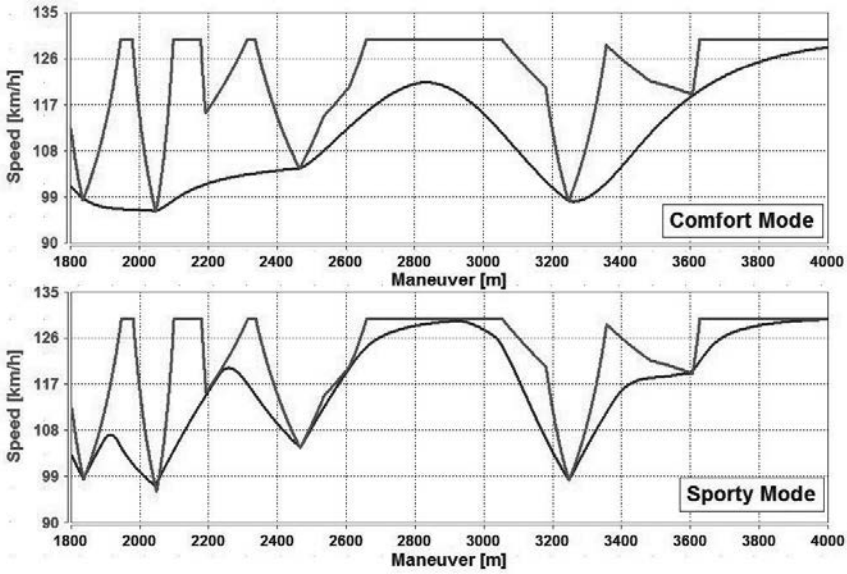


Fig. 10: Comparison between the Comfort Mode and Sporty Mode.

The results can be seen in Fig. **9** where the steel blue curve represents the Pareto front, which shows all the possible optimum trade off solutions which can be considered equally good, as the only way to improve on one objective is to compromise on the other objective. From the Pareto front the extremes can be defined as an optimum comfort mode and an op-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

timum sporty mode respectively. The controller function is run at these settings and the vehicle speed is measured over the maneuver distance (Fig. **10**). It is quite clear that in the comfort mode as compared to the sporty mode, the velocity fluctuations are more gradual, and the vehicle does not try to always reach the reference velocity in order to minimize the jerk. The controller function ensures driver comfort as the primary target, and vice versa for the sporty mode.

3.5 Results Verification

The Pareto front consists of points mostly got from the model extrapolation. To verify our optimization results and to check the robustness of the model, ten points are randomly selected from the Pareto front as shown in Fig. **11** and the test is rerun at these points. The results of these test runs are also shown in Fig. **11** on the right. The figure shows the extrapolated model (in red) and its prediction interval (in blue), and the verification points (in green). The verification points lie within the prediction interval of the model, showing the accuracy of the behavior model prediction.

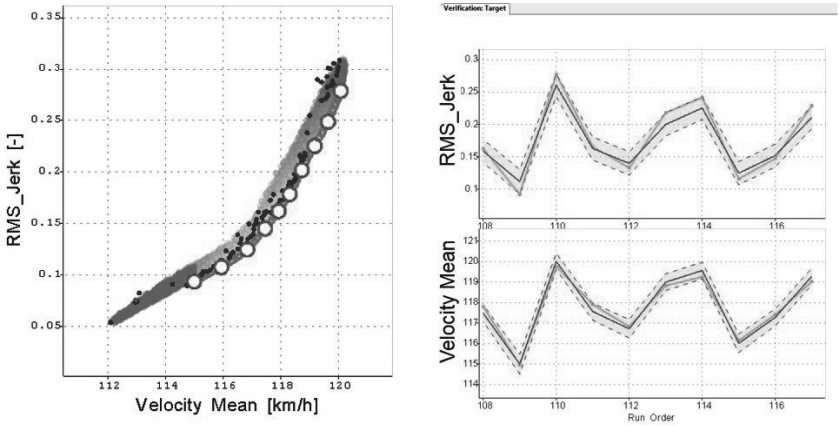


Fig. 11: Left: Ten points randomly selected from the Pareto front for the verification test run; Right: Results from the verification test runs for the KPI's

4. Model based Validation

Once the reference tuning task is completed, it has to be tested if the tuning results are still acceptable, when not running the reference use case but for varying road characteristics. Will the comfort mode still allow for a comfortable ride for different road situations?

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

It would be unfeasible to run simulations on thousands of different roads, besides making it difficult to realize the influence of a specific road. Hence the tuning results are validated as shown in Fig. **12**, where the two tuning modes are fixed as “development result” and a systematic variation of a digitized road using a model based approach is performed. The digitized road is shown in Fig. **13**. The controller settings were fixed to run at comfort mode first and then sporty mode, and the KPI’s results are shown in Fig. **13**. The results show that the drive comfort for sporty mode is below that of the comfort mode as indicated by the higher RMS_Jerk. A RMS_Jerk constraint of at least 0.35 is expected irrespective of the mode of operation, and it has been maintained in both modes for the majority of the design space. The length of the straight sections especially L4 influences the sporty mode.

This behavior can now be sent as feedback by the test department to the development department in order to enter the next improvement loop for that issue. There should not be such a dependency on a long leading straight line for the behavior of a Map based ACC.

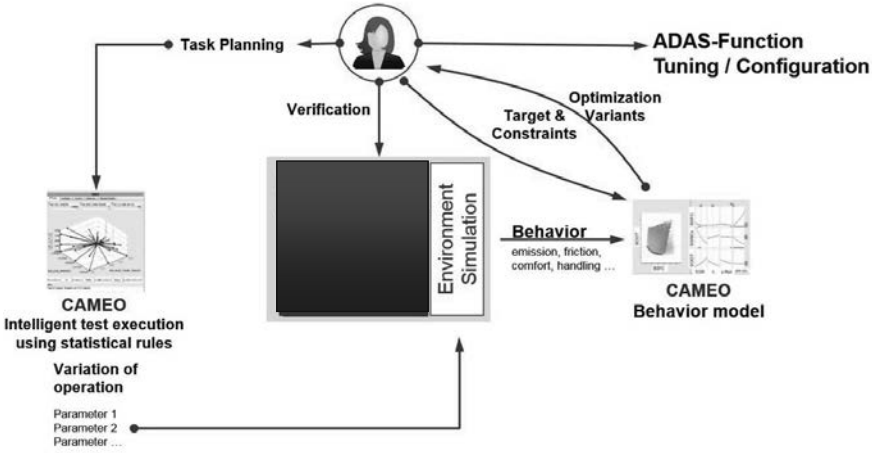


Fig. 12: ADAS function validation where the UUT setting is fixed while the Environment parameters are varied

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

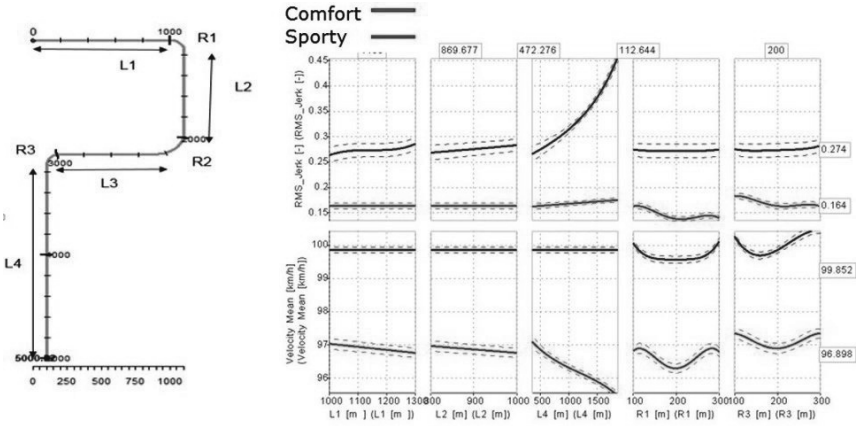


Fig. 13: Left- Road profile used for Model Based variation, Right- The intersection plot comparing the two operation mode results (Comfort Mode in red vs Sporty Mode in blue)

5. Hardware in the Loop testing

The basic tuning of the unit under test is already completed through the model based tuning on the SIL development environment. Never the less differences between virtual components and real integrated functions in an ECU might cause fatal error to the unit under test or safety critical situation. It is possible to assess and increase the traceability of the influence of changes to the ADAS function under test by replacing the component from simulation model to real hardware one by one. That means a step wise approach to the HIL development environment containing the real ECU in connection with the simulated vehicle in its environment. The model based validation approach can be performed in analog way as shown in chapter 4. After HIL testing the developers can perform final tuning or validation at the test track or on public road with a safe unit under test.

6. Conclusion

Virtual tuning of an ADAS function in a MIL environment, using the automated model based approach discussed in this paper and successively validating the result in SIL and HIL development environments can be a powerful combination for the development of a brands-DNA for a driver assistance system. The classical approach relies on a subjective tuning of the ADAS function on proving grounds and public roads, which can be supported and accelerated by using a virtual tuning environments. Using the presented method it is possible to increase the number of tuning tests as compared to a manual tuning, and even more important

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- also the number of target parameters and tests considered to match the optimum targets. The tuning results were also validated using a model-based approach, showing the extension of the use cases to possible variants of the reference use case. The extension of the tool chain to a HIL setup is a need to ensure the quality of the process before going into subjective inspection tests on the road.

References

[1] Shladover, S.,: Review of the state of development of advanced vehicle control systems. Vehicle System Dynamics,1995, pp. 551-595

[2] International Road Traffic Database (IRTAD): 2015. [Online]. Available: http://www.itf-oecd.org/IRTAD

[3] Schick, B. and Paulweber, P.: Model based Development Methods- What can Chassis and Powertrain Development Learn from Each Other? .Chassis Tech ´15

[4] Hofmann, M.: Entwicklung und Validierung eines Bewertungsmodells für Projekte der Statischen Versuchsplanung., TU Berlin Diss. 2011

[5] Rainer, A., Koegeler, H.-M. and Rogers, D.: Improved Emission Models and Better Optimisation Results within a Shortened Measurement Time. 2nd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control ´14

[6] Gianluca, V., Kordon, M. , Tiziana, F., Koegeler, H.M. and Scheidel, S.: DoE and beyond: the evolution of the model based development approach- how legal trends are changing methodology. ATZ ´15, pp. 30-35

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verfahren zur objektiven Bewertung des Querregelverhaltens schwerer Nutzfahrzeuge

Verbesserung der Fahrerakzeptanz von automatisierten Systemen durch objektive Bewertung von Mess- oder Simulationsdaten in der Entwicklungsphase

Dipl.-Ing. **R. Huber**, Dr. techn. **W. Kober**,
Kober Engineering Deutschland GmbH, Stuttgart;
Dr.-Ing. **R. Oberfell**, Dipl.-Ing. **E. Wohlfarth**, Dr.-Ing. **C. Ballarin**,
Dipl.-Ing. **C. Janson**, Daimler AG, Stuttgart

Kurzfassung

Um eine hohe Fahrerakzeptanz bei automatisierten Fahrzeugsystemen zu erzielen, ist ein Werkzeug erforderlich, welches es bereits in einer frühen Entwicklungsphase erlaubt, das Regelungsverhalten hinsichtlich der Kundenanforderungen zu entwickeln und zu optimieren. Im vorliegenden Beitrag wird dazu ein objektives Bewertungsverfahren für querdynamische Regelungssysteme vorgestellt, das auf Basis von Messdaten aus dem Fahrversuch oder einer Simulation eine objektive Bewertung für diese Systeme bei schweren Nutzfahrzeugen ermöglicht. Nach Definition und Erläuterung der Entwicklungsmethodik wird das vorgestellte Verfahren auf Messdaten zweier Fahrzeugvarianten angewendet. Als Ergebnis des Verfahrens stehen damit objektive Bewertungen einzelner Kundenkriterien zur Verfügung. Dieser Ansatz unterscheidet sich maßgeblich von subjektiven Bewertungsansätzen, welche sich ausschließlich auf die individuellen Wahrnehmungen von Versuchsfahrern stützen.

Abstract

For achieving high customer acceptance in automated vehicle systems a development tool is necessary which enables controller development and optimization in accordance to customer demands in early development stage. This paper presents an objective assessment tool for lateral vehicle guidance systems which provides possibility to objectively evaluate autonomous lateral guidance systems on basis of vehicle measurement or simulation data. After definition and explanation of the development methodology, the presented method is applied to data from two vehicle variants. As a result of the process objective evaluations of

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

individual customer criteria are available. This approach differs significantly from subjective evaluation approaches, which rely solely on the individual perceptions of test drivers.

1. Einleitung

Der technische Fortschritt in vielen Bereichen der Elektronik, bei Sensoren und Aktuatoren, treibt auch die Innovationen in der Automobilentwicklung voran, wodurch zunehmend neue bzw. verbesserte Fahrerassistenzsysteme ins Fahrzeug Einzug halten. Insbesondere im Themengebiet des automatisierten Fahrens gibt es in letzter Zeit verstärkte Entwicklungsaktivitäten, wie die vorgestellten Systeme renommierter Fahrzeughersteller als auch die entsprechenden Fahrzeugprojekte innovativer Technologiefirmen zeigen [1, 2, 3]. Auch im Nutzfahrzeugbereich bietet der Einsatz fortschrittlicher Fahrerassistenzsysteme die Möglichkeit, den Fahrer zu entlasten und dadurch sowohl den Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit zu erhöhen. Abbildung 1 zeigt ein Beispiel eines derartigen Systems, umgesetzt mit serienahen Komponenten in einem Versuchsfahrzeug der Daimler AG [4]. Das Fahrerassistenzsystem „Highway Pilot“ ist dazu mit entsprechender Radar-Sensorik sowie einer Stereokamera zur Erkennung der Fahrspurmarkierungen ausgerüstet. Die integrierten Regelungssysteme des Assistenzsystems halten das Fahrzeug selbstständig in der Fahrspur und übernehmen die Längsdynamikregelung. Ziel dieses Assistenzsystems ist es, insbesondere Fahrern von im Fernverkehr eingesetzten Nutzfahrzeugen ein automatisiertes Fahren auf Autobahnen zu ermöglichen.

Bild 1: Nutzfahrzeug mit Highway Pilot Fahrerassistenzsystem [4].

Durch den Einsatz von zunehmend automatisierten Assistenzsystemen können Unfälle vermieden bzw. Unfallfolgen gemildert werden. Durch eine effizientere Fahrweise werden Kosteneinsparungen möglich. Zudem werden die Fahrer bei langdauernden, monotonen Fahrten entlastet. Um diese Vorteile auch im praktischen Fahrzeugeinsatz erzielen zu können, ist es

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erforderlich, dass derartige Systeme eine hohe Fahrerakzeptanz erreichen und intensiv genutzt werden. Durch die Entlastung des Fahrers von der Aufgabe der permanenten Fahrzeugführung sowie durch die verstärkte Hinwendung zu einer eher überwachenden Tätigkeit ist der Fahrer zum einen stärker darauf fokussiert, das Verhalten des Fahrzeuges im automatisierten Betrieb zu beurteilen. Zum anderen hat der Fahrer auch mehr Möglichkeiten, die Eigenschaften des Regelungssystems mit den eigenen Erwartungen zu vergleichen und zu bewerten. Eine wesentliche Herausforderung für die Entwicklung und Auslegung von derartigen Assistenzsystemen ist es daher, die zugrundeliegenden technischen Regelungs- und Steuerungssysteme im Zusammenwirken mit der Fahrdynamik des Fahrzeuges derart zu gestalten, dass ein optimiertes Fahrverhalten hinsichtlich der spezifischen Kundenanforderungen erfüllt werden kann. Um dies im Zuge der Entwicklung eines Assistenzsystems gewährleisten zu können, ist die Möglichkeit einer Bewertung des Fahrverhaltens des Fahrzeuges im automatisierten Fahrzeugbetrieb erforderlich.

2. Bewertung des Fahrverhaltens automatisierter Fahrzeugregelungssysteme

Im Unterschied zur Bewertung des Fahrverhaltens eines herkömmlichen Fahrzeuges ist bei der Bewertung eines automatisierten Fahrzeugsystems immer auch ein technisches Regelungssystem aktiv, welches die Aufgabe der Fahrzeugführung vom Fahrer übernimmt und entsprechend mit bewertet werden muss. Betrachtet man nun die Fahrzeugquerführung, so wird der Regelkreis der Fahrzeugführung nicht mehr über den Fahrer, sondern über ein technisches Regelungssystem – in diesem Fall dem Querführungsregler – geschlossen. Der Fahrer selbst stellt in diesem System nur mehr eine Überwachungsinstanz dar, welcher von der Aufgabe der eigentlichen Fahrzeugführung komplett entlastet ist. Zur Bewertung des Fahrverhaltens des Fahrzeuges aus Kundensicht muss nun auch zusätzlich eine Bewertung der Qualität des technischen Regelkreises mit all seinen Komponenten, wie z. B. dem Bildverarbeitungsverfahren zur Fahrspurerkennung, der Sollspurermittlung oder dem eigentlichen Querführungsregler erfolgen. Die Bewertung aus Kundesicht erfolgt im Allgemeinen auf das Verhalten des Gesamtsystems am Maßstab der jeweiligen Kundenanforderungen. Die Erwartungen und Anforderungen des Kunden sind zudem für unterschiedliche Fahrzeugtypen nicht identisch. Der Fahrer eines Nutzfahrzeuges hat hinsichtlich der Fahrspurwahl andere Anforderungen an das Fahrverhalten in unterschiedlichen Fahrsituationen als der Fahrer eines Pkw [5].

Es ist daher erforderlich, geeignete Bewertungsgrößen für einen spezifischen Fahrzeugtyp aus den jeweiligen Kundenanforderungen abzuleiten. Abbildung 2 zeigt dazu eine grundlegende Übersicht der hier vorgestellten Methodik zur Bewertung von automatisierten Querre-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gelungssystemen für Nutzfahrzeugsysteme unter Berücksichtigung von Kundenanforderungen. Der Fahrer des Nutzfahrzeugs definiert die Ziele und Anforderungen an das System – dargestellt im oberen Bereich von Abbildung 2. Er nimmt über seine Sinnesorgane das Fahrverhalten des Fahrzeuges wahr, bewertet diese und bildet damit für sich einen Eindruck von der Qualität des Fahrverhaltens des Fahrzeuges in verschiedenen Fahrsituationen. Im Falle der Querdynamikregelung ist dies z. B. der Eindruck, dass das Lenkrad bei Geradeausfahrt nicht in Ruhe ist, sondern sich ständig ruckartig bewegt. Ein anderer Eindruck ergibt sich möglicherweise aus der Position des Fahrzeuges innerhalb der Fahrspur. Fährt das Fahrzeug stabil in der Fahrspur oder pendelt es zwischen der rechten und linken Fahrspurmarkierung. Weitere Eindrücke wären z. B., ob sich der Fahrer des automatisierten Fahrzeuges in verschiedenen Fahrsituationen sicher fühlt oder ob er die Regeleingriffe komfortabel oder dynamisch empfindet.

Bild 2: Übersicht über die Methodik zur Bewertung automatisierter Fahrzeugsysteme.

Für die Bewertung der Querdynamikregelung eines automatisierten Fahrzeuges werden aus diesen Beobachtungen Kundenanforderungen und in weiterer Folge Entwicklungsziele definiert. Diese sind u.a. die Kriterien Lenkruhe (Verhalten des Lenkrades), Spurpräzision des

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrzeuges, Regelungskomfort oder Fahrsicherheit. Eine Möglichkeit, um quantitative Bewertungsergebnisse hinsichtlich dieser Kundenanforderungen zu erhalten, ist die Durchführung von Fahrversuchen und die subjektive Beurteilung und Bewertung dieser Kriterien durch entsprechend geschulte Versuchsfahrer. Eine andere Möglichkeit wäre die Durchführung von kundennahen Akzeptanzstudien mit einer statistisch repräsentativen Auswahl an Teilnehmern. Der Nachteil beider Methoden ist, dass man zunächst nur subjektive Aussagen über die Qualität des Fahrverhaltens bekommt, welche in der Regel zudem häufig durch Randbedingungen und Umgebungseinflüsse des Versuchsaufbaues selbst beeinflusst sind und daher nur schwer eindeutig reproduziert werden können. Da diese Methoden zudem meist recht aufwändig in der Vorbereitung und Durchführung sind, werden sie üblicherweise nur in der Endphase eines entsprechenden Entwicklungsprojektes eingesetzt. Für einen Entwicklungsingenieur, welcher Regelungssysteme entwirft und parametriert ist jedoch insbesondere auch in frühen Entwicklungsphasen ein Werkzeug zur einfachen, objektiven und reproduzierbaren Erzielung von Bewertungsergebnissen erforderlich. Damit kann er unterschiedliche Parametrierungen oder verschiedene Varianten von Regelungsstrategien hinsichtlich der geforderten Kundenkriterien objektiv miteinander vergleichen und bewerten. Für die Optimierung eines Regelungssystems hinsichtlich spezifischer Entwicklungskriterien benötigt man darüber hinaus nicht nur eine generelle Aussage darüber wie gut oder schlecht ein Kriterium (z. B. Lenkruhe) bewertet worden ist, sondern auch möglichst präzise und weiterführende Informationen. Im Falle des Kriteriums Lenkruhe sind dies z.B. die Fahrsituationen, in denen dieses Kriterium den gestellten Anforderungen genügt oder ggf. weiter verbessert werden muss. Um ein etwaiges Problem in einer bestimmten Fahrsituation im Detail analysieren zu können, sind insbesondere auch die relevanten physikalischen Fahrzeugmessgrößen, welche Einfluss auf das zu bewertende Regelungssystem haben, als grundlegende Informationsquelle relevant.

Für den Entwurf eines Bewertungsverfahrens, welches diese spezifischen Bedürfnisse erfüllen kann, ist es daher vorteilhaft, sich – wie im unteren Bereich von Abbildung 2 dargestellt – in einem ersten Schritt auf die messbaren Fahrzeugmessgrößen zu stützen. Die Messgrößen an dieser Stelle sind exemplarisch die Fahrzeugquerbeschleunigung, die aktuelle Position des Fahrzeuges innerhalb der Fahrspur oder der aktuelle Lenkradwinkel. Diese Messgrößen beschreiben die Fahrzeugeigenschaften in objektiver Form und sind damit als Ausgangsgrößen für ein objektives Bewertungsverfahren geeignet. In einem zweiten Schritt müssen diese Messgrößen in zielgerichteter Form ausgewertet, bewertet und zusammengefasst werden. Damit ermöglicht das Verfahren eine objektive Bewertung der entsprechend aus den Kundenanforderungen definierten einzelnen Kriterien, wie z. B. der Lenkruhe oder

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der Spurpräzision. Die Methodik zur objektiven Bewertung der Kundenkriterien ausgehend von den Messgrößen bildet den Kern des Bewertungsverfahrens. Dies ist im mittleren Bereich von Abbildung 2 schematisch dargestellt und wird im folgenden Abschnitt näher ausgeführt.

3. Verfahrenskonzept zur objektiven Bewertung des Querregelverhaltens

Die aus den Kundenanforderungen abgeleiteten Kriterien – wie z. B. ein ruhiges Lenkrad (Lenkruhe) oder ein möglichst präzise der vorgegebenen Fahrspur folgendes Fahrzeug (Spurpräzision) – müssen zwingend mit physikalischen Größen beschrieben werden, damit diese objektiv bewertet werden können. Dazu werden zunächst die definierten Kriterien für unterschiedliche Fahrsituationen weiter unterteilt und zu Situations-Kriterien erweitert. Als Beispiel kann das Kriterium der Lenkruhe in die Situationskriterien Lenkruhe bei transienten Übergängen, Lenkruhe bei Geradeausfahrt und Lenkruhe bei Kurvenfahrt aufgeteilt werden. Durch diese Einteilung ist es zum einen möglich, sowohl technische Entwicklungsziele als auch Kundenanforderungen detaillierter einzubringen. Zum anderen ist durch die getrennte Bewertung auch eine größere Trennschärfe im Zuge der Analyse der Bewertungsergebnisse möglich. So kann es sein, dass z.B. eine bestimmte Regler- oder Parametrierungsvariante zwar sehr gute Kurvenfahrteigenschaften aufweist, jedoch könnten Probleme bei transienten Übergängen, wie im Falle einer Aktivierung des Assistenzsystems auftreten. Für jedes Situations-Kriterium können nun getrennte Entwicklungsziele definiert werden. Tabelle 1 zeigt dazu eine Übersicht über mögliche Entwicklungsziele für die definierten Situations-Kriterien.

Tabelle 1: Entwicklungsziele für Kriterien in definierten Situationen

Situationen	**Entwicklungsziele für Kriterien**			
	Lenkruhe	**Spurpräzision**	**Komfort**	**Sicherheit**
Transient (Aktivierung)	Abklingende Lenkrad-bewegungen	Kein Überschwinger, schnelles Einpendeln	Spitzen bei Quer-beschleunigung vermeiden	Fahrbahn-begrenzung einhalten
Geradeausfahrt	Konstanter Lenkradwinkel	Sollspur einhalten	Keine Quer-beschleunigung	Fahrbahn-begrenzung einhalten
Kurvenfahrt	Lenkwinkel-änderungen nur zu Beginn und am Ende der Kurvenfahrt	Konstant kleine Abweichung zur Sollspur	Konstante Quer-beschleunigung	Fahrbahn-begrenzung einhalten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ein Entwicklungsziel für das Kriterium Lenkruhe in der Fahrsituation Geradeausfahrt ist ein möglichst konstanter Lenkradwinkel, welches die Kundenanforderung eines „ruhigen“ Lenkrades bei Geradeausfahrt widerspiegelt. Zur näheren Quantifizierung und Bewertung des Entwicklungszieles „konstanter Lenkradwinkel“ in dieser Fahrsituation müssen nun weitere Subkriterien definiert werden. Diese Subkriterien basieren dabei direkt auf messbaren Größen vom Fahrzeug, wie z. B. dem aktuellen Lenkradwinkel, oder auf physikalischen Kenngrößen, die aus einem oder mehreren weiteren Fahrzeugsignalen ermittelt und einer Bewertungsfunktion zugeführt werden. Die Subkriterien stellen somit die kleinste Einheit dar, welche im Rahmen des vorgestellten Verfahrens bewertet wird. Im Zuge der Analyse von Bewertungsergebnissen aus Messfahrten oder Simulationsergebnissen ist es daher möglich, etwaig schlechte Bewertungsergebnisse im Detail bis auf die Ebene von Subkriterien zurückzuverfolgen und entsprechend zielgerichtete Verbesserungsmaßnahmen vorzunehmen. Abbildung 3 stellt das Verfahren am Beispiel des Kriteriums Lenkruhe schematisch dar.

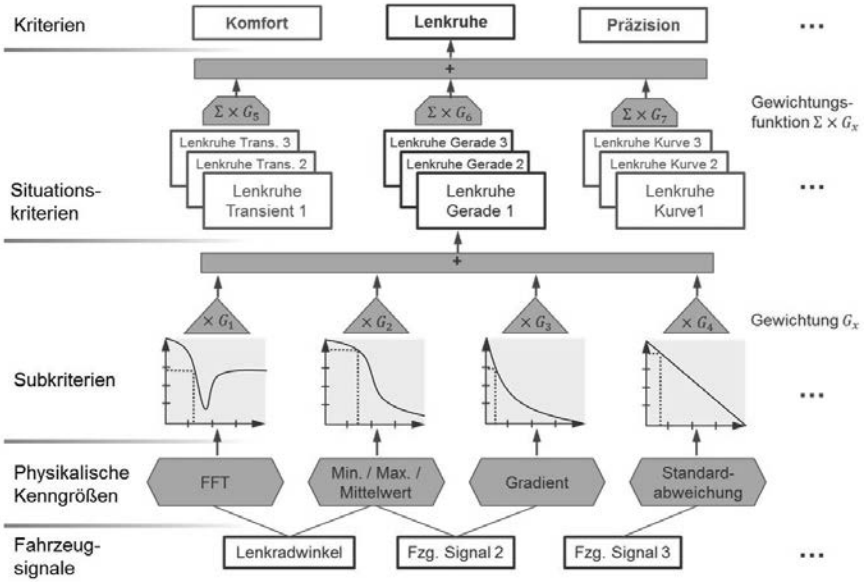


Bild 3: Verfahren zur objektiven Bewertung von Querdynamikregelungssystemen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das objektive Bewertungsverfahren beruht auf Fahrzeug- und Sensormessgrößen, welche direkt am Fahrzeug im Rahmen einer Messfahrt gemessen werden können oder alternativ aus entsprechenden Simulationsergebnissen entnommen werden. Aus diesen Fahrzeugsignalen werden je nach Anforderung des zugeordneten Subkriteriums physikalische Kenngrößen (z. B. Maximal- und Minimalwerte, Standardabweichungen, etc.) berechnet. Diese Kenngrößen werden einer Bewertungsfunktion zugeführt, welche bewertet, wie gut die Kenngröße dem zugeordneten Entwicklungsziel des Situations-Kriteriums entspricht. Da in der Regel mehrere physikalische Kenngrößen Einfluss auf ein bestimmtes Situations-Kriterium haben können, werden die Bewertungsergebnisse von einem oder mehreren zugeordneten Subkriterien über eine Gewichtungsfunktion zum Bewertungsergebnis des Situations-Kriteriums zusammengefasst. Die Bewertung des Situations-Kriteriums „Lenkruhe-Geradeausfahrt“ wird anhand von der Bewertung von vier Subkriterien, nämlich der bewerteten Lenkwinkelfrequenz, der maximalen Amplitude, der Standardabweichung sowie aus dem Bewertungsergebnis des maximalen Lenkwinkels, über eine Gewichtungsfunktion ermittelt. Analog dazu werden auch die Bewertungsergebnisse aller anderen Situations-Kriterien aus entsprechend zugeordneten Subkriterien berechnet. In der Regel tritt im Zuge einer Messfahrt oder einer Simulationsstudie ein Situations-Kriterium öfter als einmal auf. Es können z. B. mehrere Kurven durchfahren werden oder mehrere Geradeausfahrsituationen auftreten. Jede dieser auftretenden Situations-Kriterien wird entsprechend dem zuvor beschriebenen Verfahren zunächst einzeln bewertet. In einem zweiten Schritt werden die Einzelbewertungen von mehrfach aufgetretenen, gleichen Situations-Kriterien über eine Mittelwertsfunktion zu einer Gesamtbewertung zusammengefasst. Die Kriteriumsbewertung für das Kriterium Lenkruhe wird schließlich in einem letzten Schritt, entsprechend Abbildung 3, über eine weitere Gewichtungsfunktion aus den zugehörigen Situations-Kriterien ermittelt.

Der Bewertungsmaßstab für das objektive Bewertungsverfahren ist dabei derselbe welcher im Rahmen von subjektiven Beurteilungen von Fahrzeugeigenschaften verwendet wird. Tabelle 2 stellt dieses Bewertungsschema zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeugeigenschaften nach [6] in einer Übersicht dar. Die beste Bewertung ist demnach eine Note von 10,0 und stellt ein optimales Ergebnis hinsichtlich einer spezifischen Kundenanforderung dar. Es ist kein Mangel selbst durch einen ausgebildeten Beobachter wahrnehmbar. Im Gegensatz dazu stellt die Note 1,0 ein völlig ungenügendes Ergebnis dar, welches für einen Kunden nicht akzeptabel ist. Dazwischen gibt es mehrere Abstufungen, wobei in der Regel Bewertungsergebnisse schlechter als 5,0 als nicht serientauglich eingestuft werden. Im Allgemeinen bewegen sich die interessierenden Bewertungsergebnisse vor allem im Bereich zwischen 5,5 und 8,5, wodurch sich in diesem Bereich auch weitere Zwischenabstufungen in

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der subjektiven Bewertung etabliert haben. Für das hier dargestellte objektive Bewertungsverfahren werden die Bewertungsergebnisse auf eine Nachkommastelle gerundet.

Tabelle 2: Bewertungssystem zur subjektiven Beurteilung von Fahrzeugeigenschaften [6]

1. Stufe	2. Stufe				3. Stufe
Bewertung	Bewertung	Mangel	Wahrnehmbar durch	Note	
Eigenschaft im Industriestandard	optimal	nicht wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	10	
	sehr gut	kaum wahrnehmbar	ausgebildete Beobachter	9	
	gut	äußerst gering	ausgebildete Beobachter kritische Kunden	8	8,5 / 8,25
	noch gut	sehr gering	kritische Kunden	7	7,5 / 7,75 / 7,25
	befriedigend	gering	kritische Kunden	6	6,5 / 6,75 / 6,25
	genügend	gut	kritische Kunden und Normalkunden	5	5,5 / 5,75
Eigenschaft unter Industriestandard	mangelhaft	unangenehm, Reklamation, Verbesserung erforderlich	Normalkunden	4	
	schlecht	nicht akzeptabel Bauteil fehlerhaft	alle Kunden	3	
	sehr schlecht	nicht akzeptabel, Bauteil bedingt funktionsfähig	alle Kunden	2	
	völlig ungenügend	nicht akzeptabel Bauteil ohne Funktion	alle Kunden	1	

4. Bewertung eines Querdynamikregelungssystems anhand realer Messfahrten

Der Einsatz des dargestellten objektiven Bewertungsverfahrens ist im Gegensatz zu einer subjektiven Beurteilung durch Testfahrer sowohl bei Messfahrten mit realen Fahrzeugen als auch im Rahmen von Simulationsuntersuchungen mit virtuellen Fahrzeugen bereits in einer sehr frühen Entwicklungsphase im Rahmen einer Fahrerassistenzsystementwicklung möglich. Am Beispiel zweier Messfahrten werden nachfolgend die Ergebnisse aus dem objektiven Bewertungsverfahren im Vergleich mit subjektiven Beurteilungen durch einen Testfahrer dargestellt. Die zentrale Fragestellung im Rahmen der Testfahrten war die objektive Beurteilung eines Entwicklungsstandes des in Abschnitt 1 beschriebenen „Highway Pilot“ –Regelungssystems für Sattelzugfahrzeuge im Fernverkehrseinsatz, bei Betrieb des Fahrzeuges mit und ohne Auflieger. Die Testfahrten wurden dabei unter realen Einsatzbedingungen auf einem Autobahnabschnitt der A8 im Bereich des Stuttgarter Flughafens durchgeführt. Abbil-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dung 4 zeigt den gefahrenen Streckenabschnitt der Autobahn zwischen dem Stuttgarter Flughafen und der Ausfahrt Wendlingen mit einer Streckenlänge von ca. 27,9 km.

Bild 4: Fahrstrecke für die Bewertungsfahrten am Stuttgarter Flughafen (Quelle: Google)

Die subjektive Bewertung durch einen Testfahrer ergab als Gesamtbewertung für das Fahrzeug mit Auflieger eine Note von 8 und für das Fahrzeug ohne Auflieger eine Bewertung von 7,5. Der subjektive Eindruck war dass das Fahrzeug ohne Auflieger während des automatisierten Fahrbetriebs als „unruhiger“ und „nicht ganz so präzise“ beurteilt wurde.
Eine nähere Analyse der Messdaten bestätigt diesen subjektiven Eindruck. Abbildung 5 zeigt dazu beispielhaft die transienten Fahrzeugmessgrößen (Zugfahrzeug ohne Auflieger) bei Aktivierung des Spurführungssystems über einen Zeitraum von 10 Sekunden.

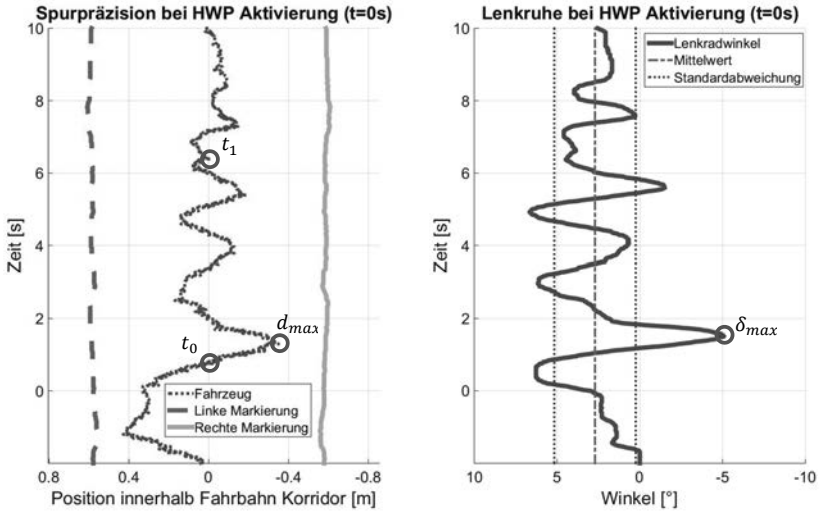


Bild 5: Transiente Fahrzeugmessgrößen bei Aktivierung des Spurführungssystems

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im linken Diagramm ist der Positionsverlauf der Fahrzeugmitte innerhalb der erkannten Fahrspur der Stereokamera zu sehen. Der dadurch entstandene Fahrbahn-Korridor stellt den Abstand der linken und rechten Fahrbahnmarkierung zur jeweiligen Fahrzeugbegrenzung dar. Der Signalverlauf zeigt, dass sich die Position des Fahrzeugs nach dem Aktivieren des Assistenzsystems um die Fahrbahnmitte einpendelt. Im rechten Diagramm ist der zeitliche Verlauf des Lenkradwinkels dargestellt. Auch hier ist im Verlauf eine abklingende Schwingung erkennbar.

Aus diesen und weiteren Messverläufen von Fahrsituationen werden nun die objektiven Bewertungen gebildet. Für jede Fahrzeugkonfiguration werden dazu die Kriterien, die Situations-Kriterien und die Subkriterien mit entsprechenden Noten versehen. Die Situations-Kriterien „Lenkruhe-Transient“ und „Spurpräzision-Transient“ werden dazu beispielsweise aus den in Abbildung 5 dargestellten Kenngrößen für Subkriterien ermittelt. In dieser Fahrsituation wird die Bewertung der Spurpräzision aus den Subkriterien Totzeit (t_0), der Überschwingung (d_{max}) sowie der Zeitdauer des Einpendelns (t_1) ermittelt. Für die Lenkruhe werden u.a. die Subkriterien Standardabweichung, maximaler Lenkradwinkel (δ_{max}) und Schwingfrequenzen betrachtet. Am Signalverlauf (Abbildung 5 rechts) zeigt sich am Beispiel des Fahrzeugs ohne Auflieger ein Frequenzband von 0,5-1 Hz. Dieses liegt etwas ungünstiger als beim Fahrzeug mit Auflieger.

Tabelle 3: Ausschnitt Detailergebnisse aus objektivem Bewertungsverfahren

Gesamtnote	**Noten für den Querregler beim Fahrzeug mit Auflieger: 8,2 ohne Auflieger: 7,4**			
Kriterium Gewichtung **Note**	**Lenkruhe** 40% mit Aufl.: **8,1** ohne Aufl.: **7,0**	**Spurpräzision** 40% mit Aufl.: **7,9** ohne Aufl.: **7,2**	**Komfort** 10% mit Aufl.: **9,3** ohne Aufl.: **7,9**	**Sicherheit** 10% mit Aufl.: **8,5** ohne Aufl.: **9,5**
Situation Gewichtung **Note**	**Transient** 33% mit Aufl.: **7,6** ohne Aufl.: **7,0**	**Gerade** 34% mit Aufl.: **8,9** ohne Aufl.: **7,1**	**Kurve** 33% mit Aufl.: **8,5** ohne Aufl.: **6,8**	
Subkriterium Gewichtung **Note**	**Lenkwinkel-frequenz** 40% mit Aufl.: **9,5** ohne Aufl.: **7,0**	**Max Amplitude** 20% mit Aufl.: **8,9** ohne Aufl.: **6,8**	**Standard-abweichung** 20% mit Aufl.: **8,5** ohne Aufl.: **7,0**	**Max Lenkwinkel** 20% mit Aufl.: **8,3** ohne Aufl.: **7,5**

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Tabelle 3 ist exemplarisch die Bewertung des Kriteriums Lenkruhe hervorgehoben. Dieser ist in die Einzelbewertungen der Situations-Kriterien „Transient“, „Gerade“ und „Kurve“ aufgeteilt. Das Situations-Kriterium „Lenkruhe-Gerade“ setzt sich aus den vier Bewertungen der Subkriterien „Lenkwinkelfrequenz“, „Max. Amplitude“, „Standardabweichung“ und „Max. Lenkwinkel“ zusammen.

Die Frage warum genau, bzw. in welchen Fahrsituationen die Fahrzeugvariante mit Auflieger im Vergleich zur Fahrzeugvariante ohne Auflieger besser ist oder nicht, kann nun präziser beantwortet werden. In diesem Beispiel zeigt sich, dass das Kriterium Lenkruhe in der Fahrzeugvariante ohne Auflieger die schlechteste Note im Vergleich zu den anderen Kriterien erhalten hat. Analysiert man dieses Kriterium näher, zeigt sich, dass die Situations-Kriterien ein relativ einheitliches Bild bei der Bewertung zeigen. Bei Kurvenfahrt ist die Bewertung jedoch noch geringfügig niedriger. Beim genaueren Blick auf die Subkriterien des Situations-Kriteriums "Lenkruhe-Geradeausfahrt" ist die größte Bewertungsdifferenz bei der Lenkwinkelfrequenz zu erkennen. Die Frequenzen des Lenkradwinkel-Signals liegen, wie auch in der transienten Fahrsituation, beim Fahrzeug ohne Auflieger in einem etwas ungünstigeren Frequenzband und werden daher schlechter bewertet. Auch die Subkriterien „Max. Amplitude“ und „Standardabweichung“ könnten ggf. verbessert werden um ein insgesamt besseres Gesamtergebnis für dieses Situations-Kriterium zu erzielen. Ein Entwicklungsingenieur ist mit diesen Informationen und den der objektiven Bewertung zugrundeliegenden Mess- oder Simulationsdaten nun in der Lage, das Fahrverhalten zu optimieren.

Tabelle 4: Zusammenfassung Ergebnisse aus objektivem Bewertungsverfahren

Messung	**Zugmaschine ohne Auflieger**	**Zugmaschine mit Auflieger**
Distanz mit Highway Pilot	18,98 km	19,04 km
Anzahl Highway Pilot aktiv	4	4
Situationen analysiert	17	24
obj. Bewertung Querregler	**7,4**	**8,2**

Tabelle 4 zeigt das Gesamtergebnis der objektiven Bewertung des Querreglers. Diese Auswertung kann weitestgehend automatisiert erfolgen und steht damit unmittelbar nach Beendigung der Messfahrt oder durchgeführten Simulationsuntersuchungen zur Verfügung.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung

Durch den zunehmenden Einsatz von Fahrassistenzsystemen in modernen Fahrzeugen erfüllen die Fahrer solcher Fahrzeuge immer mehr eine Überwachungsfunktion bei gleichzeitiger Entlastung von der Aufgabe der eigentlichen Fahrzeugsteuerung und Fahrzeugführung. Im Zuge dieser Arbeitsentlastung bei erhöhter Aufmerksamkeit im Rahmen der Überwachung des Fahrverhaltens ist zu erwarten, dass der Fahrer tendenziell auch sehr viel sensitiver auf die Fahreigenschaften seines Fahrzeuges achtet. Dies ist insbesondere bei automatisierten Fahrzeugsystemen der Fall, bei dem der Fahrer neben den Fahreigenschaften des Fahrzeuges zudem auch die Fahrweise des Fahrzeuges im automatisierten Fahrbetrieb bewertet. Zur zielgerichteten Entwicklung automatisierter Assistenzsysteme ist hinsichtlich der Erzielung einer hohen Fahrerakzeptanz ein Werkzeug erforderlich, welches es im Zuge der Reglerentwicklung und Reglerparametrierung für derartige Assistenzsysteme erlaubt, eine möglichst objektive Bewertung des aktuellen Entwicklungsstandes vorzunehmen. Im vorliegenden Beitrag wurde dazu ein neues Verfahren vorgestellt, das eine objektive Bewertung für automatisierte Querregelungssysteme bei schweren Nutzfahrzeugen ermöglicht. Neben der Objektivität des Verfahrens sind weitere Vorteile im Vergleich zu subjektiven Bewertungsmethoden gegeben. Insbesondere zeigt sich dies in einer detaillierten Bewertung bis auf Fahrzeugmessgrößenebene und in einer Einsatzmöglichkeit des Verfahrens sowohl im Bereich von realen Messfahrten als auch im Bereich der virtuellen Reglerentwicklung mit Simulationsunterstützung.

Literatur

[1] Audi AG, Audi piloted driving, http://www.audi.de/de/brand/de/vorsprung_durch_technik/content/2014/10/piloted-driving.html, am 12.09.2016.

[2] Tesla Motors, Model S Software Version 7.0: Autosteer (Beta), https://www.tesla.com/de_DE/presskit/autopilot, am 12.09. 2016.

[3] X (company), Google Self-Driving Car Project, https://www.google.com/selfdrivingcar/, am 13.09. 2016.

[4] Daimler AG, Mercedes-Benz Actros mit Highway Pilot: Weltpremiere auf öffentlichen Straßen, http://media.daimler.com/marsMediaSite/ko/de/9920353, am 12.09.2016.

[5] W. Kober, R. Oberfell, R. Huber, Vehicle Reference Lane Calculation for Autonomous Vehicle Guidance Control, in: D. Watzenig, M. Horn (Ed.), Automated driving: Safer and more efficient driving in the future, Springer Verlag, 2016.

[6] B. Heißing, H. J. Brandl: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens,1. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg, 2002

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

FE-basierte Erstellung von modalen Substrukturen von Reifen zur Verwendung in NVH Gesamtfahrzeug-simulationen

Dipl.-Ing. **T. Kroschwald**, M.Sc. **A. Török**,
TECOSIM GmbH, Köln;
B.Eng. **Y. Kagiyama**, B.Sc. **H. Kubokawa**,
Honda R&D Co. Ltd., Shimotakanezawa/Japan

Kurzfassung

TECOSIM hat in Zusammenarbeit mit Honda ein Gesamtfahrzeugprojekt umgesetzt, in dessen Rahmen die Geräuschentwicklung im Fahrzeug aufgrund unterschiedlicher Quellen im Fokus stand. Ziel war, die Prognosegüte für die Geräuschentwicklung durch FE-Analysen zu verbessern. Da Reifen mit ihren Feder- und Dämpfereigenschaften das gesamte Fahrzeug tragen und somit das Schwingungsverhalten maßgeblich mit beeinflussen, definierten TECOSIM und Honda die modalen Substrukturen von Reifen als Teil der Optimierung. Dazu erstellte TECOSIM ein 3D-FE-Modell eines Reifens und korrelierte es zu Modaltests. Zusätzlich wurden Tests der statischen Reifensteifigkeiten und ein Schlagleistentest umgesetzt und mit den Berechnungsergebnissen des 3D-Models verglichen. Auf Basis des korrelierten 3D-Berechnungsmodells erstellte TECOSIM anschließend modale Substrukturen. Das Team des CAE-Spezialisten setzte die korrelierten modalen Substrukturen in Zuge des Gesamtfahrzeugprojekts in Achs- und Fahrzeug-analysen ein. In verschiedenen Untersuchungen haben diese zu einer starken Verbesserung der Korrelation und somit zur Prognosegüte beigetragen.

Abstract

TECOSIM has realised a full vehicle project in cooperation with Honda which focused on noise emission from different sources in the vehicle. The project aimed to improve the quality of noise emission predictions based on FE analyses. Defined by their spring and damping properties, tyres carry the weight of whole vehicles, thus having a considerable influence on vibration behaviour. As a result, TECOSIM and Honda specified modal substructures in tyres as a further component in vehicle optimisation. To create these modal substructures, TECOSIM produced a 3D FE model of a tyre and correlated it with modal tests. Static tyre rigidity tests and a blow bar test were also carried out and compared with the calculation results from the 3D model. TECOSIM then created the modal substructures based on the correlated calculation model. The team of CAE specialists used the correlated modal substructures in axle and vehicle analyses as part of the complete vehicle project. These analyses helped to produce a great improvement in the correlation and, consequently, in the quality of predictions.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Das Geräusch- und NVH-Verhalten eines Fahrzeugs trägt maßgeblich zur wahrgenommenen Qualität und zum Komfort des Produktes bei. Dabei werden die Ansprüche zunehmend höher – insbesondere durch hybride und voll-elektrische Antriebe. Die Geräuschquellen Motoranregung, Abrollgeräusch und Windgeräusch stehen damit mehr und mehr im Fokus der Fahrzeugentwicklung.

Im Zuge eines Gesamtfahrzeugprojekts haben TECOSIM und Honda diskutiert, die Abbildung des Schwingungsverhaltens von Reifen zu verbessern. Reifen stellen das Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug dar. In Verbindung mit den Fahrwerk- und Aufbaueigenschaften gibt es folgende Hauptanforderungen an einen Reifen:

- die Fahrzeugsicherheit,
- die Fahreigenschaften,
- die Wirtschaftlichkeit und
- der Fahrkomfort.

Diese Anforderungen führen bei der Entwicklung eines Reifens und eines Gesamtfahrzeugs oft zu Zielkonflikten. Um in der Entwicklung eines Kraftfahrzeugs das Schwingungssystem Rad-Fahrwerk-Aufbau mit seinen verschiedenen Anforderungen aufeinander abstimmen zu können, verwendet man analytische Berechnungs-Modelle (Einrad-, Einspur-, Zweispur-Federungsmodell) bis hin zu 3D-FEM-Berechnungsmodellen [1], [2], [3].

Für das Projekt wurden aus 3D-FEM-Berechnungsmodellen abgeleitete modale Substrukturen als Teil der Verbesserungen definiert. Dazu erstellte TECOSIM ein 3D-FE-Modell eines Reifens mit dem FE-Solver Abaqus entsprechend der dort implementierten Möglichkeiten [4]. Das 3D-FE-Modell des Reifens wurde dann zu verschiedenen Tests korreliert.

Das TECOSIM-Team erzeugte anschließend auf Basis des korrelierten 3D-Berechnungsmodells modale Substrukturen. Dazu wurde mit dem 3D-FE-Modell eine Modalanalyse umgesetzt und durch dynamische Reduktion nach der Methode von Craig-Bampton die Substruktur berechnet. Dadurch konnte die Anzahl der Freiheitsgrade aus dem 3D-FE-Modell von ~ 1 Mio DOF auf ~1000 DOF reduziert werden. Diese dynamische Reduktion der Freiheitsgrade durch die Abbildung des Reifenverhaltens über die Moden anstatt über das 3D-FE-Modell bietet den Vorteil von geringerer Modellgröße und geringeren Rechenzeiten ohne Verlust der Genauigkeit.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die erstellten modalen Substrukturen wurden im Zuge des Gesamtfahrzeugprojekts in Achs- und Fahrzeuganalysen eingesetzt. Diese Analysen beinhalten Grundsatzuntersuchungen mit Hydraulikzylinder-Anregungen am Rad sowie Anregungen durch Motor-Leerlauf und -Hochlauf auf einem Rollenprüfstand. Die durchgeführten Korrelationen, die Erstellung der modalen Substrukturen und der Einfluss auf die Berechnungsergebnisse sind im Folgenden beschrieben.

2. Übersicht Berechnungs- und Korrelationsabläufe

Zur Bestimmung der Eigenschaften des Reifens wurden folgende Tests bei der Firma fka Forschungsgesellschaft Kraftfahrzeugwesen Aachen mbH im Auftrag von TECOSIM durchgeführt:

- Untersuchung der statische Steifigkeit,
- Moden des nicht rollenden Reifens und
- Schlagleistentests.

TECOSIM korrelierte ein 3D-FE-Modell eines Reifens zu den durchgeführten Tests, wobei der Fokus auf der Korrelation der Moden lag. Die Moden des rollenden Reifens wurden nicht getestet, jedoch durch FEM-Berechnungen abgeleitet. Als Solver hat das TECOSIM-Team Abaqus zur Reifensimulation eingesetzt, hier sind bereits entsprechende Funktionen implementiert. Da Honda jedoch als Berechnungsprogramm in der Entwicklung MSC/Nastran verwendet, übersetzten die Ingenieure von TECOSIM entsprechend die mit Abaqus erstellten modalen Substrukturen in Nastran.

TECOSIM setzte für die Optimierung folgende Berechnungs- und Korrelationsläufe fest:

- Schritt 0: Definition des Modells nach Abaqus Konvention
- Schritt 1: Symmetrische Modellerstellung / Reifendruck → Moden ohne Radlast
- Schritt 2: Reifen mit Radlast → statische Steifigkeit & Moden des stehenden Reifens unter Radlast
- Schritt 3: Stationärer Zustand des rollenden Reifens mit Radlast → Moden des rollenden Reifens unter Radlast
- Schritt 4: Transienter Zustand des rollenden Reifens unter Radlast → transienter Schlagleistentest
- Konvertierung von Abaqus in Nastran

Eine Übersicht zu den durchgeführten Berechnungs- und Korrelationsabläufen gibt Bild 1.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

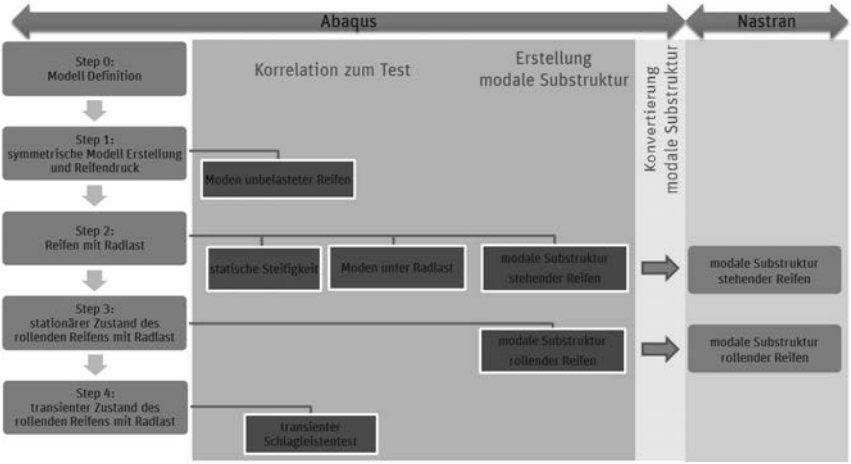


Bild 1: Übersicht Berechnungs- und Korrelationsablauf

3. Aufbau Reifenmodell

Im Berechnungsmodell haben die Ingenieure von TECOSIM alle Strukturkomponenten des realen Reifens modelliert. Dazu gehörten

- die Gummibereiche in der Lauffläche, der Innenschicht, der Seitenwand und am Wulst,
- der Stahlseilkern im Wulst,
- die Felge,
- die Stahl- und Nylon-Lagen in der Bandage, im Gürtel und der Karkasse.

Die Gummibereiche ließen sich mit unterschiedlichen hyperelastischen Materialien durch Volumenelementen modellieren. Der Stahlkern im Wulst und die Felge wurden ebenfalls mit Volumenelementen abgebildet und bekamen entsprechende lineare Materialeigenschaften zugewiesen. Die Modellierung der Stahl- und Nylon-Lagen erfolgte durch Armierungs-Elemente. Die dafür benötigten geometrischen Eigenschaften konnte TECOSIM an einem Querschnitt des realen Reifens ermittelt (Bild 2). Nicht bekannte Materialeigenschaften der Gummibereiche und der Stahl- und Nylon-Lagen wurden als Korrelationsparameter verwendet und durch Optimierungsläufe mit dem 3D-FEM-Modell ermittelt (Bild 3).

Die Modellierung der Luftkavität im Reifen musste TECOSIM auf die Art der Berechnung abstimmen. Um das Übertragungsverhalten der Kavitätsmoden in den modalen Substrukturen mit abbilden zu können, wurde die Luft in den Modenberechnungen durch Akustik-Volumenelemente modelliert. Diese erhielten die entsprechenden Eigenschaften und

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Kavitätsmoden konnten dadurch berechnet und in der Substruktur berücksichtigt werden. Für die Simulation des Schlagleistentests definierte das TECOSIM-Team die einhüllende Oberfläche der Kavität. Diese definiert das Volumen der Luftkavität, der man die entsprechenden Fluideigenschaften zuweist. Damit lassen sich eventuell auftretende Druckänderungen im Inneren des Reifens beim Überrollen der Schlagleiste berücksichtigen.

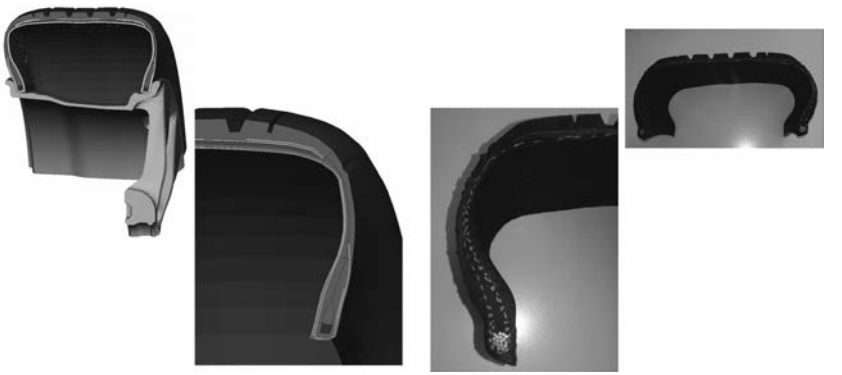


Bild 2: Strukturkomponenten des Reifens

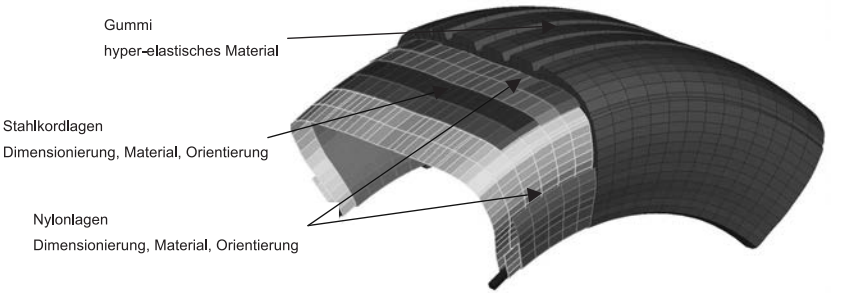


Bild 3: Korrelationsparameter

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Berücksichtigte und nicht berücksichtigte Effekte

Für die Effekte in den Achs- und Gesamtfahrzeugsimulationen waren im Projekt die Strukturschallpfade im Bereich bis zu 250 Hz von Interesse. Die Schallabstrahlung der schwingenden Reifenoberfläche in das Freifeld sollten zukünftig in der Weiterentwicklung der Simulationsmethodik berücksichtigt werden. Für das Projekt wurden folgende Aspekte in den verwendeten modalen Substrukturen berücksichtigt:

- unterschiedliche Luftdrücke,
- die Trägheitseffekte eines rollenden Reifens und
- der Einfluss der nicht mit dem Reifen rotierenden Luftkavität.

Zur Darstellung der Effekte wird in Bild 4 die Lagerreaktion des 3D-FEM-Reifens auf eine Anregung der Reifenaufstandsfläche in vertikaler Richtung gezeigt. Es ist zu erkennen, dass sich aufgrund des höheren Luftdrucks die Frequenzen zu höheren Werten hin verschieben und die Amplituden sich leicht reduzieren. Die Trägheitseffekte am rollenden Reifen, hier 60 km/h, führten zu dem gleichen Effekt. Beides resultierte aus der Änderung des Reifenquerschnitts unter der jeweiligen Belastung. Die Berücksichtigung der nicht mit dem Reifen rotierenden Luft führte zur Ausbildung einer starken Amplitude bei der Eigenfrequenz der Luftkavität. Während der Trägheitseffekt unter Umständen noch vernachlässigt werden kann, tragen Luftdruck und die Luftkavität signifikant mit zum strukturellen Übertragungsverhalten bei und mussten daher berücksichtigt werden.

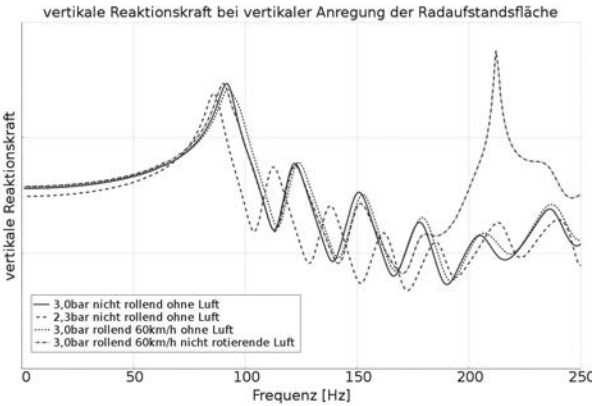


Bild 4: Berücksichtigte Effekte beim Übertragungsveralten des 3D-FEM-Reifens – Luftdruck, Trägheit rollender Reifen, nicht rotierende Luftkavität

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Es war in Abaqus möglich, den Effekt von mit dem Reifen rotierender Luft in der Kavität zu berechnen. Dadurch splittet sich die Resonanz der Luftkavität in Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit auf und nimmt auch in der Amplitude ab (Bild 5). Zusätzlich lässt sich auch der Einfluss auf die anderen Strukturmoden erkennen. Durch diese Art der Berechnung wurde jedoch die Steifigkeitsmatrix der Substruktur unsymmetrisch, wodurch in der weiteren Verwendung in der FEM-Berechnung ein unsymmetrischer Solver verwendet werden musste. Das führte bei ansonsten gleichen Einstellungen in den Reifenberechnungen mit Abaqus zu einer erheblichen Erhöhung der Rechenzeiten um Faktor 25. Mit Nastran kann die unsymmetrische Matrix mit modalen Solvern zurzeit nicht verwendet werden. TECOSIM hat dazu eine Support-Anfrage erstellt und das Problem an die Entwickler weitergeleitet. Daher konnte sowohl die Auswirkung auf das Ergebnis als auch auf die Rechenzeit bisher nicht überprüft werden. Da zudem offen ist, ob bei dem getesteten Motorhochlauf von < 10 Sekunden die Luft in Gänze mit rotiert, wurde dieser Effekt für die Achs- und Gesamtfahrzeugsimulationen nicht berücksichtigt. Auch der Temperatureinfluss – sowohl auf das Gummimaterial im Reifen als auch auf die Schallgeschwindigkeit der Luft im Reifen – kann theoretisch im Modell berücksichtigt werden, wurde aber aufgrund der Testbedingungen vernachlässigt.

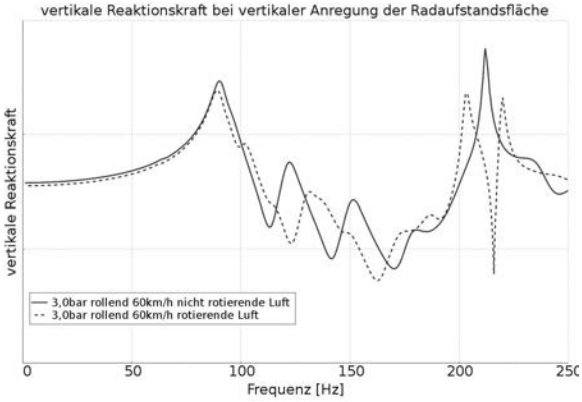


Bild 5: Nicht berücksichtigte Effekte beim Übertragungsveralten des 3D-FEM-Reifens – mit Reifen rotierende Luft in Kavität

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Korrelationsergebnis Moden des nicht rollenden Reifens

Die Achstests und Grundsatzuntersuchungen am Gesamtfahrzeug wurden mit dem nominalen Reifendruck von 2,3 bar durchgeführt. Dagegen musste der Reifendruck für die Tests auf dem Rollenprüfstand auf 3,0 bar erhöht werden. Dementsprechend testeten und berechneten die Ingenieure von TECOSIM die Moden für diese zwei Drücke für einen Reifen ohne und mit einer aufgebrachten Radlast von 4600 N. Bei dem Test erfolgte eine Anregung der Reifen in radialer, tangentialer und axialer Richtung mit einem Shaker an der Lauffläche. Die Bewegung des Reifens wurde mit Beschleunigungssensoren gemessen, diese waren über den Umfang der Lauffläche platziert worden (Bild 6).

Bild 6: Testaufbau Modaltest des Reifens in radialer und axialer Richtung

Zur Veranschaulichung der Testergebnisse erzeugten die CAE-Spezialisten in der Auswertungssoftware ein Testmodell, mit dem Bewegungen animiert werden können. Analog dazu definierten die Ingenieure Sensorpunkte im Berechnungsmodell (Bild 7). Zur Bewertung der Korrelation berechneten sie die MAC-Werte (Modal Assurance Criteria, Bild 8). Für alle Lastfälle wurden die gleichen Materialkennwerte und somit nur ein Simulationsmodell verwendet.

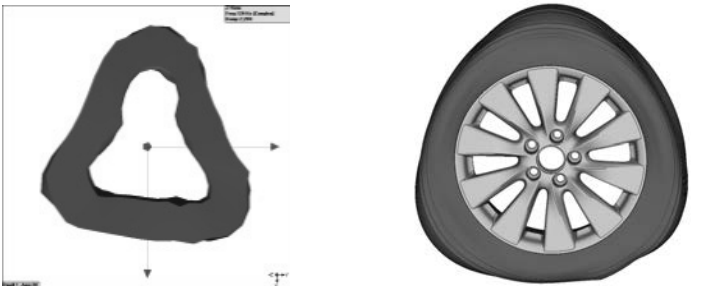


Bild 7: Darstellung eines Modes im Test (links) und in der Berechnung (rechts)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 8 zeigt die MAC-Auswertung für den Reifen mit aufgeprägter Radlast für die zwei Luftdrücke von 2,3 bar und 3,0 bar. Die Werte sind gut bis sehr gut und im Bereich von ~ 80 Hz bis ~ 200 Hz über 0,7. Die Abweichung in der Frequenz ist ebenfalls gering und die Identifikation von getestetem und berechnetem Mode eindeutig. Das Team von TECOSIM bildete die Moden sehr gut mit dem 3D-FEM-Modell ab und konnte diese für die Erstellung der modalen Substruktur des Reifens verwenden. Die modale Substruktur des stehenden Reifens wurde bei entsprechenden Lastfällen wie Leerlauf-Motoranregung oder Grundsatzuntersuchungen mit Shaker-Anregung auf Achs- und Gesamtfahrzeugebene benutzt.

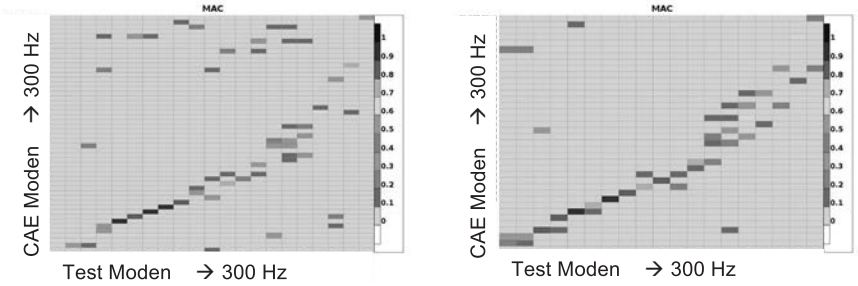


Bild 8: Korrelationsergebnis Moden des nicht rollenden Reifens – MAC-Werte für 2,3 bar (links) und 3,0 bar (rechts) unter Radlast

6. Berechnungsergebnis Moden des rollenden Reifens

Wie in Kapitel 4 gezeigt, veränderte der rollende Reifen sein dynamisches Übertragungsverhalten gegenüber dem nicht rollenden Reifen. Während in Abaqus mit einem 3D-FEM-Modell alle relevanten Effekte bei Bedarf simuliert werden können, konnten für das umgesetzte Projekt nur die geometrische Änderung aufgrund der Trägheiten des rollenden Reifens, der Luftdruck und die nicht rotierende Luftkavität bei der Erstellung der modalen Substruktur berücksichtigt werden. Da die Moden am rollenden Reifen nicht getestet wurden, zeigt Bild 9 ein MAC-Vergleich vom nicht rollenden vs. rollenden Reifen für 60 und 90 km/h. Es ist zu erkennen, dass die Moden sowohl in der Form als auch in der Frequenz in den unteren Frequenzbereichen bei den globalen Moden kaum voneinander abweichen. In den höheren Frequenzen ist dagegen bei den lokalen Moden die Auswirkung des rollenden Reifens sehr groß: Im MAC-Vergleich ist kaum noch eine Übereinstimmung zu erkennen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Obwohl in Kapitel 4 in der Übertragungsfunktion zu sehen ist, dass der Einfluss des rollenden Reifens auf das Übertragungsverhalten verhältnismäßig klein ist, wurde er in den Substrukturen für den Lastfall Motor-Hochlauf berücksichtigt.

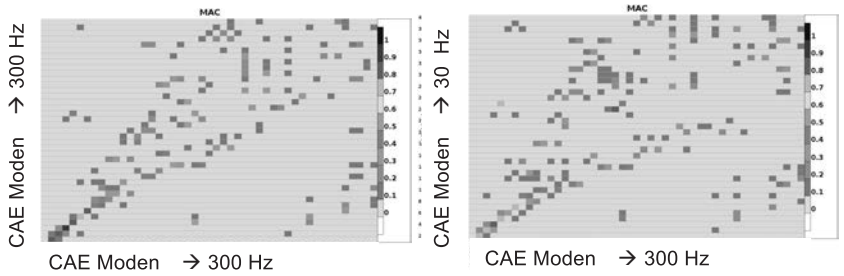


Bild 9: MAC Vergleich nicht rollender vs. rollender Reifen für 60 km/h (links) und 90 km/h (rechts)

7. Vergleich Übertragungsverhalten 3D-FE-Modell und modale Substruktur

Das TECOSIM-Team wollte sicherstellen, dass die Erstellung der modalen Substruktur korrekt umgesetzt worden war und verglich daher die Übertragungsfunktionen des 3D-FE-Reifenmodells und der Substruktur. Bild 10 zeigt den Vergleich an einem rollenden Reifen (60 km/h). Im Diagramm entsprechen die Spalten einer Anregung mit einer Einheitslast in jeweils x-, y- und z-Richtung am Reifenaufstandspunkt. Die Zeile entspricht der Antwort in Richtung an der Radnabe, hier exemplarisch die z-Richtung. Es lässt sich erkennen, dass die Übertragung mit der Substruktur sehr gut abgebildet wurde.

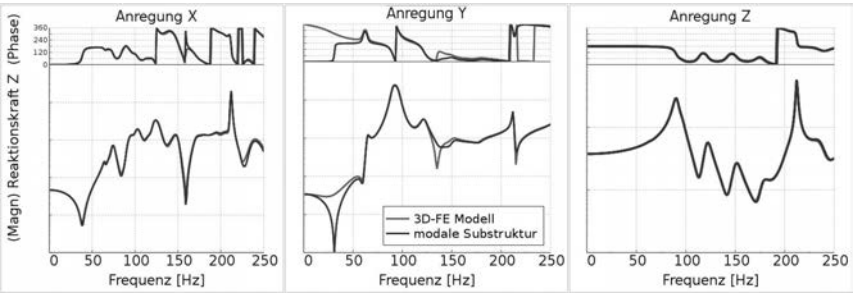


Bild10: Vergleich Übertragungsverhalten 3D-FE-Modell und modale Substruktur, z-Reaktionskraft bei x-, y-, z-Anregung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8. Korrelationsergebnisse aus der Achs- und Gesamtfahrzeugsimulation

Achstest vertikale Anregung

In einem nächsten Schritt ließ TECOSIM das Schwingungsverhalten der Achsen überprüfen: Diese wurden in einem Prüfstand montiert und mit einem Zylinder am Radaufstandspunkt eines Rades mit einem Sinus-Signal im Frequenzbereich von 0-100 Hz angeregt. Analog zum Testaufbau erstellten die Ingenieure ein Simulationsmodell (Bild 11). An diversen Achskomponenten wurden Sensoren platziert und die Beschleunigungen gemessen. Bild 12 zeigt die x-, y- und z-Beschleunigung am Federbeindom bei einer Anregung in vertikaler Richtung am Radaufstandspunkt.

Das TECOSIM-Team verglich das Test-Ergebnis mit den CAE-Ergebnissen: Berechnet hatten sie

- ein Modell mit modaler Substruktur mit Luftkavität,
- ein Modell mit modaler Substruktur ohne Luftkavität
- ein Modell mit statischen Steifigkeiten und Punktmasse und Trägheiten.

Besonders für die z-Richtung war zu erkennen, dass die modale Substruktur mit und ohne Luftkavität im getesteten Frequenzbereich vor allem bei den höheren Frequenzen besser zum Test korrelierte als das statische Reifenmodell. Der Grund: Ab ~ 65 Hz begannen die ersten Reifenmoden, deren Berücksichtigung verbesserten die CAE-Ergebnisse.

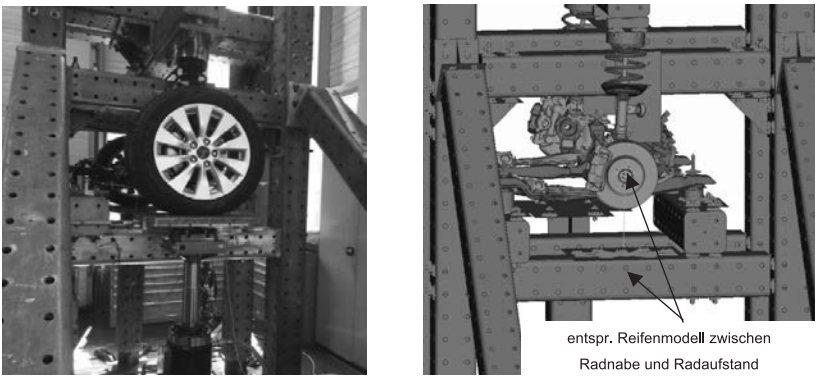


Bild 11: Achstest mit vertikaler Anregung, Testaufbau und Simulationsmodell

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

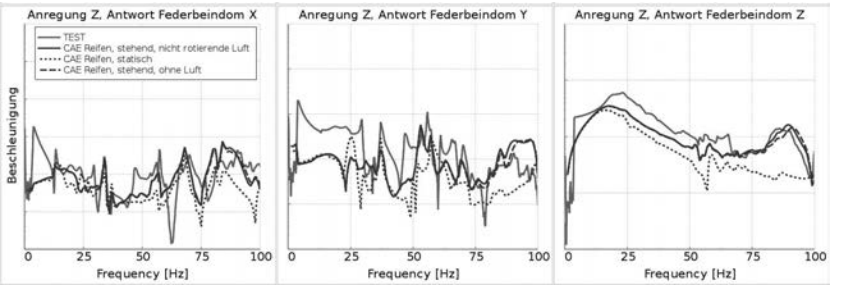


Bild 12: Vergleich Test vs CAE, vertikale z-Anregung und Antwort am Federbeindom in x, y, und z

Gesamtfahrzeugtest vertikale Anregung

Um das grundsätzliche Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs beurteilen zu können, hat das Team von TECOSIM unter anderem einfache Tests und Berechnungen mit einer axialen Anregung am Radaufstandspunkt umgesetzt (Bild 13). Für die Tests war der Frequenzbereich auf 0-100 Hz begrenzt. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden an verschiedenen Stellen im Fahrzeug Sensoren platziert und die Beschleunigungen gemessen. In Bild 14 ist links die z-Antwort am Federbeindom auf eine vertikale Anregung an der Radaufstandsfläche zu sehen. Es ist wie beim Achstest zu erkennen, dass im Bereich über 50 Hz die modalen Substrukturen mit und ohne Luftkavität im Vergleich zum statischen Reifenmodell sehr gut zum Test korrelieren.

Die akustische Antwort an Passagier-Positionen wurde bei den Tests nicht aufgenommen. In den CAE-Ergebnissen zum Schalldruckpegel lässt sich an der Position eines Fahrerohrs dennoch für den gleichen Frequenzabschnitt von 50-100 Hz die Abweichung der modalen Substrukturen zum statischen Modell erkennen (Bild 14 rechts). Zusätzlich sieht man den Einfluss der Luftkavität bei ~ 210 Hz. Dort liegt die erste Mode der Luft im Reifen. Aufgrund der Resonanz im Reifen zeigte das Modell modale Substruktur mit Luftkavität im Vergleich zu den anderen Reifenmodellen eine starke Erhöhung des Schalldruckpegels bei der Frequenz.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 13: Fahrzeugtest mit vertikaler Anregung, Testaufbau und Simulationsmodell

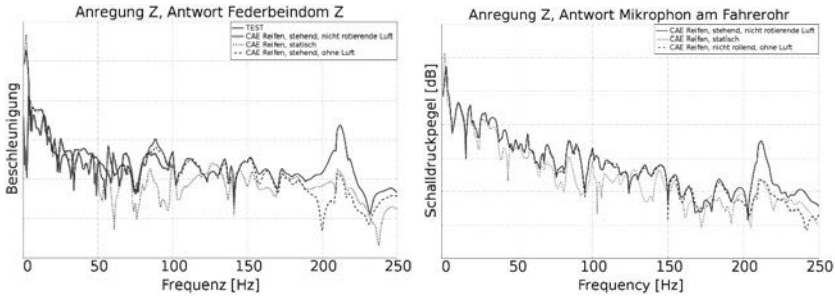


Bild 14: Vergleich Test zu CAE, vertikale z-Anregung und Antwort am Federbeindom in z (links) und Vergleich CAE zu CAE Schalldruckpegel am Fahrerohr (rechts)

Gesamtfahrzeug Anregung Motor-Leerlauf und -Hochlauf

Auf einem Rollenprüfstand ließ TECOSIM die Lastfälle Motor-Leerlauf und -Hochlauf testen (Bild 15). Die Beschleunigungssensoren waren an den gleichen Stellen wie bei den einfachen Gesamtfahrzeugtests positioniert. Zusätzlich zu den Beschleunigungssensoren zur Messung der Strukturantwort wurden im Fahrzeuginnenraum Mikrophone zur Messung der akustischen Antwort montiert. Die gemessenen Motorbeschleunigungen flossen als Anregungssignal in das Berechnungsmodell ein, das Team von TECOSIM berechnete die entsprechenden Ergebnisse. Bild 16 (Motor-Leerlauf) und Bild 17 (Motor-Hochlauf) zeigen links erneut die z-Beschleunigung am Federbeindom und rechts den Schalldruckpegel am Fahrerohr. Der Vergleich zeigt, dass die CAE-Ergebnisse für die verschiedenen Reifenmodelle kaum voneinander abweichen und gleich gut zum Test korrelieren. Auch eine starke Erhöhung der akustischen Antwort bei der Resonanz der Luft im Reifen bei 210 Hz ist nicht erkennbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da der Reifen nicht direkt im Lastpfad der Motoranregungen liegt, scheint der Einfluss des Reifenmodells für diese Lastfälle vernachlässigbar. Allerdings wird der Reifen in der Realität im Lastfall Motor-Hochlauf auch von der Rolle des Prüfstands angeregt, die Anregung jedoch in der Simulation vernachlässigt. Im Zuge des Projekts entschieden die Ingenieure, dies nicht weiter zu untersuchen. Es ist jedoch an den vorliegenden Ergebnissen zu erkennen, dass für die Beschleunigung am Federbeindom für den Lastfall Motor-Leerlauf eher zu hohe Werte berechnet wurden und für den Lastfall Motor-Hochlauf eher zu niedrige. Dass dieser Unterschied aus dem Einfluss des rollenden Reifens resultiert, wird aufgrund nicht beschriebener Testergebnisse vermutet und soll in zukünftigen Untersuchungen beurteilt werden.

Bild 15: Fahrzeugtest auf Rollenprüfstand für Motor-Leerlauf und -Hochlauf

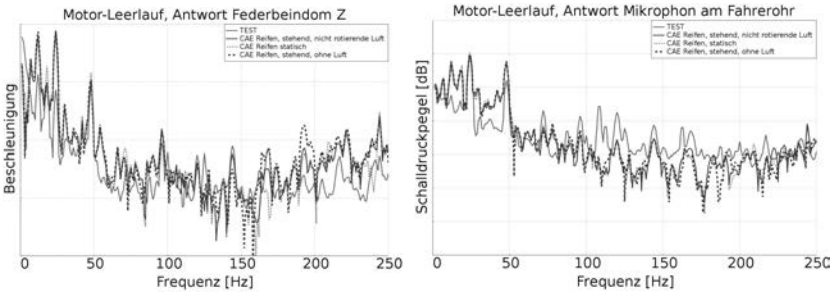


Bild 16: Vergleich Test vs. CAE, Anregung Motor-Leerlauf und Antwort am Federbeindom in z (links) und Schalldruckpegel am Fahrerohr (rechts)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

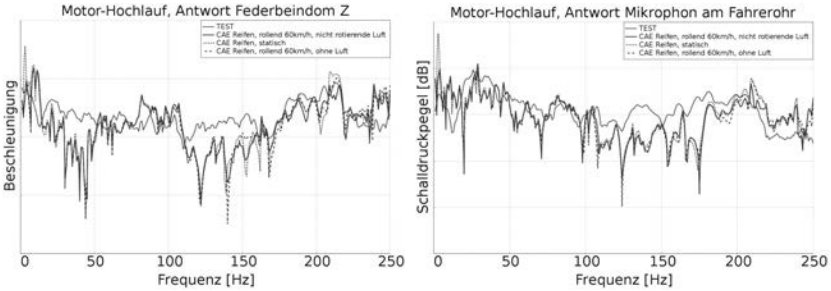


Bild 17: Vergleich Test vs. CAE, Anregung Motor-Hochlauf und Antwort am Federbeindom in z (links) und Schalldruckpegel am Fahrerohr (rechts)

9. Zusammenfassung und Ausblick

TECOSIM hat das 3D-FE-Modell des Reifens sehr gut zu Modaltests korreliert. Für die Erstellung der modalen Substruktur haben die CAE-Spezialisten die relevanten Effekte – sofern möglich und nötig – berücksichtigt. Im Rahmen der Gesamtfahrzeug-Simulationen zum Motor-Leerlauf und -Hochlauf scheint der Einfluss des Reifenmodells vernachlässigbar, da er nicht direkt im Lastfluss ist. An den Achs- und Gesamtfahrzeug-Simulationen mit direkter Anregung an der Reifenaufstandsfläche lässt sich jedoch der relevante Einfluss erkennen: Die Verwendung der modalen Substruktur führt zur wesentlich besseren Korrelation zum Test.

Für Simulationen mit Anregungen aus Straßenprofilen ist entsprechend zu erwarten, dass die Verwendung der modalen Substruktur zu Korrelation beitragen. Die Untersuchungen dazu stehen aus.

Um die Modellqualität der modalen Substruktur weiter zu erhöhen, wird TECOSIM in zukünftigen Projekten folgende weitere Effekte und die damit verbundenen Herausforderungen untersuchen und nach Möglichkeit berücksichtigen:

- Korrelation Moden des rollenden Reifens
  In der FE-Simulation als stationärer Zustand leicht zu berechnen; Testbedingungen zur Messung der Moden müssen definiert werden.
- Korrelation des stehenden und rollenden Reifens zu uni-axialen Shakertests
  In der FE-Simulation als stationärer Zustand leicht zu berechnen; Testbedingungen zur Messung der Übertragungsfunktion müssen definiert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Visco-elastisches und frequenzabhängiges Materialverhalten für die Gummibereiche
  Im 3D FE-Modell möglich; in der Substruktur nicht direkt zu berücksichtigen, da diese nur mit dem Materialverhalten erstellt werden kann, das zu einer bestimmten Frequenz gilt
- Einfluss aus der mit dem Reifen rotierenden Luft
  Im 3D FE-Modell und grundsätzlich in der Substruktur möglich; jedoch führt die notwendige Verwendung von unsymmetrischen Solvern zu einer kaum akzeptierbaren Erhöhung der Rechenzeit. Eventuell kann der Effekt ausreichend genau in einer Substruktur mit einer symmetrischen Matrix implementiert werden, um diese Erhöhung zu umgehen.

Auch die Verwendung von Übertragungsfunktionen des Reifens anstelle der modalen Substrukturen ist eine Option. In den Übertragungsfunktionen sind die Effekte der visco-elastischen und frequenzabhängigen Materialeigenschaften einfacher zu berücksichtigen. Hierbei besteht die Möglichkeit, das 3D FE-Reifenmodell zu translatorischen Übertragungsfunktionen zu korrelieren. Die rotatorischen Übertragungsfunktionen könnten im Anschluss berechnet werden, da diese schwieriger zu testen sind.

Literatur

[1] Zeller, Peter (Hrsg.): Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, 2. überarbeitete Auflage 2012, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag

[2] Heißing, B., Ersoy, M. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 2. Verbesserte und aktualisierte Auflage 2008, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag

[3] Wallentowitz, H.: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung, 8. Auflage 2006, Aachen, fka mbH

[4] Dassault Systèmes: Abaqus 6.14 Online Documentation

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Application and validation of the discrete flow mapping approach in mid-to-high frequency vibration for a car floor structure

Dr. **Gang Xie**, CDH AG, Herbolzheim;
Dr. **Timo Hartmann**, Prof. **Gregor Tanner**, University of Nottingham, UK

1. Abstract

Dynamical Energy Analysis (DEA) combined with the Discrete Flow Mapping technique (DFM) has recently been introduced as a mesh-based high frequency method modelling structure borne sound for complex built-up structures. Compared with the statistical energy analysis (SEA), the DFM approach is able to provide detailed spatial information of the vibrational energy distribution within a complex structure in the mid-to-high frequency range. It has proven to enhance vibro-acoustic simulations considerably by making it possible to work directly on existing finite element meshes. In addition, one of the key developments of the DEA method in engineering applications is to efficiently handle complex FEM-meshes. In particular, structure borne transmission paths due to spot welds must be considered. This paper presents applications of DFM for a car floor structure and its validation by comparison with FEM.

1. Introduction

Simulations of the vibro-acoustic performance of automobiles are routinely carried out in various design stages. To understand the transmission of structure-borne sound in cars, it is necessary to have effective and efficient modelling tools to support the structural design process ideally before a prototype vehicle is built. The major difficulty in modelling structure-borne sound lies in the complex geometry of the car structure. The Finite Element Method (FEM) can describe geometric details of the car structure with sufficient accuracy in the low frequency region, typically below 250 Hz. High frequency analysis using FEM requires extremely fine meshes of the body structure to capture the shorter wavelengths and, at the current time, such analysis poses great computational challenges.

The impractical computational cost of FEM for a high frequency analysis is perhaps less of a limitation (considering recent advances in CPU power) than the fact that the structural response at high frequencies is very sensitive to small variations in material properties, bound-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ary conditions etc. This will result in considerable scatter in the dynamic characteristics of real vehicles. Therefore, results from the analysis of an FE model become less meaningful at high frequencies and a statistical representation is necessary. The Statistical Energy Analysis (SEA) [1] has been developed to deal with high frequency problems and leads to relatively small and simple models in comparison with FEM. As such SEA has found widespread applications in the automotive and aviation industry, as well as in architectural acoustics. However, SEA is based on a set of often hard to verify assumptions, which effectively require diffuse wave fields and quasi-equilibrium of wave energy within sub-systems. The gap in frequency range between the FEM and SEA is usually referred to as the mid-frequency gap, in which neither FEM or SEA provides a satisfactory solution.

The mid-frequency problem has been extensively investigated in recent decades and many different approaches have been proposed. Among them, the hybrid FEM/SEA method [2] has been arguably the most successful and most popular approach and applications of the hybrid method for a full car structure have been reported in [3, 4]. The hybrid method requires partitioning the whole structure into deterministic and statistical parts. With academic structures [2, 5], this partitioning procedure is relatively simple and the hybrid method has been demonstrated to give very good predictions of ensemble averages of the mid-frequency response of uncertain structures. However, for real engineering structures such as cars, the separation between the deterministic and statistical parts is not a trivial task. Furthermore, within the statistical parts of the structure there is also the challenge of designing a partition into sub-systems that satisfies the assumptions required for an SEA treatment.

One alternative to SEA is to instead consider the original vibrational wave problem in the high frequency limit, leading to a ray tracing model of the structural vibrations. Tracking rays including multiple reflections on boundaries can become highly computationally intensive, in particular on curved surfaces and including mode conversion at interfaces. As a result, ray tracing has not yet been widely adopted for mechanical engineering problems. Tracking densities of rays propagated by a transfer operator, instead of tracing the rays themselves, leads to a model for the mean energy density. These ideas form the basis of the *Dynamical Energy Analysis* (DEA) method introduced in [6]. DEA includes SEA as special case via a low order representation of the transfer operator. Higher order implementations enrich the SEA model with information from the underlying ray dynamics, leading to a relaxation of the stringent SEA assumptions. In particular, DEA offers much more freedom in sub-structuring the total system and variations of the energy density across sub-structures can thus be modelled [7].

An efficient implementation of DEA on meshes called *Discrete Flow Mapping* (DFM) has been presented in [7, 8]. In DFM it is possible to compute vibro-acoustic energy densities in

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

complex structures at high frequencies, including multi-modal propagation and curved surfaces. Coupling at material interfaces is described in terms of reflection/transmission matrices. These matrices are obtained by solving the wave equation locally in the coupling region. It is this last property that also allows DFM to be extended as a hybrid method of the form detailed in [9]. That is, in the deterministic parts of a hybrid model FEM may be applied, or any other full wave simulation method, as what is used in the hybrid FEM/SEA approach. Once local wave solutions in the deterministic substructures are available, the reflection/transmission matrices can be formed [10]. A DFM model in the statistical part of the structure will then be coupled with these matrices in the same way as the coupling at material interfaces is incorporated [7]. The main advantage of a hybrid DFM approach is that no restriction on the sub-structuring in the statistical region is applied and it is possible to compute a full geometry-dependent solution, resolving this solution within sub-structures.

This paper presents results of application of DFM to a car floor structure in the mid-to-high frequencies. The floor structure has been previously used for application of the hybrid FEM/SEA method [11] and more recently for the DFM technique [12, 13]. Both SEA and DFM methods require some appropriate way to handle the coupling due to spotweld. A method to model the spotweld in DFM has been proposed in [13] but the excitation of only a single frequency was considered. To validate the DFM technique, excitations at more frequencies are used in the present work. In particular, the kinetic energy of the structure from FEM and DFM are compared.

2. Method of the discrete flow mapping

Discrete flow mapping is a mesh based technique where a transfer operator is used to describe the flow of energy from a mesh element *j* to a mesh element *i,* including self-interactions when *i=j.* At the boundary between the ements j and I a local plane wave approximation is used to calculate reflection/transmission probabilities as function of the wave-vector.

Once the transfer operator in DFM has been discretized, it is represented as a matrix with entries of the form [8]

$$B_{(i,\alpha,\beta)(j,l,m)} = \frac{2m+1}{2\sqrt{A_l A_\alpha}} \int_{-c_j^{-1}}^{c_j^{-1}} P_m(p_j) \int_{s_{min}(p_j)}^{s_{max}(p_j)} w_{rt}(p_i') e^{-\mu L(s_j, s_i')} P_\beta(p_i') ds_j dp_j \qquad (1)$$

where P_m is a scaled Legendre polynomial of order *m* as detailed in [8], and the energy is propagated along a trajectory through mesh element *j* with propagation speed c_j. This trajectory starts at position s_j on edge *l* of element *j* and is transported to position s_i' on the common edge α of the boundary of element *i*. The tangential component of the momentum (or slow-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ness) of the trajectory at s_j is denoted p_j and likewise for p_i' at s_i'. Also $L(s_j, s_i')$ is the length of the trajectory from s_j to s_i', μ is a (viscous) damping parameter, A_l is the length of edge *l* from element *j*, and likewise A_α is the length of edge $\alpha$from element *i*. The integration range in space from s_{min} to s_{max} depends on the momentum p_j, since the admissible range of starting points on edge *l* that are transported to edge α must depend on the direction in which the trajectory leaves edge *l*.

The weight function w_{rt} gives the reflection probability when *i=j* or the transmission probability otherwise. Note that transmission or reflection at boundaries depends in general on the angle of incidence of the incoming/outgoing ray. DFM incorporates directed transmission through interfaces, in contrast to SEA, which assumes diffusive wave fields in each subsystem. This weight function also governs the mode conversion probabilities in the case of both in-plane and flexural waves, which are derived from wave scattering theory [14]. For modelling the vibrations of the thin shell floor panel, ray tracing on curved surfaces needs to be considered. Applying thin shell theory in the high frequency limit, as in [15], curved rays follow the geodesics of the surface. This approximation is valid for wavelengths shorter than the radii of curvature of the shell, but larger than the thickness. Mimicking geodesic paths on the corresponding meshed surface, the theory outlined in [16] and [17] is employed. Corrections need to be considered if the radius of curvature is of the order of the wavelength, such as constructing modified ray paths from the governing thin shell theory [15]. However, such corrections require a detailed knowledge of the local curvature and a simplified approach is thus used here. The meshed structure are treated as a set of plate-like elements and estimate reflection/transmission properties due to the finite angle between mesh elements using the plate-junction theory detailed in [14].

The integral in (1) can be adapted to incorporate further complexity and refinement in a DFM model. The vehicle floor in Figure 1 contains spot welds connecting the stiff rails with the floor panel. This is modelled in the FE model with the connections shown in Figure 2, here in Nastran terms of a set of RBE3 elements (red lines in Figure 2) together with solid element to model the stiffness of the spotweld but without extra mass added to the plates. The RBE3 elements describe the motion at a reference grid as weighted average of the motions at a set of other grids. With a solid element and a set of RBE3 elements, constraint conditions are defined and it is possible to transfer forces directly from one mesh to another. Such a set-up cannot be used in a DFM treatment which is based on modelling energy flow through surfaces and mesh boundaries. In order to avoid the costly re-modelling of structures, a simple treatment using the RBE3 elements directly as couplings for DFM. To consider the energy transfer across spotweld connections as shown in Figure 2, equation (1) is still used. Mean-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

while a new coupling between edges connected to the mesh cells next to a spotweld is introduced in both the 'upper' and 'lower' shell element connected by the spotweld. In addition, the weight function (representing transmission probabilities) is calculated via a transfer function. This transfer function can be obtained from FE calculations treating single spot welds in isolation or is estimated by analytical calculations [18]. In the present work, a simplified approach is used where energy arriving at an edge connected to a spot weld is distributed equally among neighbouring edges (i.e. edges connected by the RBE). In addition, we assume uniform scattering of transmitted rays in all directions. This is an ad-hoc approach, which needs to be refined, for example, by local FE models or by the spot weld models used as point connections described in [18]. These point connections transfer circular waves in one part of the structure to circular wave in other parts of the structure. As DFM assumes a plane wave description of the propagation, one has to include an additional step in (2) transforming plane waves to circular waves and back.

In a hybrid DFM scheme (not implemented in this work), the rails (shown in Figure 2) would be modelled using FEM and coupled with the DFM model for the panels along the edges of the mesh where FEM elements connect to DFM elements. This coupling specifies the reflection/ transmission probability as a function of the wave-vector along the edge in order to obtain a boundary condition that each method can use, see for example [10].

Once the matrix $\mathbf{B}$ has been constructed, the energy density on the boundary phase-space of each element is given by the solution of a linear system of the form

$$(I - B)\acute{\rho} = \acute{\rho}^0 \qquad (2)$$

where $\mathbf{I}$ is the identity matrix and $\mathbf{B}$ has entries as defined by equation (1). Here$\acute{\rho}^0$, $\acute{\rho}$ are the vectors corresponding to the initial and final boundary densities. Once $\acute{\rho}$has been computed, the energy density at any location inside the structure may be computed as a post-processing step, see Ref. [19]. In the following section we compare the results of the above described methodologies for simulating vibrations of the car floor structure.

3. Description of the floor structure

A floor structure from a camper van is considered in this study. The floor structure consists of a floor panel, two longitudinal rails and six transverse rails, as illustrated in Figure 1. The floor panel is connected to the rails through a number of spot-welds and additional reinforcement plates are placed between the floor panel and rails. The structural material is steel and the mass is 82.3 kilograms. Material properties and dimensions are listed in Table 1. The FE representation of the floor structure containing approximately 340,000 degrees of freedom is obtained from the complete vehicle body model. The floor panel, rails and reinforce-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ments are modelled using quadrilateral and triangular shell elements. The average element size is 12 mm. For convenience, rails are labeled from 1 to 8 and the floor panel is referred to panel 9.

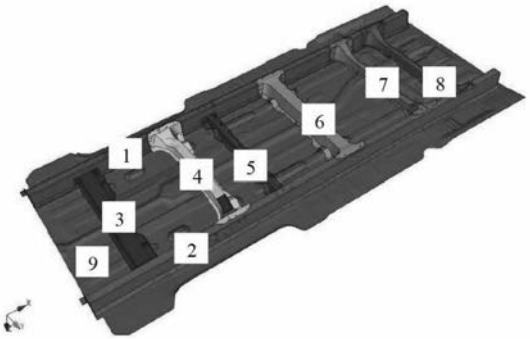


Fig. 1: Floor structure, containing rails numbered from 1 to 8 and a panel 9 as considered in Ref. [11].

Table 1: Floor properties

Material properties	
Young's modulus	2.1×1011 N/m2
Poisson ratio	0.3
Density	7850 kg/m3
Damping loss factor	0.04
Thickness	
Floor panel	0.8 mm
Longitudinal rails 1,2	1.95 mm
Transverse rail 3	1.35 mm
Transverse rail 4	1.35 mm
Transverse rail 5	1.5 mm
Transverse rail 6	1.5 mm
Transverse rail 7	1.71 mm
Transverse rail 8	1.49 mm
Various reinforcements	2.3 – 4 mm
Mass	
Total mass	82.3 kg
Floor panel	28.5 kg

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

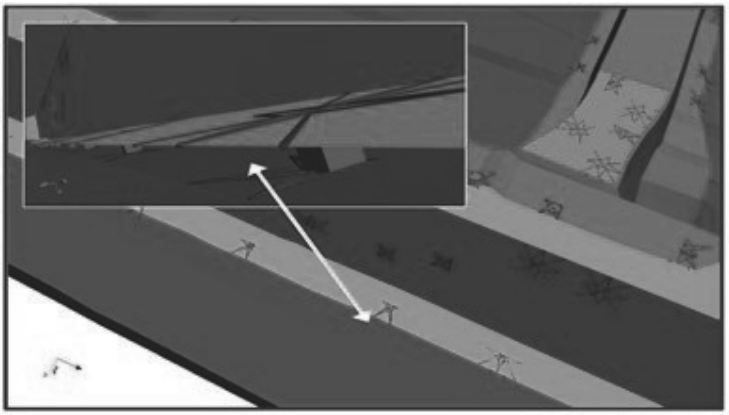


Fig. 2: Rail (green) connected to the floor panel (purple; component 9 in Fig. 1); the spot-welds are modelled with RBE3 elements (red lines) and a solid element.

4. Numerical results

The simulation results from both FEM and DFM methods are presented in this section. The excitation applied to the floor is a single point excitation on a grid of rail 1 in the normal direction to the top surface. In the FEM simulation, a unit point force across a frequency range corresponding to eight 1/3 octave bands of central frequency between 630Hz and 3150Hz was applied. Total 400 frequency steps were used. The results of the squared normal velocity at each grid within a 1/3 octave band were then averaged. In the DFM simulation, a unit input power was applied on the same loading grid as in the FEM simulation but only at the central frequencies of those 1/3 octave bands.

To compare the kinetic energy of floor vibration, the results of FE simulation were scaled with the actual power input

$$P_{in} = \frac{1}{2}\mathrm{Re}(F v_d) \tag{3}$$

where P_{in} is the input power, F is the applied force, here in units Newton and v_d is the velocity at the loading point. After appropriate scaling, the vibration from the FE simulations correspond to the unit input power. In principle, this numerical input impedance could be replaced by an appropriate analytical value for the impedance. This is not used here as it would introduce an additional error due to the fact that at higher frequencies an analytical solution for thin plates could be used but for lower frequencies the excited rail behaves quite stiff and would be better approximated by a beam.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The total kinetic energies of the bending vibration obtained from the FEM and DFM simulations are compared in Figure 3. The results generally agree well in all frequencies. The difference is between 1% and 8%. At frequencies below 2000Hz DFM gives slightly higher energy than FEM but lower predictions at 2500Hz and 3150Hz. Figure 4 shows the distribution of the energy at 2000Hz. Although the total energies at 2000Hz between FEM and DFM simulations has a difference within 1.5%, the distribution of energy shows that FEM gives lower energy in the region close to the loading position, while DFM predicts lower energy in the region far away from the loading position. It is therefore of interest to compare the total energy on individual rails, in order to gain a more detailed view of the results.

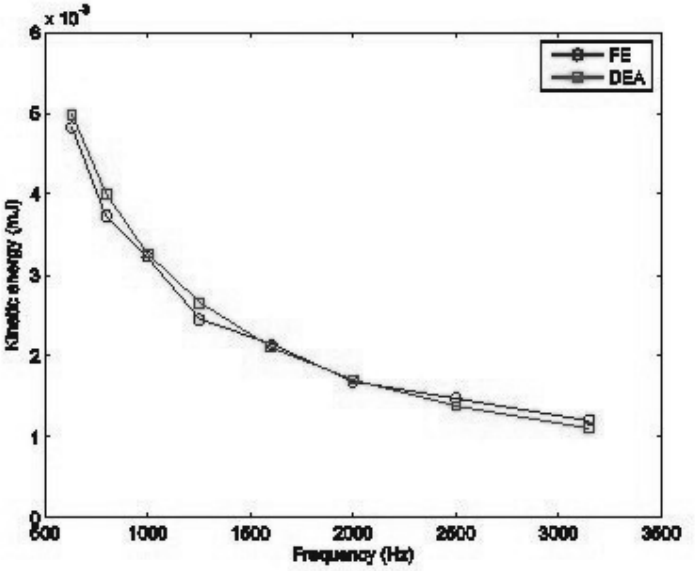


Fig. 3: The total kinetic energy in the structure under unit power input at the excitation grid on rail 1.

Figure 5 presents the total energy of rail 1, rail 3 and rail 6 as indicated in Figure 1. Rail 1 is subject directly to the excitation and rail 6 is in close proximity to the excitation. The kinetic energy of rail 1 and rail 6 obtained from the DFM simulation is slightly higher than, but comparable to the FEM result. Rail 3 is located far away from the excitation and the DFM prediction is much lower than the FEM results.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The differences found in the energy distribution between FEM and DFM simulations are thought to be caused by two effects. Firstly, the simplified modelling of the spotwelds in DFM is not adequate to simulate the flow of energy through the spotwelds. Secondly, the representation of the rail structure by thin plates is problematic, especially for lower frequencies. In lower frequency range between 630 Hz and 1500 Hz the rails behave far stiffer in reality than an ensemble of thin plates which is assumed in DFM.

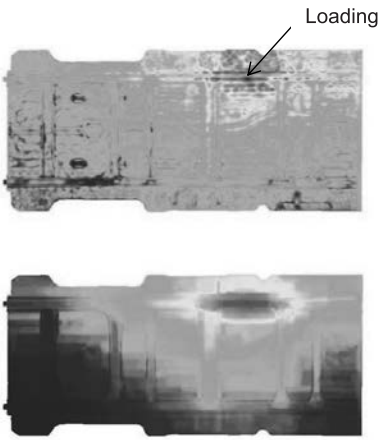


Fig. 4: The kinetic energy distribution under unit power input applied at a grid on rail 1 at 2000Hz – upper graph, FEM; lower graph, DFM.

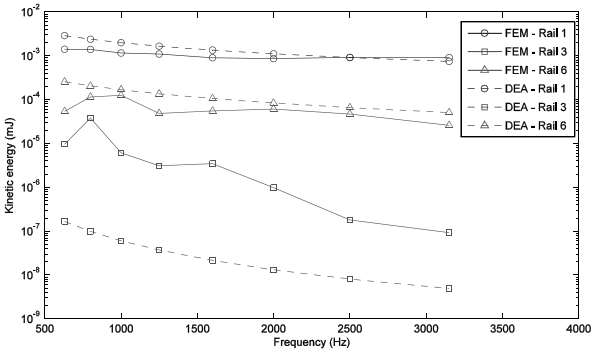


Fig. 5: The total kinetic energy of rail 1, rail 3 and rail 6 (see Figure 1) under unit power input at a grid on rail 1.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

These two problems of DFM suggest following research directions for the future: Firstly, a coupling between FEM and DEA/DFM would be beneficial both for handling spotwelds and stiff beam-like structures such as the rails. Secondly, one could focus on the spotwelds and refine their modelling in DFM to represent the physical reality better. This could be done by refining the simplified model used in this work to represent spotwelds (for example by incorporating more physical details into the spotweld matrix elements). Another option would be to model spotwelds as two plates coupled by a single beam as in [18].

In the previous work [12, 13], only the plain floor panel was considered under the point excitation and a similar difference, that DFM underpredicted the vibration in the region far away from the excitation when it is compared with FEM, was seen in the energy distribution. One important open question is the valid frequency range for the DFM. In other words, which frequency range should be considered suitable for applying the DFM technique in practice. Over the whole frequency range, the DEA result is always the leading order in a semiclassical expansion. For higher frequencies, correction terms to this leading order decay fast. The DFM method is able to use the current meshes to model the structure at even higher frequencies where this mesh is not suitable for FEM anymore. But on the low frequency side, fluctuations (in the manifestation of resonances) around the leading order become larger and larger. This means in order to compare DFM and FEM results for low frequencies, the averaging procedure over the FEM results has to be very effective. This means that besides an energy average one has to do some material or geometry ensemble average. Furthermore, for low frequencies the thin plate and local plane wave approximation loose validity and the question is if these two approximations still describe the leading order effects.

5. Conclusions

The mid-to-high frequency vibration problem has been studied for a car floor structure with FEM and DFM methods. The main objective is to develop necessary techniques for the DFM method to be able to handle common automotive structures and to validate them. In particular, the spotweld type joint must be modelled appropriately with DFM method. The FE model of the floor structure comes in a standard mesh size as normally seen in the industry. It has been shown that the DFM method can use such standard mesh very efficiently. The frequency range in the present work was chosen to be between 630Hz to 3500Hz, which are higher than the usual frequency range used for FEM in the automotive industry for noise and vibration analysis. The comparison of the total kinetic energy of the floor structure has shown good agreement between the FEM and DFM method. Less satisfactory agreement was

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

found in the energy distribution, which requires further work to improve the modelling technique for the DFM method.

Acknowledgments

Support from the EU (FP7 IAPP grant no. 612237 (MHiVec)) is gratefully acknowledged.

References

[1] R.H. Lyon, and R.G. DeJong, Theory and Application of Statistical Energy Analysis. Butterworth-Heinemann, Boston, 1995.

[2] P.J. Shorter and R.S. Langley, Vibro-acoustic analysis of complex systems, Journal Sound Vib., 288, 669 – 699, 2005.

[3] A. Charpentier, V. Cotoni and K. Fukui, Using the hybrid FE-SEA method to predict structure-borne noise in a car body-in-white, Inter-Noise 2006, Honolulu, Hawaii, USA.

[4] A. Charperntier, S. Sreedhar and K. Fukui, Efficient model of structure-borne noise in a fully trimmed vehicle from 200Hz to 1kHz, ICSV15 2008, Daejeon, Korea.

[5] V. Cotoni, P.J. Shorter, and R.S. Langley, Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method, J. Acoust. Soc. Amer., 122(1), 259-270, 2007.

[6] G. Tanner, Dynamical energy analysis – Determining wave energy distributions in vibro-acoustical structures in the high-frequency regime. J. Sound Vib. 320, 1023-1038, 2009. DOI: 10.1016/j.jsv.2008.08.032

[7] D.J. Chappell, D. Löchel, N. Søndergaard and G. Tanner, Dynamical energy analysis on mesh grids: A new tool for describing the vibro-acoustic response of complex mechanical structures, Wave Motion 51 (4), 589-597, 2014.

[8] D.J. Chappell, G. Tanner, Dominik Löchel and Niels Søndergaard, Discrete flow mapping: transport of phase space densities on triangulated surfaces, Proc. R. Soc. A, 469, 20130153, 2013. DOI: 10.1098/rspa.2013.0153

[9] D.N. Maksimov and G. Tanner, A hybrid approach for predicting the distribution of vibro-acoustic energy in complex built-up structures, J. Acoust. Soc. Am. 130, 1337-1347, 2011.

[10] J.M. Renno and B.R. Mace, Calculation of reflection and transmission coefficients of joints using a hybrid finite element/ wave and finite element approach, J. Sound Vib. 332(9), 2149–2164, 2013. DOI: 10.1016/j.jsv.2012.04.029

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[11] G. Xie, L. Dunne, A. Secgin and A. Zoghaib, Mid-frequency modelling of a car floor structure with hybrid method and SEA, International Symposium on the Computational Modelling and Analysis of Vehicle Body Noise and Vibration, 2012, Sussex, UK.

[12] T. Hartmann, G. Xie, G. Tanner et al, Comparison of methods for modelling mid-to-high frequency vibro-acoustic energy distributions in vehicle floor structure, The 9th International Styrian Noise, Vibration and Harshness Congress, Graz, 2016

[13] T. Hartmann, G. Tanner, G. Xie, D. Chappell and J. Bajars, Modelling of high-frequency structure-borne sound transmission on FEM grids using the Discrete Flow Mapping technique, 12th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics, Southampton, 2016

[14] R.S. Langley and K.H. Heron, Elastic wave transmission through plate/beam junctions, J. Sound Vib. 143, 241, 1990. DOI: 10.1016/0022-460X(90)90953-W

[15] A.N. Norris and D.A. Rebinsky, Membrane and Flexural Waves on Thin Shells, ASME J. Vib. Acoust. 116, 457-467, 1994. DOI:10.1115/1.2930449

[16] R. Kimmel and J.A. Sethian, Computing geodesic paths on manifolds, Proceedings of the National Academy of Sciences of the USA 95, 8431-8435, 1998. DOI: 10.1.1.46.3190

[17] D. Martinez, D.,L. Vehlo, and P. C. Carvalho, Computing geodesics on triangular meshes, Computers & Graphics 29, 667-675, 2005. DOI: 10.1016/j.cag.2005.08.003

[18] R.S. Langley and P.J. Shorter, The wave transmission coefficients and coupling loss factors of point connected structures, J. Acoust. Soc. Amer., 113(4), 1947-1964, 2003.

[19] D.J. Chappell and G. Tanner, Solving the stationary Liouville equation via a boundary element method, J. Comp. Phys., 234, 487–498, 2013. DOI: 10.1016/j.jcp.2012.10.002

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Datenanalysemethoden zur Auswertung von Simulationsergebnissen im Crash und deren Abgleich mit dem Experiment

Prof. Dr. **Jochen Garcke**, Universität Bonn und Fraunhofer SCAI;
M.Sc. **Rodrigo Iza-Teran**, M.Sc. **Nikhil Prabakaran**, Fraunhofer SCAI

1 Kurzfassung

In der Produktentwicklung werden numerische Simulationen beispielsweise eingesetzt um den Einfluss von unterschiedlichen Materialeigenschaften, Bauteilformen oder Verbindungskomponenten zu untersuchen. Vor diesem Hintergrund werden neue Analysemethoden für die Auswertung von Scharen von Crash-Simulationen vorgestellt, die zudem einen Abgleich mit zeitabhängigen Daten aus realen Crashversuchen erlauben. Einerseits wird ein Verfahren zur nichtlinearen Dimensionsreduktion aus dem Maschinellen Lernen genutzt. Dieses Verfahren berechnet für eine Simulationsschar eine niederdimensionale Parametrisierung welche den vergleichenden Überblick über viele Simulationen erleichtert. Andererseits ermöglicht ein grundständig neu entwickeltes Verfahren die Repräsentation eines jeden Zeitschritts einer numerischen Simulation als Kombination elementarer unabhängiger Komponenten, welche mittels einer geeigneten spektralen Zerlegung berechnet werden. Diese Darstellung kann als eine Art Fourier-Transformation für Geometrien verstanden werden und erlaubt eine sehr kompakte und effiziente Darstellung. Die Analyse der Simulationsdaten wird dann im niederdimensionalen Raum der relevanten spektralen Koeffizienten durchgeführt. Anwendungen für die Analyse von Scharen von Crashsimulationen werden vorgestellt, insbesondere auch für den Abgleich zwischen Simulation und Experiment.

2 Abstract

During the product development process numerical simulations are, for example, being used to study the influence of variations in the material properties, the geometry of parts or changes in connecting components. Motivated by this, we present new approaches to analyze numerical simulation bundles and their correspondence with data from three dimensional time dependent experimental data in crash. On the one hand, we use diffusion maps, a method for nonlinear dimensionality reduction from machine learning. This method can find a lower dimensional parametrization along which an intuitive and comparative characterization of a simulation bundle can be achieved. On the other hand, a fundamentally new approach allows the representation of each simulation in a new compact representation as a sum of el-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ementary components, which can be seen in analogy to the Fourier transform, but for geometries. The analysis of several simulations can then be done in the space of spectral coefficients. Applications are presented for the analysis of many simulations with changes in the input parameters and for the comparison between time dependent simulations and a crash experiment.

3 Herausforderungen in der virtuellen Produktentwicklung

Die virtuelle Produktentwicklung in der Automobilindustrie ist gekennzeichnet durch die numerische Simulation von verschiedenen Designkonfigurationen. Variiert werden dabei unter anderem Materialeigenschaften, Form oder Vernetzung von Bauteilen, oder Verbindungskomponenten. Zudem werden verschiedene Lastfälle untersucht. Es existieren effiziente Software-Lösungen zur Bewertung von mehreren Simulationsergebnissen sofern dabei nur ausgewählte Kenngrößen, wie Kurven, Intrusion, Beschleunigung, usw., untersucht werden. Zur interaktiven und detaillierten Auswertung eines Simulationsvorgangs wird spezialisierte 3D-Visualisierungssoftware verwendet.

Ein effizienter, datengetriebener Umgang mit vielen numerischen Simulationen, bei dem zum Vergleich der verschiedenen Ergebnisse nicht nur einige wenige Kennzahlen, sondern die eigentlichen Simulationsergebnisse, wie z.B. verschiedene Verformungen, betrachtet werden, ist bisher nur eingeschränkt möglich. Ansätze aus dem Bereich des Maschinellen Lernens, die auf nichtlinearer Dimensionsreduktion basieren, konnten bereits genutzt werden um verschiedene Simulationsergebnisse in einem abgeleiteten Raum darzustellen, der aus den Daten berechnet wurde [1,3,4,7,8,11]. Durch die Reduktion der Dimensionen ist eine intuitive Visualisierung sehr vieler Simulationen realisierbar, da die Anordnung der unterschiedlichen Simulation in drei Dimensionen die Unterschiede zwischen den Simulationen, beispielsweise die unterschiedliche Geometrieverformung beim Crash, auf Basis von geeigneten mathematischen Prinzipien berücksichtigt.

Darüber hinaus werden wurden in den letzte Jahren neue Messverfahren entwickelt und bereitgestellt, welche es ermöglichen tausende Bilder pro Sekunde zu generieren und daraus dreidimensionale Bilder eines Crashversuchs in einer Auflösung von bis zu mehreren hundert 3D-Punktwolken pro Sekunde zu berechnen [5], höhere zeitlichen Auflösungen sind durch Fortschritte in der Hochgeschwindigkeitskameratechnik zu erwarten. Dadurch können hoch auflösende zeitabhängige Daten aus einem Crash-Versuch gewonnen werden. Ein direkter Abgleich zwischen 3D-Simulation und solchen gemessenen 3D-Daten ist bisher allerdings nicht realisierbar. Die vorliegende Arbeit adressiert diese Einschränkungen. Die vor-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gestellten Verfahren ermöglichen den Vergleich zwischen Simulationen und Messdaten auf eine komplett neue Art und Weise. Eine wesentliche Verbesserung in den Phasen der Produktentwicklung, insbesondere in der Automobilindustrie, kann damit erreicht werden.

4 Ansätze für die Auswertung vieler Simulationen

Die Auswertung vieler Simulationen verlangt, auf Grund der Größe der Datenmenge, die Nutzung von Verfahren zur Datenreduktion. Wir stellen im Weiteren zwei Ansätze vor. Das erste Verfahren zur Analyse von Daten stammt aus dem Bereich des Lernens von Mannigfaltigkeiten, ein Bereich des Maschinellen Lernens. Die Arbeiten in [1,3,4,7,8,11] haben bereits gezeigt, dass es auch für Simulationsdaten einsetzbar ist. Das zweite Verfahren ist eine neue Methode, die [6] und [9] eingeführt worden ist. Wie stellen nun die Grundideen beider Verfahren vor.

4.1 Diffusion Maps

Verfahren zur Dimensionsreduktion basieren auf der Annahme, dass hochdimensionale Datensätze, die Dimension entspricht in dem betrachteten Anwendungsgebiet die Anzahl der Knoten mal der Anzahl von Zeitschritten, eine intrinsisch niedrige Dimension besitzen. Ein Beispiel ist an der Stelle nützlich; wir nehmen dazu an, dass ein Bauteil bezüglich einer Achse rotiert wird. Der Rotationswinkel ist hier der einzige Parameter und jeder Winkelposition kann eine Bauteilposition zugeordnet werden. Das Bauteil wird nun als Menge von Punkten und Elementen auf einem Gitter diskretisiert. Die Darstellung des Objektes ist somit ein hochdimensionaler Vektor und dessen Dimension entspricht der Anzahl von Knoten im Bauteil. Die intrinsische Dimension ist aber weiterhin eins und wird durch die Winkelposition parametrisiert.

Das Analyseverfahren Diffusion Maps [2] konstruiert nun eine Ähnlichkeitsmatrix aus den zur Verfügung stehenden Datenobjekten, d.h. das Bauteil unter verschiedene Winkeln, wobei ein für die Problemstellung geeigneter Abstandsbegriff zwischen zwei Datenobjekten in robuster Form weiter verarbeitet wird. Es kann gezeigt werden, dass die Eigenvektoren dieser positiv definiten Matrix, bei genügend Datensätzen, die intrinsischen Koordinaten darstellen. Für den eindimensionalen Fall können dann die verschiedenen Positionen des Bauteils, d.h. die verschiedenen Gitter, entsprechend ihrer Koordinatendarstellung bezüglich des ersten Eigenvektors sortiert werden. Dies liefert in diesem exemplarischen Beispiel eine Anordnung bezüglich der Winkelposition.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2 Spektrale Transformation von Oberflächendiskretisierungen

Das Hauptprinzip des neu entwickelten Ansatzes besteht darin eine geeignete gemeinsame Basis zu finden, welche die Informationen auf den Diskretisierungsgittern darstellt. Dies kann in Analogie zur Fourier-Transformation in der Zeitreihenanalyse gesehen werden. Betrachtet man ein periodisches Signal, kann dessen kompakte Darstellung mittels der Fourier-Transformation erreicht werden, indem lediglich die Frequenzen im Fourier-Raum angegeben werden. Eine detaillierte Beobachtung der Fourier-Transformation zeigt, dass bei diesem Prozess das periodische Signal in einer anderen Basis dargestellt wird, einer Basis aus Sinus und Kosinus Funktionen, bezüglich der ein periodisches Signal sehr kompakt dargestellt wird. Die Analyse vieler periodischer Signale, d.h. mit unterschiedliche Frequenzen, ist dann im Frequenzraum sehr einfach zu realisieren, da in diesen Raum jedes Signal nach der Frequenz organisiert werden kann.

Wir führen zwei Möglichkeiten ein, wie für den Fall eines Finite-Elemente Diskretisierungsgitters eine solche Basis berechnet werden kann, für Details und weitere Anwendungen siehe [6] und [9].

Geometrie basiert

Wie erwähnt kann mit Hilfe der Fourier Koeffizienten ein periodisches Signal als Summe von symmetrischen Komponenten dargestellt werden, da solche Signale auf einen Kreis bezüglich Sinus und Kosinus, d.h. der Fourier-Basis, identifiziert werden können. Die Fourier-Basis liefert daher für periodische Signale eine sehr kompakte Darstellung. Wenn diese Eigenschaft auf ein Finite-Element-Gitter übertragen werden soll, dann können wir in Analogie auch über Symmetrien nachdenken. So ist es zum Beispiel für Rotationen möglich eine Basis von Funktionen auf einer Kugel zu verwenden (sogenannte Kugelflächenfunktionen). Mit dieser Basis können, wie bei periodischen Signalen, Rotationen eines Objekts sehr kompakt dargestellt werden. Diese Basis ist so kompakt, weil sie Rotationsinvariant ist, so dass spezifische Rotationen als „Fourier"-Koeffizienten auf dieser Basis dargestellt werden.

Das Prinzip lässt sich weiter verallgemeinern, z.B. bei einer Verformung die das Bauteil nicht zerreißt. Auf einer Oberfläche bleiben während eines Crashs die Abstände, zumindest näherungsweise, erhalten solange keine Brüche entstehen. Solche Verformungen werden Isometrien genannt und unser Ansatz besteht nun darin, eine Basis zu finden die invariant bezüglich Isometrien ist. Mit einem solchen geometrisch basierten mathematischen Ansatz, der den diskreten Laplace-Beltrami-Operator auf der Diskretisierung des Bauteils nutzt, wird eine

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spektrale Zerlegung der Verformungen in eine Art von Elementarverformungen ermöglicht, analog zu einer Fourierdarstellung oder der betrachteten Rotation.

Stochastisch basiert

Dieser Ansatz zur Nutzung von Symmetrien kann aus stochastischer Sicht erweitert werden. Betrachtet wir den Fall in dem bereits einige Simulationen berechnet worden sind, die nur kleine Variationen der Eingangsparameter aufweisen, die wir hier als stochastisch auffassen. Weiterhin nehmen wir an, dass die Verformungen durch die Variation der Parameter bezüglich einer Referenzkonfiguration gering bleiben, z.B. bei Betrachtung eines sehr kleinen Zeitintervalls innerhalb der Simulation. Jedem Knoten des Finite-Element-Gitters kann nun eine Art Simulationswolke zugeordnet werden, nämlich die Verschiebungen des entsprechenden Knotens in den verschiedenen Simulationsergebnissen zum ausgewählten Zeitpunkt. Auf jedem Punkt des Referenzgitters kann mit diesen Punktwolken eine Kovarianz-Matrix der stochastischen Verformungen aufgestellt werden, angelehnt an [10,12]. Es kann weiterhin gezeigt werden, dass die Jacobi-Matrix der Transformation zwischen der Referenz-Simulation und jeder anderen Simulation, mit der Kovarianz-Matrix approximiert werden kann. Als Konsequenz dieser Approximation können wir wiederum eine Basis berechnen, die invariant zu dieser Transformation ist.

5 Vergleichende Analyse

Nachdem eine geeignete Basis bestimmt worden ist, kann damit eine vergleichende Analyse effizient durchgeführt werden, denn nun können alle Simulationen in die neue, datenabhängige Basis transformiert werden und als Summe elementarer Komponenten dargestellt werden. Der Vergleich der Simulation erfolgt nun auf Basis der spektralen Koeffizienten.

Eine interessante Eigenschaft der neuen Darstellung ist das die elementaren Komponenten unabhängig voneinander sind und zudem verschiedene Skalen repräsentieren können. Betrachten wir dazu erneut das Beispiel mit dem Bauteil und dessen Rotationen. Die elementaren Komponenten eines Bauteils, dem nicht nur eine Rotation sondern auch eine Translation aufgesetzt wird, besitzen dann zwei unabhängige Komponenten. Der erste spektrale Koeffizient in der Darstellung repräsentiert Translation und der zweite Rotation. Diese Eigenschaften und die Erweiterung auf andere Isometrien ermöglichen interessante und relevante Anwendungen, einige davon erläutern wir im Folgenden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6 Anwendungen

Wir präsentieren zwei Anwendungsfälle, der erste konzentriert sich auf die vergleichende Analyse vieler Simulationsdaten, der zweite auf den Vergleich von Simulation und Experiment.

6.1 Vergleich vieler Simulationen

Wir betrachten ein FE-Model eines Chevrolet C2500 Pick-Up Trucks, aus dem Archiv des National Crash Analysis Centers (NCAC), mit etwa 60000 Knoten und Elementen, siehe auch [1]. Simuliert wird ein Frontal-Crash wobei die Blechdicken von 9 Bauteilen von Simulation zu Simulation variiert sind. Etwa 116 numerische Simulationen wurden durchgeführt, die Verformungen der Längsträger wurden extrahiert und eine geometrische Basis berechnet, unter der Annahme dass die Abstände innerhalb eines Bauteils in jedem Zeitschritt erhalten bleiben. Die Repräsentation bezüglich der neuen Basis ermöglicht es jede Verformungen für jede Blechdicke als Summe elementarer Komponenten darzustellen.

Wir betrachten den Längsträger, und die Richtungen x, y, z der Verschiebung, die nun in der neuen Basis repräsentiert werden. Jede elementare Komponente in der neuen Basis wird nun durch die spektralen Koordinaten repräsentiert. Wir nehmen zur Illustration jeweils die erste Komponente in x, y und z, somit werden drei Koeffizienten pro Simulation pro Zeitschritt verwendet. Wir betrachten ca. hundert Zeitschritte pro Simulation, die wir nun gleichzeitig in einer Grafik visualisieren können. Mit anderen Worten, für hunderte Simulationsergebnisse und Zeitschritte ist es nun möglich mittels dieser Komponenten die zeitliche Entwicklung des Crashverhaltens und, in diesem Fall, die Bifurkation der Simulationsergebnisse in zwei Ausprägungen einfach darzustellen, siehe Abbildung 1. Hier entspricht jeder Punkt einem Simulationsergebnis zu einem Zeitpunkt. Es ist deutlich zu sehen, wie alle Simulationen mit der gleichen Geometrie starten und sich im zeitlichen Verlauf der Simulation zwei Ausprägungen ergeben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

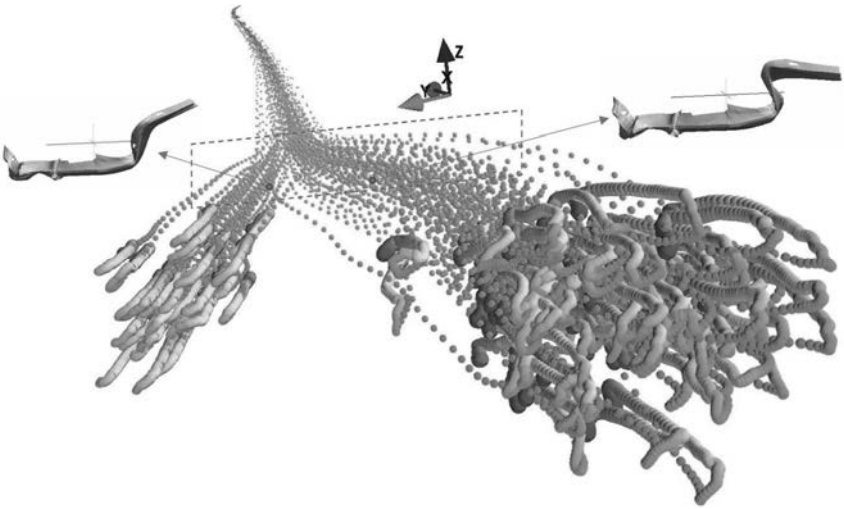


Bild 1: Vergleichende Analyse von etwa 100 zeitabhängigen Simulationen. Jeder Punkt repräsentiert eine Simulation zu einem spezifischen Zeitschritt. Eine Bifurkation ist deutlich erkennbar, es bilden sich zwei Ausprägungen der Verformungen, zudem kann der Zeitpunkt der Bifurkation näherungsweise identifiziert werden.

6.2 Vergleich mit den experimentellen Crashversuch

6.2.1 Verformung

Die Zerlegung in elementare Komponenten mit dem beschriebenen stochastischen Ansatz erlaubt nicht nur die Dekomposition der Simulationen als Translation und Rotation. Globale Verformungen eines Bauteils oder lokale Verformungen eines Bereichs sind auch möglich.

Eine solche Darstellung der elementaren Komponenten ermöglicht zudem die Realisierung eines Abgleichsverfahrens zwischen Simulation und hochauflösenden 3D-Vermessungen eines realen Crashversuchs. Damit ist ein neuartiger Vergleich zwischen realer und simulierter Verformung möglich.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

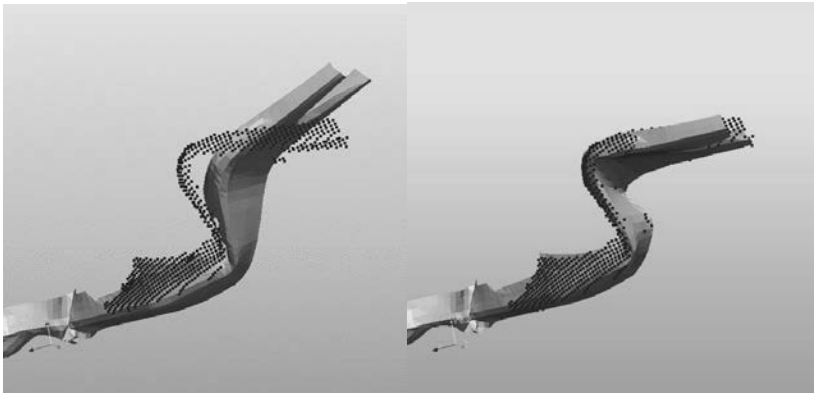


Bild 2: Die Zerlegung der Geometrie in elementare Verformungen ermöglicht das Verformen der Simulation zur Punktwolke der Experimente.

In Abbildung 2 werden zur Illustration links ein Längsträger und synthetische 3D-Messungen zusammen dargestellt, wobei beide Verformungen unterschiedlich sind. Die elementaren Komponenten bestehen aus verschiedenen lokalen Verformungen, eine davon korrespondiert hier mit der Biegung des vorderen Bereiches des Bauteils. Die spektralen Koeffizienten bezüglich der anderen Komponenten können dann variiert werden, letztendlich in einem Optimierungsschritt, bis die diskreten Simulationsdaten die realen Verformungen des Bauteils aus dem Crash approximieren, dies wird in Abbildung 2 rechts dargestellt.

6.2.2 Abgleich

Wir zeigen nun ein reales Beispiel einer Prüfstruktur, welche im internen Fraunhofer Projekt „Hochgeschwindigkeits-3D-Messdatenerfassung zur Validierung von Experiment und Simulation in der Crashbewertung“, zusammen mit den Fraunhofer Instituten EMI und IOF, entwickelt wurde. Die Struktur wird frontal von einer beschleunigten Masse unter Last gesetzt. Im Laufe des Projekts sind mehrere Experimente durchgeführt worden, wir konzentrieren uns auf einen exemplarischen Versuch.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

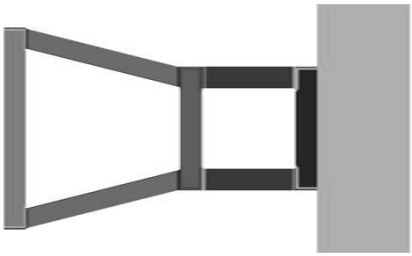


Bild 2: Finite Element Model der Prüfstruktur.

Ein zur Prüfstruktur passendes FE-Model wurde beim Fraunhofer EMI erstellt. Etwa 46 numerische Crashsimulationen wurden durchgeführt, wobei die Dicke der Schweißnähte eines Trägers zufällig im Bereich [1.8, 2.19] variiert wurden, siehe Abbildung 4(b). Die Kameraposition ermöglicht die Extraktion einer dreidimensionalen Punktwolke aus dem Bereich der oberen Träger, siehe Abbildung 4(a).

(a) (b)

Bild 3: Die in den Crashexperimenten verwendete Prüfstruktur. (a) Punktwolke aus dem realen Experiment, (b) Finite-Element Model der Prüfstruktur und extrahierte Träger für die Analyse.

Für den Abgleichprozess werden folgende Schritte durchgeführt:

1. Berechnung einer stochastisch basierten Basis aus den Simulationen, die Darstellung in der neuen Basis (die spektralen Koeffizienten) wird berechnet.
2. Berechnung der spektralen Koeffizienten für die Testdatensätze.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Bestimmen der Simulation die am nächsten zum jeweiligen Experiment ist, mittels des Vergleichs der spektralen Koeffizienten. Siehe Abbildung 5 für ein Beispiel in dem die Simulation mit dem Experiment zusammen visualisiert wird.
4. Dimensionsreduktion mit Diffusion Maps.

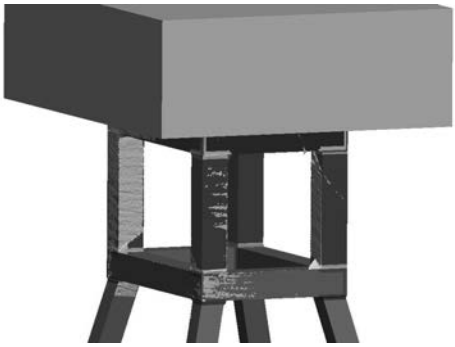


Bild 4: Superposition der Daten der Experimente und der Simulation.

Die Anwendung der Dimensionsreduktion ermöglicht es nun einen Überblick über alle 46 Simulationen bezüglich der Dicke der Schweißnähte zu gewinnen. Die Eingangsdateien für Diffusion Maps sind die euklidischen Abstände der spektralen Koordinaten jeder Simulation, siehe Abbildung 6 für die niederdimensionale Einbettung der zeitabhängigen Simulationen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

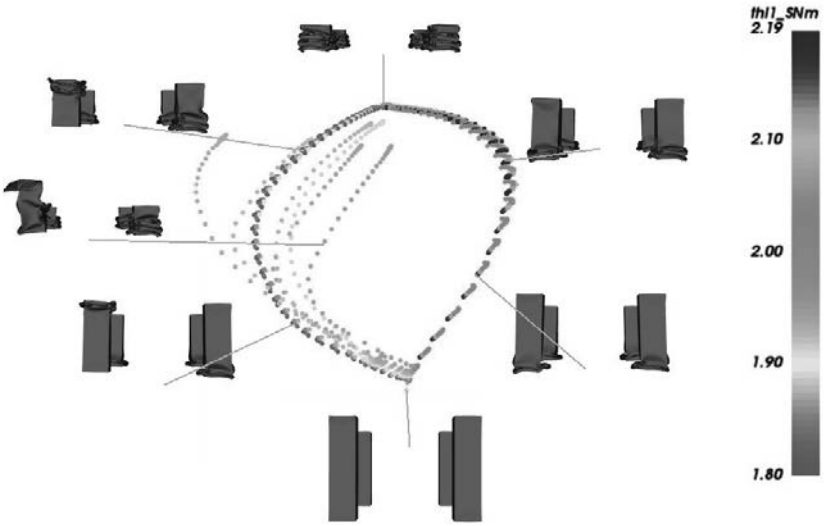


Bild 5: Einbettung mit Diffusion Maps für 46 Simulationen und 61 Zeitschritten, die Farbe eines Zeitschritts einer Simulation im 3D-Plot zeigen den Wert der Schweißnaht der jeweiligen Simulation.

Deutlich zu erkennen sind die verschiedenen Ausprägungen der Verformungen. Der linke Arm der dreidimensionalen Einbettung korrespondiert mit den Verformungen die im oberen Bereich anfangen. Der rechte Arm der Einbettung korrespondiert zu den Verformungen der Träger die im unteren Bereich anfangen. Darüber hinaus sind Ausreißer im Bild vorhanden, diese instabilen Verformungen unterschieden sich von beiden Ausprägungen, vergleiche die in Abbildung 6 in der Einbettung eingefügten Bilder des deformierten Trägers.
Weiterhin ist in Abbildung 6 deutlich zu sehen, dass die Dicke der Schweißnähte einen starken Einfluss auf die Verformung hat. Eine weitere Analysemöglichkeit besteht nun darin die Koordinaten der Einbettung der Testdatensätze in der Einbettung zu lokalisieren. Das ermöglicht eine Auswertung der Simulationen und Testdaten bezüglich der Parameter-Wahl, siehe Abbildung 7.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

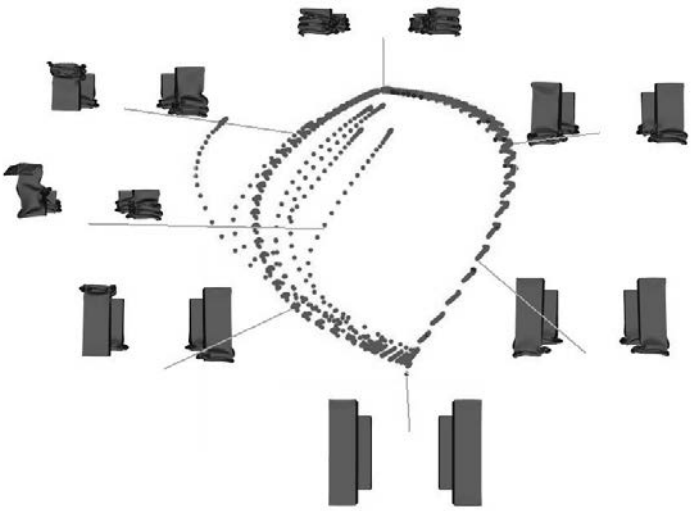


Bild 6: Einbettung mit Diffusion Maps, die blauen Punkte repräsentieren die Daten aus dem realen Experiment, die im Zeitverlauf abgeglichen werden mit den Simulationsergebnissen.

Der Abgleich zwischen numerischer Simulation und realen Experiment durch unseren Ansatz sind exemplarisch gezeigt. Die Untersuchung eines realen Bauteils unter Last steht noch an.

6.2.3 Abgleich mit der Mises-Vergleichsspannung

In einem realen Crash-Test konzentriert sich das Interesse der Entwickler nicht unbedingt auf die oberen Träger, sondern auf die unteren Längsträger, die im Auto mit der Stirnwand verbunden sind. Die verwendete Prüfstruktur ist allerdings so stabil, dass sich die unteren Längsträger nicht wesentlich verformt haben.

Trotzdem ist es wichtig zu untersuchen welchen Einfluss die oberen Träger auf die Längsträger haben, insbesondere durch die Änderungen an den Schweißnähten in der oberen Struktur. Um dieses Verhalten zu analysieren verwenden wir nun die Mises-Vergleichsspannung auf den unteren Bauteilen als Eingangsdaten für die Analyse, siehe Abbildung 8.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

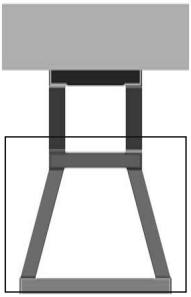


Bild 7: Prüfstruktur, der Rahmen markiert den Bereich aus dem die Mises-Vergleichsspannung genommen wird.

Diffusion Maps wurde wie bei der Analyse der Verformungen verwendet. Diesmal wird die zeitabhängige Vergleichsspannung der unteren Struktur verwendet, die resultierende Einbettung ist in Abbildung 9 dargestellt. Interessanterweise ist es möglich aus dieser Einbettung auch Information über die Verformungen der oberen Struktur zu gewinnen. Wie bei der Analyse der Verformungen, sind drei Ausprägungen deutlich erkennbar: a) Anfang der Verformung oben b) Anfang der Verformung unten und Ausreißer.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

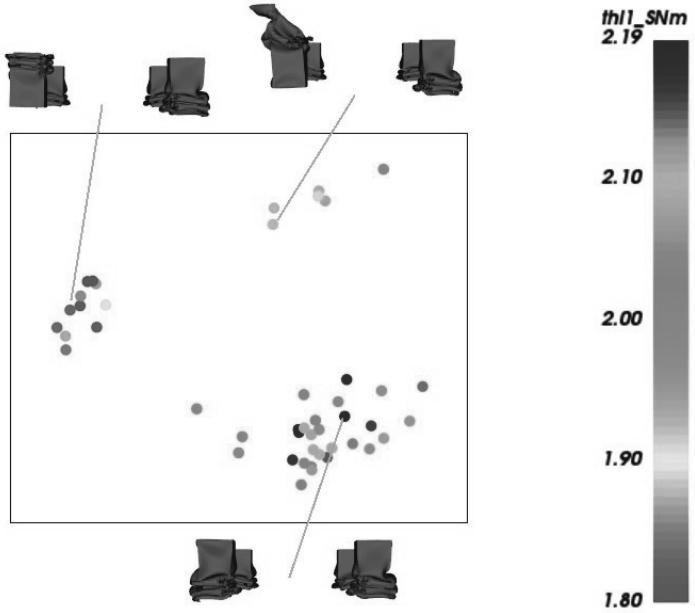


Bild 8: Einbettung bezüglich der Werte der Vergleichsspannung der Längsträger zum Zeitschritt 20, die Farbmarkierungen der einzelnen Simulationen korrespondiert mit der Dicke der Schweißnaht die variiert wurde. Zudem sind exemplarische Verformungen jeder Gruppierung der oberen Träger dargestellt. Das reale Experiment liegt im Segment rechts unten.

7 Ausblick

Wir haben neue Ansätze für die Auswertung vieler Simulationen präsentiert, die es ermöglichen einen visuellen Überblick über das parameterabhängige Verhalten im Crash zu erhalten. Zudem haben wir Ansätze zur kombinierten Analyse von Simulation und experimentellen Daten vorgestellt. Weiterhin haben wir eine indirekte Analyse präsentiert, bei der Informationen über das Verhalten der Verformungen der oberen Träger aus dem Stressverhalten der unteren Träger abgeleitet werden.

Die vorgestellten neuen Verfahren bieten einzigartige Möglichkeiten viele Simulationen zu analysieren und dabei Daten aus Experimenten zu integrieren. Eine Anwendung der Methoden auf aktuelle industrielle Beispiele verspricht vielfältige und interessante Ergebnisse.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[1] B. Bohn, J. Garcke, R. Iza-Teran, A. Paprotny, B. Peherstorfer, U. Schepsmeier und C.-A. Thole. Analysis of car crash simulation data with nonlinear machine learning methods. In *Procedia Computer Science, Proceedings of the ICCS 2013, Barcelona*, volume 18, pages 621-630, 2013.

[2] R. Coifman und S. Lafon. Diffusion maps. Applied and Computational Harmonic Analysis, 21(1):5–30, 2006.

[3] J. Garcke und R. Iza-Teran. Machine learning approaches for repositories of numerical simulation results. In 10th European LS-DYNA Conference 2015, 2015.

[4] J. Garcke und R. Iza-Teran. Maschinelle Lernverfahren zur effizienten und interaktiven Auswertung großer Mengen von CAE-Modellvarianten. In VDI-Tagung SIMVEC 2014, 2014.

[5] S. Heist, A. Mann, P. Kühmstedt, P. Schreiber und G. Notni. Array projection of aperiodic sinusoidal fringes for high-speed three-dimensional shape measurement. Opt. Eng. 0001;53(11):112208. doi:10.1117/1.OE.53.11.112208, 2014.

[6] R. Iza Teran, Geometrical Methods for the Analysis of Simulation Bundles, Doktorarbeit, Universität Bonn, eingereicht, 2016.

[7] R. Iza Teran. Enabling the analysis of finite element simulation bundles, Internat. Jour. for Uncertainty Quantification, 4(2):95–110, 2014.

[8] R. Iza-Teran und J. Garcke. Data analytics for simulation repositories in industry. In E. Plödereder, L. Grunske, E. Schneider, and D. Ull, editors, *GI-Tagungsband der Informatik 2014*, pages 161-167, 2014.

[9] R. Iza-Teran und J. Garcke. Operator based multi-scale analysis of simulation bundles, eingereicht, auch erhältlich als INS Preprint No. 1524, 2016.

[10] D. Kushnir, A. Haddad und R. Coifman. Anisotropic diffusion on sub-manifolds with application to earth structure classification. Applied and Computational Harmonic Analysis, 32(2):280–294, 2012.

[11] C. Schöne, R. Iza-Teran und J. Garcke. A framework for simulation process management and data mining. In *1st International Simulation Data and Process Management Conference, Salzburg, Jun 9-12*, 2013.

[12] A. Singer und R. R. Coifman. Non-linear independent component analysis with diffusion maps. Applied and Computational Harmonic Analysis, 25(2):226–239, 2008.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vereinfachte Simulation von Klebeverbindungen an Hybridstrukturen durch Einsatz von Metamodellen

Effiziente Absicherung der Produkteigenschaften in frühen Phasen

Christian Witzgall, **Sandro Wartzack**,
FAU Erlangen-Nürnberg, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik;
Annette Merklein, **Thomas Resch**, **Stephan Starost**,
Brose Fahrzeugteile GmbH & Co KG;
Markus Kellermeyer, **Jürgen Vogt**, CADFEM GmbH;
Thomas Most, **Johannes Will**, Dynardo GmbH

Kurzfassung

Die Paarung unterschiedlicher Materialien wie Aluminium und kohlenfaserverstärkte Kunststoffe (CFK) birgt ein hohes Leichtbaupotential, da es die effiziente Ausnutzung der jeweiligen Materialeigenschaften erlaubt. Dieser Vorzug bringt jedoch große Herausforderungen für die Konstruktion mit sich, da die simulative Analyse hybrider Fügeverbindungen besonders für Crashlastfälle sehr modellierungs- und rechenzeitintensiv ist. Daher war die Bereitstellung eines Simulationsverfahrens für frühe Produktentwicklungsphasen das Ziel des Projektkonsortiums von REAL4HYBRID: dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU) und den Firmen Brose, CADFEM und Dynardo.

Zur Vereinfachung der Finite Elemente Simulation werden Metamodelle herangezogen. Die Fügeverbindungen werden durch Kontaktelemente ersetzt, die Informationen über Kontaktstatus und –steifigkeit aus dem Metamodell, basierend auf dem vorherrschenden Spannungszustand und anderen Parametern wie Belastungsgeschwindigkeit oder Temperatur, beziehen. Die im Metamodell enthaltene Information wird aus einer einmalig aufzustellenden detaillierten Simulation bezogen, die durch eine ausführliche experimentelle Charakterisierung der Fügeverbindungen kalibriert wird. Dadurch können weitere Parameterkombinationen berücksichtigt werden und der aufgespannte Parameterraum kann, trotz einer vertretbaren Versuchsanzahl, deutlich feinmaschiger untersucht werden. Zur Validierung der Methode werden Seitenaufprallversuche an Fahrzeugtüren, deren Strukturbauteile mittels Klebstoff durchgeführt. Die Ergebnisse der Experimente werden mit der vereinfachten Simulationsmethode sowie einem konventionellen Ansatz verglichen, um die Vorhersagegüte einschätzen zu können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Ansatz aus REAL4HYBRID erlaubt es, Simulationsverfahren bereits in den frühen Phasen der Auslegung hybrider Fügeverbindungen einzusetzen, da er eine vereinfachte Modellbildung und verringerte Berechnungszeiten mit sich bringt. Auf diese Weise kann die Festigkeit und Crashsicherheit der gefügten Strukturen effizienter untersucht werden und mögliche Schwachstellen können früher identifiziert werden. Der Simulationsansatz kann auf weitere als die untersuchten Verbindungsarten angewendet werden, beispielsweise auf Nieten oder Schrauben. Dies qualifiziert die Methode als vielversprechenden Ansatz für die Fahrzeugauslegung der Zukunft.

Abstract

The combination of materials as different as aluminium and carbon fibre reinforced polymers (CFRP) proposes great potential in lightweight design as it allows utilising each material's properties efficiently. This beneficial use, however, brings along major challenges in structural design as the simulative analysis of hybrid adhesive joints is a difficult and time-consuming task, especially in case of a crash. Thus, within the research project REAL4HYBRID, the Chair of Engineering Design at Friedrich-Alexander-University Erlangen-Nuremberg, along with their project partners Brose, CADFEM and Dynardo, aimed to develop a simulation approach that can be efficiently used within early design stages.

To achieve a simplified Finite Element simulation method, meta modelling is used. The joints are replaced by contact elements which retrieve information about contact state and stiffness from the meta model, based on their stress state and other parameters such as loading speed or temperature. The information contained within the meta model is obtained by sampling an in-detail simulation model which is calibrated by an extensive experimental characterisation of the adhesive joints. Thus, additional parameter combinations can be examined and the span covered by the meta model can be investigated in greater detail. For the purpose of validation, side impact tests are carried out with adhesively joint vehicle doors. The test results are compared to the results of the simplified simulation as well as to a conventional simulation to estimate the forecast quality.

The REAL4HYBRID approach allows the use of simulation in early stages of dimensioning hybrid adhesive joints as it enables a simplified model setup and reduces computation time. Thus, the stability and crashworthiness of adhesively joint structures can be examined more efficiently and possible weak spots can be revealed earlier.

The simulation workflow itself can be transferred to other types of joints, such as rivets or screws, qualifying it as a promising method for future use in vehicle design.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Motivation

Im modernen Fahrzeugbau bietet der Einsatz hybrider Materialsysteme, beispielsweise einer Paarung aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) und Aluminium, ein großes Potential für Leichtbauanwendungen wie Türsystemen im Fahrzeugbau. [1] Die Eigenschaften solcher Hybridstrukturen hängen maßgeblich von der Auslegung der Fügeverbindungen ab [2], die den Produktentwickler schnell vor Herausforderungen stellen kann: aktuelle Simulations- und Berechnungsverfahren, insbesondere für Verbindungen an CFK-Strukturen, werden der Forderung nach einer ausreichenden Ergebnisgüte bei vertretbarem Aufwand in der frühen Produktentwicklungsphase jedoch nicht gerecht.

Die Entwicklung eines komplexitätsreduzierten Verfahrens zur Simulation der meist geklebten Fügeverbindungen war Zielsetzung des BMBF-geförderten Projekts REAL4HYBRID, das von den Unternehmen Brose Fahrzeugteile, CADFEM, Dynardo und dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg ins Leben gerufen wurde.

2. Übersicht

Der Ablauf zur Generierung einer metamodellbasierten, vereinfachten Simulationsmethode für Klebeverbindungen, wie er im Projekt REAL4HYBRID entworfen wurde, ist in Bild 1 schematisch dargestellt. Zunächst sind die relevanten Parameter zu definieren, anhand derer Versuchsplan und -verfahren festgelegt werden. Parallel zu experimentellen Untersuchungen wird anhand eines detaillierten, parametrischen Simulationsmodells des Versuchsaufbaus auch eine virtuelle Charakterisierung durchgeführt. Um eine möglichst hohe Genauigkeit der Detailsimulation innerhalb des relevanten Parameterraums zu gewährleisten, wird das Modell anhand der experimentell ermittelten Ergebnisse kalibriert. Durch Zuhilfenahme der virtuellen Charakterisierung kann der relevante Parameterraum deutlich feinmaschiger untersucht werden. Die ermittelten Ergebnisse dienen als Basis für die Berechnung eines mathematischen Metamodells, das den Zusammenhang zwischen den Beanspruchungsparametern und der Tragfähigkeit der Klebeverbindung kontinuierlich abbildet. In der vereinfachten Simulationsmethode wird über Kontaktelemente auf die Datenbasis des Metamodells zugegriffen. Gegenüber einer detaillierten Simulation der Klebeverbindung können dadurch sowohl Modellierungsaufwand als auch Rechenzeit reduziert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

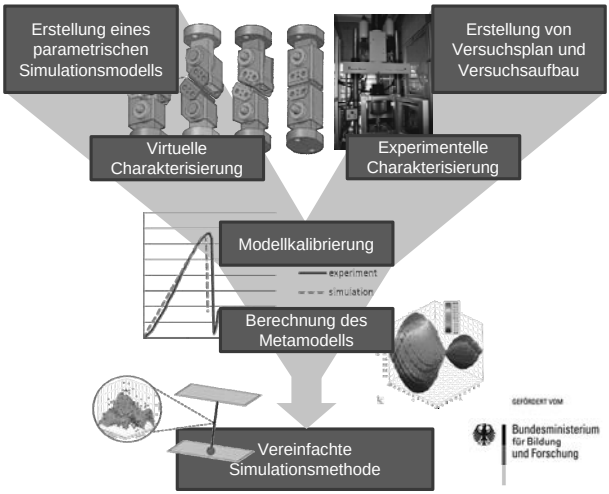


Bild 1: Entwurf einer vereinfachten, auf Metamodellen basierten Simulationsmethode [3]

Die einzelnen Teilschritte der vereinfachten Simulationsmethode werden im Folgenden näher beschrieben.

3. Experimentelle Charakterisierung

Die experimentelle Charakterisierung der Klebeverbindung stellt die Basis der weiteren Tätigkeiten dar. Zu untersuchen sind einerseits ein Temperaturbereich zwischen -30 °C und 80 °C, Belastungsgeschwindigkeiten von quasistatisch bis hochdynamisch sowie verschiedene Beanspruchungszustände, Klebeschichtdicken und CFK-Lagenaufbauten. Als Probekörper werden Plättchen aus CFK und Aluminium von jeweils 40 x 40 mm Kantenlänge mit einer Kleberaupe aus Polyurethan-Strukturklebstoff von 10 x 40 mm verwendet.

Alle Versuche werden auf einer servohydraulischen Hochgeschwindigkeitsprüfanlage durchgeführt, dargestellt in **Bild 2**. Zudem steht eine Temperaturkammer zur Verfügung, die in den Prüfstand integriert ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 2: Servohydraulischer Hochgeschwindigkeitsprüfstand mit integrierter Temperaturkammer

Um die geforderten Beanspruchungen in einem einachsigen Zugversuch abzudecken wurde ein auf dem KS2-Aufbau basierendes Prüfwerkzeug konstruiert, das es ermöglicht, den Lastangriffswinkel gegenüber der Klebefuge zu verändern und damit auch überlagerte Beanspruchungszustände aus Normal- und Schubspannung zu erzeugen. Die Vorrichtung ist dargestellt in **Bild 3**.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

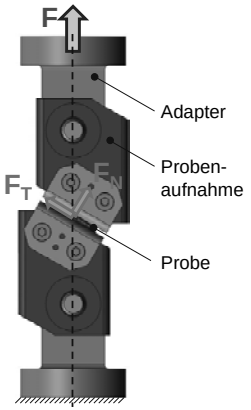


Bild 3: Schematische Darstellung des Prüfaufbaus mit Kräftezerlegung

Zum Vergleich mit der Simulation werden neben aufgezeichneten Kraft-Weg-Verläufen auch die verschiedenen Versagensarten der Verbindung dokumentiert, die in der späteren Detailsimulation abgebildet werden müssen. Dies sind adhäsives Versagen des Klebstoffs auf der Oberfläche des Aluminiumblechs, Zwischenschicht-Delamination des CFK-Lagenaufbaus und kohäsives Versagen des Klebstoffs, d. h. Reißen innerhalb der Klebschicht selbst.

4. Detaillierte Simulation

Eine parametrische Detailsimulation des Versuchsszenarios wird herangezogen, um die zur Verfügung stehende Anzahl Datenpunkte zur Bildung des Metamodells zu vergrößern. So können über Geometrieparameter die Winkelstellung der Klebefuge gegenüber der Zugrichtung zwischen 0° und 90° sowie die Klebeschichtdicke zwischen 0,3 und 1,0 mm jeweils stufenlos variiert werden, was im Versuch nur eingeschränkt in festen Stufen möglich ist.

Um die zuvor im Versuch ermittelten Versagensarten abbilden zu können wird das Modell entsprechend angepasst. Das CFK-Laminat wird schichtweise mit Volumenelementen vernetzt, auch für die Klebschicht und das Aluminiumblech werden diese eingesetzt. Da das Spaltmaß der Verklebung sehr klein im Verhältnis zur Gesamtverschiebung des Prüfaufbaus ist, ist eine sehr feine Vernetzung erforderlich, dargestellt in **Bild 4**.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

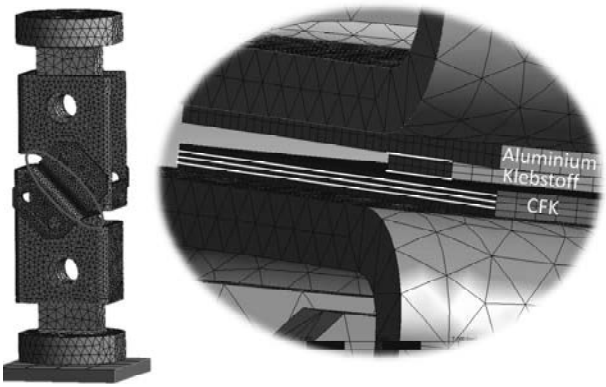


Bild 4: Vernetzung des detaillierten Simulationsmodells

Zur Abbildung des Ablösens des Klebstoffs und der Schichtdelamination des CFK wird ein Kohäsivzonen-Ansatz herangezogen. [4],[5] Die Formulierung berücksichtigt drei verschiedene Versagensmoden:

- Mode I: die Kontakttrennung in Normalenrichtung ist dominant. Wichtige Eingangsparameter hierbei sind die ertragbare Kontakt-Normalspannung und die Kontaktsteifigkeit in Normalenrichtung.
- Mode II: die Kontakttrennung in Tangentialrichtung ist dominant. Eingangsparameter hierfür sind entsprechend die ertragbare Schubspannung und Schubsteifigkeit.
- Mischmode: die Kontakttrennung findet ausgewogen in Normalen- und Tangentialrichtung statt.

Für die Klebschicht selbst wird ein temperaturabhängiges, viskoelastisches Materialverhalten verwendet. Dies erlaubt eine Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses auf die Festigkeit.

Zur Kalibrierung des detaillierten Simulationsmodells an die Versuche ergaben sich im vorliegenden Fall 25 zu identifizierende Parameter. Aufgrund dieser hohen Anzahl und des teilweise hoch sensitiven Verhaltens des Simulationsmodells sind Standardverfahren wie die Minimierung der Fehlerquadrate nicht mehr erfolgreich anwendbar. Stattdessen werden die Parameterbereiche schrittweise durch den Einsatz quasi-zufälliger Versuchspläne untersucht. Dies ist mit dem Verfahren des Latin Hypercube Samplings sehr effizient möglich.

Die erreichte Übereinstimmung des kalibrierten Simulationsmodells mit den Versuchsergebnissen lag schlussendlich bei 88%. Nachdem damit nachgewiesen ist, dass die kalibrierte Simulation den Versuch hinreichend gut nachbilden kann, wird das Simulationsmodell einge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

setzt, um eine ausreichend große Anzahl Stützstellen für die Bildung des Metamodells zu berechnen.

5. Metamodellierung

Aus den berechneten Ergebnisgrößen sollen auf Basis mathematischer Ansätze einfache Ersatzmodelle entwickelt werden, die in der Lage sind, die physikalischen Zusammenhänge in Aluminium-CFK-Klebeverbindungen innerhalb des abgesteckten Anwendungsbereichs abzubilden. Unter Verwendung der Ergebnisse der Detailsimulation werden die Parameterbereiche nach dem Kriging-Verfahren gleichmäßig aufgelöst und analysiert. Die Methode ermöglicht es, sowohl lokal wie global auch starke Nichtlinearitäten abzubilden. Für den anvisierten Anwendungsfall unter hoher Geschwindigkeit ergeben sich eine Prognosequalität der Simulationsergebnisse durch die Metamodelle von 90% für die aufgetretene Verschiebung bzw. 99% für die ermittelte Maximalkraft. Die Antwortfläche der Maximalkraft über den dominierenden Parametern Lastangriffswinkel und -geschwindigkeit ist in **Bild 5** dargestellt.

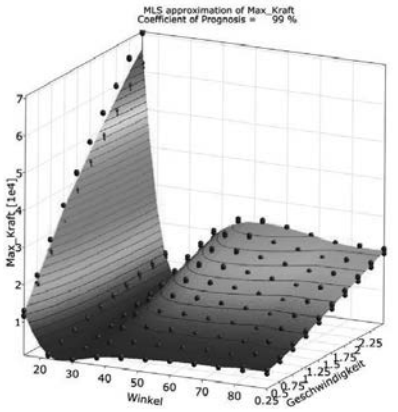


Bild 5: Darstellung der Antwortfläche des Metamodells zur Beschreibung der Maximalkraft

Die ermittelten Metamodelle werden in ein finites Element eines impliziten und expliziten Simulationswerkzeugs integriert. Dadurch kann in der Simulation auf das gebildete Metamodell zugegriffen werden, das die Beziehung zwischen den Belastungssituationen und dem Kontaktverhalten kontinuierlich beschreibt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Validierung des vereinfachten Simulationsverfahrens

Zur Validierung des entwickelten Simulationsverfahrens werden Pfahl-Seitencrash-Versuche an Fahrzeugtüren durchgeführt. Die Tests werden auf einem Komponentenprüfstand durchgeführt, d. h. es liegt eine repräsentative Abbildung der Nachgiebigkeit von Schweller und B-Säule vor. Die Auftreffgeschwindigkeit liegt bei rund 30 km/h, der Auftreffpunkt des Pfahls auf die Tür ist an die Anforderungen von EuroNCAP angelehnt. Der Prüfaufbau ist dargestellt in **Bild 6**.

Bild 6: Crashprüfstand für Seitencrash mit Pfahl, Fa. Brose

Die Ergebnisse werden anhand der Eindringtiefe des Pfahls und des Schadensbilds auf der Innenseite der Tür mit der Simulation verglichen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Diese zeigt **Bild 7** im Überblick.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

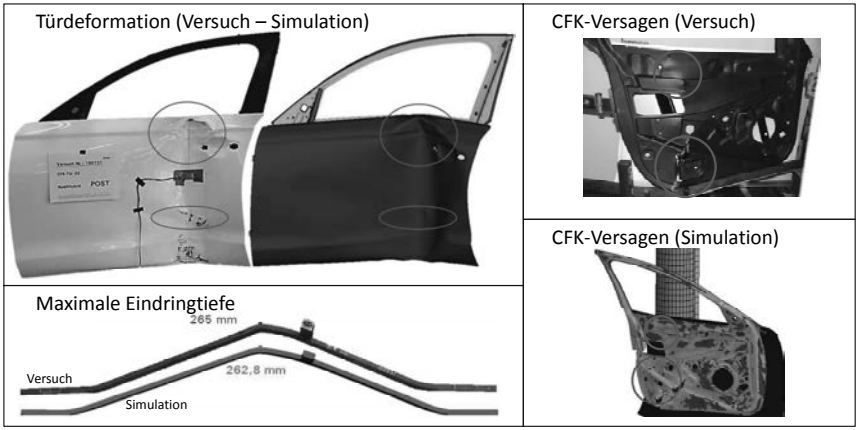


Bild 7: Vergleich von Türdeformation bzw. Versagen des CFK-Innenteils in Test und Simulation

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte, metamodellunterstützte Simulationsmethode erlaubt durch ihren verringerten Modellierungs- und Berechnungsaufwand eine Absicherung der Produkteigenschaften bereits in der frühen Phase der Produktentwicklung. Die erläuterten Verfahrensschritte lassen sich auf andere Arten von Fügeverbindungen, d. h. andere Fügepartner oder -verfahren, beispielsweise Schrauben oder Nieten, übertragen.

Zur Generierung prognosesicherer Metamodelle ist lediglich der Einmalaufwand einer experimentellen Charakterisierung und detaillierten Simulation der geänderten Fügeverbindung zu wiederholen. Damit kann der Einsatzbereich der vorgestellten Methode bei gleichbleibendem Grundverfahren in Zukunft nahezu beliebig verändert bzw. erweitert werden.

Danksagung

Die Autoren danken dem Projektträger im DLR Berlin für die Betreuung und dem Bundesministerium für Bildung und Forschung für die Förderung des Forschungsprojekts REAL4HYBRID (Förderkennzeichen 01|S13009).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] Schürmann, H. (2007) Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden, 2. Auflage. Berlin: Springer Verlag

[2] Habenicht, G.: Kleben - Grundlagen, Technologien, Anwendungen. 5. Auflage. Berlin: Springer Verlag. 2006.

[3] Witzgall, C., Kellermeyer, M., & Wartzack, S. (2015). Hybride Strukturen einfach und effizient berechnen. Adhaesion Kleben und Dichten, 59(10), 36-41.

[4] Kellermeyer, M., Klein, D., & Wartzack, S. (2015). Designing of hybrid joints at the early embodiment design stage. International conference on engineering design, Mailand.

[5] Alfano, G., Crisfield, M.A. (2001) Finite Element Interface Models for the Delamination Analysis of Laminated Composites: Mechanical and Computational Issues. International Journal for Numerical Methods in Engineering. Vol. 50. 1701-1736

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Experimentelle und numerische Unsicherheiten in der Validierung von FE Menschmodellen für die Fahrzeugsicherheit

MSc. **Therese Fuchs**, Ludwig-Maximilians-Universität, München;
Prof. Dr. **Steffen Peldschus**, Hochschule Furtwangen und Ludwig-Maximilians-Universität, München

Kurzfassung

In der Fahrzeugsicherheit bieten Finite-Elemente (FE) Menschmodelle bei der Entwicklung und Optimierung aktiver und passiver Sicherheitssysteme ein enormes Potenzial. Dabei zeichnen sie sich vor allem durch ihre hohe Biofidelität und die Möglichkeit der direkten Verletzungsprädiktion aus. Der Beweis einer ausreichenden Validität der Modelle ist Voraussetzung dafür, der Vorhersagefähigkeit von verletzungsmechanischen Phänomenen Vertrauen zu schenken. Bisher gibt es allerdings keine akzeptierten oder standardisierten Vorgehensweisen für die Verifizierung und Validierung der Modelle. Vor allem Unsicherheiten, die infolge der numerischen Modellbildung der Referenzexperimente entstehen oder aus dem Versuchsaufbau resultieren, werden oftmals im Validierungsprozess nicht berücksichtigt. Innerhalb dieser Studie wurde die Rippe eines kommerziell verfügbaren FE Menschmodell exemplarisch gegen ein verletzungsmechanisches Experiment mit postmortalen Testobjekten (PMTO) validiert, um erstmalig mittels Sensitivitätsstudien feststellen zu können, inwiefern numerische und experimentelle Unsicherheiten die Validierungsergebnisse beeinflussen und wie diese berücksichtigt werden können.

Abstract

Finite-Element (FE) Human Body Models (HBMs) are capable of contributing to the development and optimisation of active and passive safety systems in cars. The models are characterised by a high biofidelity and the opportunity to predict injuries directly in the tissues. The evidence of a sufficient validity is needed to establish credibility of the models. However, there are no agreed or standardised procedures for their verification and validation. Especially uncertainties arising from the experimental setup or from modelling the reference experiments are often not taken into account. As a showcase, the rib of a commercially available FE HBM was validated against a experiment with PMHS (post mortem human surrogate) on injurious level to investigate which kind of uncertainties the modeller is facing when setting

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

up the numerical model, to what extend these uncertainties can alter validation results and which countermeasures can be taken.

1. Einsatz von FE Menschmodellen in der Fahrzeugsicherheit – Heute und in Zukunft

In vielen Bereichen der Fahrzeugentwicklung haben sich numerische Simulationsverfahren etabliert. In der Fahrzeugsicherheit sind anthropometrische Messpuppen (besser bekannt als *Crashtest Dummies*) bis zum heutigen Tag zwar das Werkzeug der Wahl, um die Sicherheit im Automobil zu bewerten. Allerdings gewinnen auch hier virtuelle Verfahren stark an Bedeutung. Simulationen mit numerischen Dummymodellen stellen dabei eine Alternative zu aufwändigen und kostenintensiven Schlitten- und Crashversuchen dar. Zusätzlich ergänzen Finite-Elemente (FE) Menschmodelle neben Mehrkörpermodellen die Palette der numerischen Abbildungsmöglichkeiten des Menschen. Der rasante Bedeutungsgewinn dieser Modelle ist auf die Entwicklungen innerhalb der passiven Fahrzeugsicherheit zurückzuführen. Die Effektivität der Schutzsysteme kann trotz ihres sehr hohen Entwicklungsstandards weiterhin in Bezug auf die Diversität der Fahrzeuginsassen und Unfallszenarien verbessert werden. Dies gilt sowohl für die stark alternde und zum Übergewicht neigende Bevölkerung, als auch für Unfälle, in denen mehrere Fahrzeuge verwickelt sind oder Anstoßvorgänge, die in einem bestimmten Winkel erfolgen [1]. FE Menschmodelle bieten dabei das Potential, für verschiedene Belastungsrichtungen und Beschleunigungsniveaus eingesetzt zu werden. Außerdem kann mit den Modellen die menschliche Diversität bezüglich der unterschiedlichen Anthropometrien abgebildet werden [2]. Auch die aktive Fahrzeugsicherheit hat hier gerade in der letzten Dekade enorm an Bedeutung gewonnen. Im Gegensatz zu Crashtest Dummies bieten gerade die aktiven FE Menschmodellen die Möglichkeit, die Effektivität von aktiven und passiven Sicherheitssystemen gemeinsam evaluieren und ihre Interaktion bewerten zu können. Dazu werden mit diesen Modellen Pre- und In-crash Szenarien simuliert, um auf dieser Basis zur weiteren Entwicklung von Rückhaltesystemen beizutragen.

In den nächsten Jahren wird im Rahmen der zunehmenden Automatisierung des Fahrens eine drastische Veränderung in der Fahrzeugsicherheit erwartet. Das sogenannte *hands-free* Fahren wird vollkommen neue Sicherheitskonzepte in Bezug auf den Insassenschutz zur Folge haben. Die heutzutage übliche Validierung und Evaluierung von Gurt- und Airbagsystemen gegen eine begrenzte Anzahl an Lastfällen und Insassenpositionen wird verschwinden. Vielmehr wird es zu Innovationen im Interieur des Fahrzeugs kommen, welche komplexere Fragestellungen bezüglich zukünftiger Rückhaltesysteme zur Folge haben [1]. Die Aussagekraft selbst der neuesten Modelle von Crashtest Dummies ist in Bezug auf Körpergrößen, Anthropometrie und Haltung äußerst begrenzt. Dummies können deshalb nicht alle

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Antworten auf diese neuen Fragestellungen liefern. FE Menschmodelle dagegen können zukünftige Evaluierungsstrategien komplementieren, um eine vollständigere Bewertung der Struktur- und Rückhalteeffektivität zu erreichen. Allerdings ist die Einführung des *virtual testings* mit FE Menschmodellen als Teil der Bewertung der Sicherheit mit einer Reihe von Herausforderungen verbunden. Im Verbraucherschutz statuiert mittlerweile die EuroNCAP Bewertung von sogenannten *deployable systems* im Fußgängerschutz ein Beispiel, wie in Zukunft durch ein solches Protokoll das physische mit dem virtuellen Testen verbunden werden kann [1]. FE Menschmodelle bieten dabei das Potenzial, das Werkzeug der Wahl für die Entwicklung etablierter und neuartiger aktiver und passiver Sicherheitssysteme zu werden, insbesondere dann, wenn die Grenzen von Crashtest Dummies oder deren numerische Abbildung erreicht sind.

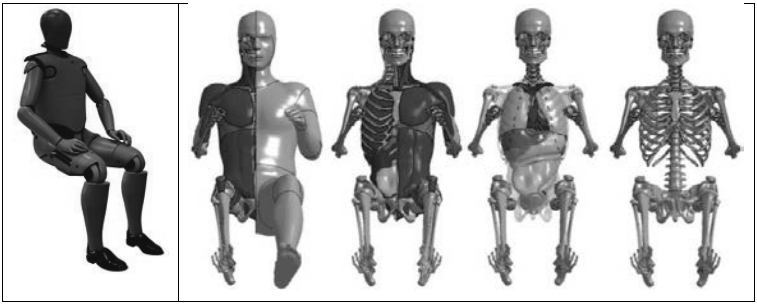


Bild 1: Crashtest Dummy THOR-M (links) [3] und FE Menschmodell des Global-Human-Body-Model-Konsortiums (rechts) [4]

2. Potenzial von FE Menschmodellen für die Fahrzeugsicherheit

Die stetige Weiterentwicklung und Optimierung von Schutzmaßnahmen im Automobil für hochdynamische Anprallszenarien setzt ein fundiertes Verständnis und Wissen der menschlichen Verletzungsmechanismen unter verschiedenartigen Belastungen voraus. Durch ein besseres Verständnis dieser Mechanismen verspricht man sich, Verletzungen in Zukunft besser vorhersehen und diese durch geeignete Präventionsmaßnahmen vermeiden oder deren Schwere verringern zu können. Menschmodelle auf Basis der FE Methode haben das Potenzial, Verletzungsmechanismen auf struktureller Ebene in den Geweben abbilden zu können. Dabei spielt sowohl die Diskretisierung der menschlichen Anatomie in Finite-Elemente (vgl. Bild 2, entnommen aus [5]) als auch die Definition von für die verschiedenen Gewebsarten typischen Materialmodellen eine große Rolle. Damit lässt sich das biomechanische Verhalten von Geweben wie Knochen, Fett, Muskeln, Sehnen und Bänder auf struktu-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

reller Ebene realitätsgetreu darstellen und Materialschwächung und -versagen auf Basis von Spannungsverläufen und Deformationen vorhersagen. So kann letztlich nicht nur auf die Kinematik eines Fahrzeuginsassen oder Fußgängers, sondern auch auf das Verletzungspotential geschlossen werden. Eine direkte, lokale Verletzungsprädiktion ist damit grundsätzlich möglich. Mit Hilfe von Crashtest Dummies oder ihren numerischen Modellen kann aufgrund ihrer stark idealisierten Abbildung menschlicher Strukturen und Materialen lediglich auf Basis von globalen Kriterien, wie kinematischen Messwerten oder anderen einfachen mechanischen Belastungswerten des Insassen, auf das Verletzungspotenzial während eines Unfalls geschlossen werden. Crashtest Dummies bestehen wegen der Vielzahl an unbeschadet zu überstehenden Crashversuchen aus einer sehr robusten Struktur, einer vereinfachten Geometrie und eher gängigen technischen Werkstoffen. Gelenke sind durch Starrkörpergelenke angenähert und Organe nur andeutungsweise repräsentiert [7]. Zudem besitzen sie sehr eingeschränkte Einsatzmöglichkeiten und sind je nach Verwendungszweck für einen Frontal-, Heck- oder Seitenaufprall ausgelegt. Damit sind sie für eine realistische Vorhersage menschlichen Verhaltens während eines Unfalls unzureichend und lassen nur sehr bedingt Rückschlüsse auf Verletzungsmechanismen zu. FE Menschmodelle dagegen stellen Charakteristika bereit, die einen Einsatz der Modelle für die unter 1. vorgestellten Fragestellungen ermöglichen. Allerdings ist die Überführung des Menschen in sein numerisches Abbild mit hohen technischen Ansprüchen verbunden. Im Modellerstellungsprozess müssen zunächst die komplexen menschlichen Geometrien adäquat diskretisiert und in ein FE Netz überführt werden. Dieses sollte, auf der einen Seite, ausreichend fein sein, um alle relevanten anatomischen Strukturen abzubilden, auf der anderen Seite aber nicht die spätere Rechenzeit durch eine zu große Anzahl an Elementen in die Höhe treiben. Ist die Wahl einer geeigneten Elementgröße getroffen und die Geometrie angemessen diskretisiert, müssen den Elementen passende mathematische Materialmodelle zugewiesen werden. Die Definition solcher Modelle für die zumeist nicht-linearen, anisotropen, dehnratenabhängigen und/oder viskoelastischen menschlichen Gewebe stellt den Berechner vor eine enorme Herausforderung. Oftmals ist aufgrund von fehlenden oder stark streuenden Materialparametern nur eine idealisierte Modellierung möglich, für die eine Reihe von Annahmen formuliert werden müssen. Das hat zur Folge, dass der Aussagekraft von Simulationsergebnisse mit FE Menschmodellen und deren Vorhersagefähigkeit von Verletzungen Misstrauen entgegengebracht wird. Um die Modelle dennoch als Werkzeug in der passiven und aktiven Fahrzeugsicherheit einsetzen zu können, muss deren Glaubwürdigkeit und damit die Akzeptanz in Industrie und Forschung verbessert werden. Dazu muss sichergestellt werden, dass die computergestützten Modelle in der Simulation ein vergleichbares verletzungsmechanisches Ver-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

halten wie der Mensch in der Realität aufweisen [5]. Eine angemessene Validierung ist folglich Grundvoraussetzung für eine aussagekräftige Simulation.

3. Herausforderungen in der Validierung von FE Menschmodellen

Jedes numerisches Abbild ist eine Idealisierung der Realität und basiert folglich auf einer Reihe von Annahmen. Durch eine geeignete Verifizierung und Validierung wird erreicht, dass die Folgen solcher Annahmen berechenbar bleiben und im Rahmen der gewollten Anwendung der Modelle liegen. Die Vorhersagefähigkeit des Simulationsmodells ist dabei durch den Vergleich von korrespondierenden experimentellen und numerischen Ergebnissen zu überprüfen. Die Validierung von FE Menschmodellen impliziert folglich, dass Versuche mit Humanmaterial durchgeführt werden müssen [5]. Um dieser Notwendigkeit nachzukommen, haben sich verschiedene Möglichkeiten etabliert, um verletzungsmechanischen Phänomene experimentell abzubilden. Dazu gehören Freiwilligenversuche, während derer die Probanden einer Belastung unterhalb der Verletzungstoleranzgrenze ausgesetzt werden, oder Experimente mit postmortalen Testobjekten (PMTO). Für den Einsatz von FE Menschmodellen zur Verletzungsprädiktion in hochdynamischen Unfallszenarien sind Freiwilligenversuche als Validierungsgrundlage für verletzungsmechanische Phänomene im menschlichen Körper nicht geeignet, da das Belastungsniveau unterhalb der Verletzungstoleranzgrenze bleiben muss. Verletzungsmechanische Versuche mit PMTO weisen eine lange Historie auf, sind allerdings seit jeher mit einer Reihe von Einschränkungen verbunden. Vor allem die aufgrund der menschlichen Diversität hohe Streuung der gemessenen Testergebnisse stellt eine große Herausforderung für die Validierung von FE Menschmodellen dar. Oft werden aufgrund der eingeschränkten Auswahl an Testobjekten männliche und weibliche Objekte unterschiedlichen Alters und Anthropometrie in der gleichen Versuchsreihe verwendet. Eine weitere Herausforderung besteht darin, dass die Validierung von FE Menschmodellen bisher meist indirekt erfolgen muss. Dabei wird auf Referenzexperimenten aus der Literatur zurückgegriffen. Eine Vielzahl an verletzungsmechanischen Versuchen mit Humanmaterial ist zwar vorhanden, allerdings wurden diese zum Teil schon vor längerer Zeit unternommen, sodass mit einigen Hürden infolgedessen gerechnet werden muss. Eine Dokumentation des experimentellen Aufbaus, des Testprotokolls und der Ergebnisse liegen zumeist in den Veröffentlichungen vor. Allerdings kann es aufgrund der ursprünglichen Intention der Experimente sein, dass die Angaben in dieser Dokumentation nicht ausreichen, um auf Basis dieser Daten ein FE Modell der Prüfeinrichtung aufzubauen. Wichtige Angaben über Randbedingungen, Dimensionen, Massen oder ähnliches fehlen oft. Dennoch ist für die Validierung von FE Menschmodellen zu erwarten, dass aufgrund von ethischen Bedenken im Zusammenhang mit

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Leichenversuchen die indirekte Validierung zunächst die Methode der Wahl bleiben wird. Jedes neue Experiment mit Humanmaterial bedarf der Zustimmung der Ethikkommission und muss sorgfältig begründet sein.

Die Überführung der experimentellen Randbedingungen in ein numerisches Modell stellt aufgrund der Vielzahl an Abbildungsmöglichkeiten durch die FE Methode eine weitere Unsicherheit im Validierungsprozess dar. Studien aus anderen Bereichen der Biomechanik bewiesen, dass die durch Wahl verschiedener numerischer Randbedingungen erhaltene Variation der Simulationsergebnisse bis zu 280% betragen kann [8]. Besonders wichtig bei der Wahl der geeigneten Randbedingungen ist die Gratwanderung zwischen einem detailgenauen Modellieren möglichst aller Komponenten der Realversuche und der Abstraktion der Randbedingungen auf ein Mindestmaß, um nicht unnötige Unsicherheiten ins System einzutragen.

Die nächste Herausforderung im Zusammenhang mit der Validierung von FE Menschmodellen besteht in der Bewertung der Validierungsergebnisse. Objektive Kriterien müssen gefunden werden, nach denen die experimentellen Ergebnissen mit denen aus der Simulation verglichen werden können, um eine Aussage darüber zu erhalten, inwiefern das Verhalten des FE Menschmodell das des Testobjekts in den verletzungsmechanischen Versuchen wiedergibt. Die CORA-Methode [9], [10] hat sich in den letzten Jahren als objektives Validierungsmetrik für die Validierung von FE Menschmodellen etabliert. Allerdings wurde diese Metrik für die Bewertung von Crashtest Dummies entwickelt. Sollte sich dieses Verfahren als Methode der Wahl auch in den nächsten Jahren erweisen, müssen Standards für deren Anwendung innerhalb der Validierung von FE Menschmodellen noch entwickelt werden, um diese Methode sinnvoll einsetzen zu können.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich FE Menschmodelle zu einem wertvollen Werkzeug für die Bearbeitung von verschiedensten Fragestellungen aus Forschung und Industrie entwickelt haben. Der Beweis einer genügend hohen Biofidelität ist die Voraussetzung dafür, der numerischen Prädiktion von verletzungsmechanischen Phänomenen Vertrauen zu schenken. Ein solcher Beweis kann nur dann erbracht werden, wenn es objektive Kriterien gibt, nach denen die Validierung der Modelle durchzuführen ist. Bisher gibt es hier allerdings keine akzeptierten oder standardisierten Vorgehensweisen. Ein global anerkanntes, objektives Verfahren ist aber gerade deshalb von fundamentaler Bedeutung, weil damit die Glaubwürdigkeit der Modelle hergestellt würde. Während schon intensiv an der Entwicklung einer objektiven Metrik für den Vergleich von experimentellen und numerischen Ergebnissen gearbeitet wird, gibt es wenige Initiativen, die sich mit der Entwicklung einer objektiven Systematik für die numerische Modellbildung von verletzungsmechanischen Experimen-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ten auseinandersetzen. Allerdings kann eine objektive Evaluierung der Ergebnisse erst dann erfolgen, wenn eine fehlerfreie Umsetzung der experimentellen Prüfeinrichtung in ihr numerisches Modell sichergestellt und dabei alle entstehenden Unsicherheiten analysiert wurden. Innerhalb einer Studie sollte deshalb eine systematische Herangehensweise für die numerische Abbildung von Experimenten auf verletzungsmechanisch relevantem Niveau für die Validierung von FE Menschmodelle entwickelt werden. Ein Teil dieser Studie soll im Folgenden vorgestellt werden. Darin wurde eine Systematik entwickelt, die beschreibt, wie Unsicherheiten, die infolge der numerischen Modellbildung der verletzungsmechanischen Versuchen entstehen oder aus dem experimentellen Aufbau der Referenzversuche resultieren, im Validierungsprozess zu berücksichtigen sind, um einen objektiveren Validierungsprozess zu erhalten.

4. Behandlung von experimentellen und numerischen Unsicherheiten bei der Validierung von FE Menschmodellen

Innerhalb der Studie sollten zunächst auftretende Unsicherheiten im Zusammenhang mit der numerischen Modellbildung von verletzungsmechanischen Experimenten für die Validierung von FE Menschmodellen identifiziert und klassifiziert werden. Dazu wurde ein verletzungsmechanisches Experiment mit PMTO in sein numerisches Abbild überführt, um damit das FE Menschmodell THUMS^{TM} Version 4.01 (Toyota Motor Corporation und Toyota Central R&D Labs) exemplarisch zu validieren. Eine Versuchsreihe von Del Pozo et al. [11] (vgl. Bild 2), in deren Rahmen isolierte menschliche Rippen dynamisch in lateraler Richtung bis zur Fraktur belastet wurden, wurde als Grundlage für diese Analyse gewählt. Erhobene Messgrößen in diesen Experimenten waren, unter anderem, die Reaktionskräfte am anterioren und posterioren Rippenende, welche mittels 6-achsiger Kraftmesszellen gemessen wurden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

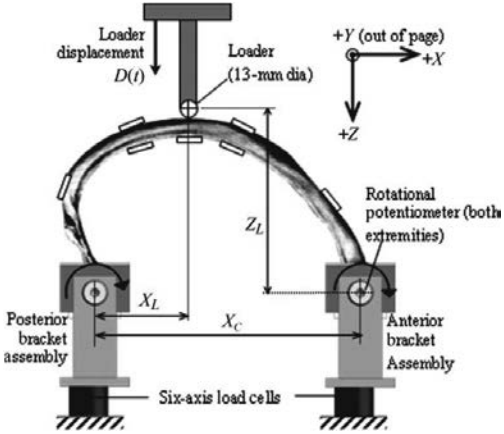


Bild 2: Prüfeinrichtung bei Del Pozo et al. [11]

Durch das Abbilden des gewählten Referenzexperiments wurden zwei verschiedene Arten von Unsicherheiten, die Einfluss auf den Modellbildungsprozess von verletzungsmechanischen Experimenten nehmen, identifiziert und als modellbildungsbedingte und experimentell bedingte Unsicherheiten klassifiziert. Modellbildungsbedingte Unsicherheiten entstehen durch die vielen Möglichkeiten der FEM, experimentelle Rand- und Zwangsbedingungen numerisch abzubilden. Zur Untersuchung des Einflusses dieser Art von Unsicherheit auf die Validierungsergebnisse wurde das verletzungsmechanische Experiment von Del Pozo et al. [11] auf vier unterschiedliche Weisen modelliert. Jede Modellierungsvariante stellte eine typische Wahl für eine Randbedingung durch den Berechner dar und war fehlerfrei. In Bild 3 (linke Seite) ist die Streuung der Reaktionskräfte exemplarisch am anterioren Rippenende zu sehen, die durch die Simulation der verschiedenen Varianten entstanden ist. Experimentell bedingte Unsicherheiten sind systemimmanente Unsicherheiten, die aus dem experimentellen Aufbau resultieren, beispielsweise durch das Fehlen reproduzierbarer experimenteller Techniken oder aufgrund der anthropometrischen Diversität der Testobjekte. Zur Untersuchung des Einflusses dieser Art von Unsicherheit wurde eine Sensitivitätsstudie zur Lage der Rotationsachsen am anterioren und posterioren Rippenende unternommen. Eine genaue Definition dieser Achse ist sowohl durch die anthropometrische Diversität jeder Rippe, als auch durch das Fehlen einer reproduzierbaren Technik eingeschränkt, nach der die Rippenenden auf exakt gleiche Art und Weise in die Aluminiumtöpfe der Versuchseinrichtung eingebettet werden können. Es liegt also nahe, dass in den verschiedenen Experimenten die exakte Lage der Rotationsachsen relativ zu den Rippenenden gewissen Schwankungen un-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

terlag. Bild 3 (rechte Seite) zeigt die Streuung, die innerhalb dieser Sensitivitätsstudie für die Reaktionskräfte gemessen wurde.

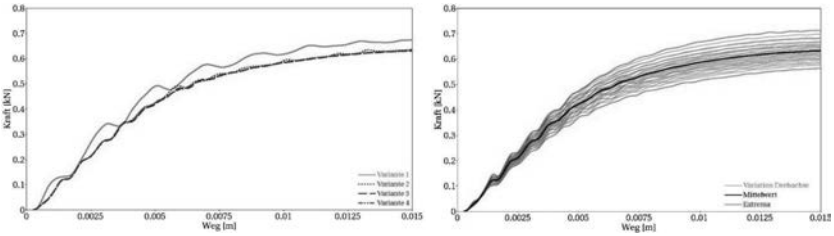


Bild 3: Kraft-Weg-Diagramme am anterioren Rippenende. Die y-Achse zeigt die resultierenden Reaktionskräfte, die x-Achse den Weg des Impaktors. Auf der linken Seite ist die Streuung der Reaktionskräfte, die durch modellbildungsbedingten Unsicherheiten, auf der rechten Seite durch experimentelle Unsicherheiten entstanden ist, zu sehen.

Die durch die Unsicherheiten entstandene Streuung ist im Validierungsprozess unbedingt zu berücksichtigen, um aussagekräftige, objektive Validierungsergebnisse zu erhalten. Die innerhalb dieser Studie skizzierten Lösungsvorschläge unterscheiden sich zwischen beiden Arten von Unsicherheiten. Für die modellbildungsbedingten Unsicherheiten wird ein prospektiver Lösungsansatz vorgeschlagen. Dieser beinhaltet, dass bei der Planung zukünftiger verletzungsmechanischer Experimente die Validierungsumgebung auf experimenteller Basis mit einem Testobjekt verifiziert werden sollte. Die Grundlage einer solchen Verifizierung wäre wie folgt zu schaffen (vgl. Bild 4). Für jedes zukünftige verletzungsmechanische Experiment sind mit der Prüfeinrichtung Vorversuche durchzuführen, bei denen noch kein Humanmaterial getestet wird. Vielmehr ist der gleiche experimentelle Ablauf mit einem Testobjekt einer klar definierten Geometrie und eines einfachen, leicht in ein mathematisches Modell überführbaren Materialverhaltens (beispielsweise einer Dummy-Rippe, eines Aluminium- oder Stahlzylinders) durchzuführen. Als Verifizierungsparameter können in den Vorversuchen die gleichen Referenzgrößen wie die späteren Validierungsparameter in den Versuchen mit dem Humanmaterial erhoben werden. Dadurch könnten alle Einflussfaktoren auf die Validierungsergebnisse bedingt durch die numerische Umsetzung der Referenzexperimente ausgeschlossen werden. Die Vorhersagegenauigkeit der Validierungsumgebung wäre damit sichergestellt. Damit verbunden sind allerdings eine engere Verzahnung von Experimenten und Simulation und ein Schritt in Richtung der direkten Validierung.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 4: Exemplarischer Prozess der Verifizierung der numerischen Validierungsumgebung mit anschließender Validierung des FE Menschmodells

Für die Behandlung von experimentell bedingten Unsicherheiten wurde ein anderes Verfahren entwickelt. Dieses beinhaltet die Quantifizierung der Unsicherheiten durch geeignete Sensitivitätsstudien, in denen definierte Parameter variiert werden. Bei der Durchführung solcher Sensitivitätsstudien ist es wichtig, dass der zu untersuchende Parameter nicht wahllos variiert wird, sondern auf Basis der verbleibenden Angaben in der Referenz oder anderer Publikationen definiert wird. Die mögliche Abweichung des Parameters aufgrund der experimentellen Unsicherheiten wird dann mithilfe einer gebräuchlichen objektiven Evaluierungsmetrik bewertet. Diese Abweichung ist im späteren Auswerteprozess der Validierungsergebnisse zu berücksichtigen. Dabei muss das Bewertungsschema, das die Validierungsergebnisse nach der Güte der Validität des Modells klassifiziert, an diese Abweichung angepasst und die Anforderungen an die Validierungsgenauigkeit gesenkt. Durch dieses Verfahren (vgl. Bild 5) wird sichergestellt, dass von einem FE Menschmodell nicht erwartet wird, genauer in seiner Vorhersagefähigkeit zu sein, als die Umgebung, mit der es validiert wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

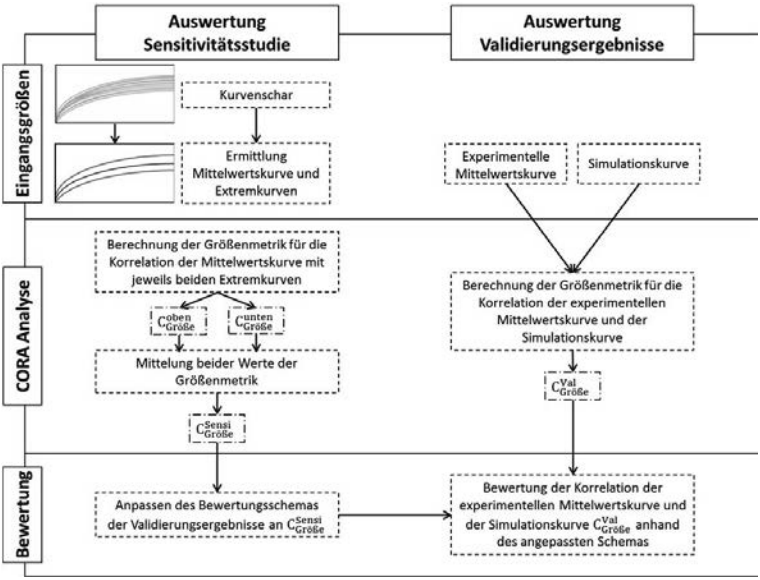


Bild 5: Berücksichtigung der experimentell bedingten Unsicherheiten bei der Analyse der Validierungsergebnisse durch ein gängiges objektives Bewertungsverfahren

5. Zukunft der Validierung von FE Menschmodellen

Für eine weitere Objektivierung der numerischen Modellbildung von verletzungsmechanischen Experimenten ist vor allem eine stärkere Verzahnung von Experimenten und Simulation nötig. Das impliziert die Entwicklung von verletzungsmechanischen Experimenten, bei deren Konzeption ihre Abbildbarkeit in einem numerischen Modell maßgeblich ist. Damit könnten FE Menschmodelle auch direkt validiert werden. Für die Bewertung, ob experimentelle Randbedingungen numerisch umsetzbar sind, wäre dabei hilfreich, wenn auch bei der Entwicklung der experimentellen Prüfeinrichtung und des Prüfprozederes ein Modellierer beteiligt wird. Validierungsexperimente sollten dabei so konzipiert werden, dass spätere Validierungsparameter nicht von dem experimentellen Aufbau abhängig sind. Außerdem sollte eine Verifizierung der Validierungsumgebung auf experimenteller Basis durchgeführt werden, wie sie unter 4. wurde. Damit wären alle Einflussfaktoren auf die Validierungsergebnisse bedingt durch die numerische Umsetzung der Referenzexperimente ausgeschlossen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Referenzen

[1] van Ratingen, M: Saving Lives with Safer Cars: The Past, Present and Future of Consumer Safety Ratings. IRCOBI Conf. Proc., 2016, i–xvii

[2] Östmann, M; Jakobsson, L: An Examination of Pre-crash Braking Influence on Occupant Crash Response using an Active Human Body Model. Proceedings of the IRCOBI Conf. Proc., 2016, 275-283

[3] THOR-M Advanced Male Dummy Parts Catalog, Humanetics Innovative Solutions Inc., 2015

[4] Global Human Body Models Consortium - User Manual: M50 Occupant Version 4.3 for LS-DYNA, GHBMC, 2014

[5] Cronin, D: Explicit Finite Element Method Applied to Impact Biomechanics Problems. IRCOBI Conf. Proc., 2011, 240–254

[6] The Visible Human Project". Available at: https://www.nlm.nih.gov/research/visible/visible_human.html. [Accessed: 14-Jan-2016].

[7] Fressmann, D: FE Human Modelling in Crash – Aspects of the numerical Modelling and current Applications in the Automotive Industry. LS-DYNA Anwenderforum, 2007, 23–34

[8] Rossman, T; Kushvaha,, V; Dragomir-Daescu; D: QCT/FEA predictions of femoral stiffness are strongly affected by boundary condition modelling. Comput. Methods Biomech. Biomed. Engin., 2016, vol. 19, no. 2, 208–216

[9] Gehre, C; Gades, H; Wernicke, P: Objective Rating of signals usting test and simulation responses. Enanc. Saf. Veh., 2009

[10] Gehre, C; Stahlschmidt, S: Assessment of dummy models by using objective rating methods. Enhanc. Saf. Veh., 2011, 1-9.

[11] Del Pozo de Dios, E; Kindig, M; Arregui-Dalmases, C; Crandall, J; Takayama, S; Ejima, S.; Kamiji, K; Yasuki, T: Structural response and strain patterns of isolated ribs under lateral loading. International Journal of Crashworthiness, 2011, 169-180

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

EDAG LightCab: Nutzfahrzeugkonzept

Bionisch optimiert für die generative Fertigung

Dipl.-Ing. **Andreas Pfeiffer**, EDAG Engineering GmbH, Fulda

Kurzfassung

Leichtbau und generative Herstellungsverfahren halten zunehmend Einzug in die Automobilindustrie. 2014 hat die EDAG Engineering GmbH das Konzept „Genesis“ vorgestellt, um die Möglichkeiten der generativen Fertigung darzustellen.

Auf der IAA-Nutzfahrzeuge 2014 zeigte der Entwicklungsdienstleister EDAG anhand des Demonstratormodells im Maßstab 1:4 einer topologisch optimierten LKW Kabine inkl. der Chassisstruktur eindrucksvoll auf, welche revolutionären Chancen die generative Fertigung für den Nutzfahrzeugsektor bereithält. Dass die Natur oft die beste Inspiration für technische Lösungen darstellt, ist eine bekannte Tatsache, bionische Gestaltungsprinzipien und Leichtbau inklusive. Auf der Grundlage einer filigranen und dennoch stabilen Knochenstruktur von Säugetiere wurde eine topologisch optimierte Rahmenstruktur entwickelt.

Basierend auf einer Stahlbauweise wurde die Kabine auf Steifigkeits- und Crash-Anforderungen CAE-seitig ausgelegt. Die Kabine erfüllt neben einer hohen Biege- und Torsionssteifigkeit bereits heute auch die ab 2017 gültige Norm ECE R29-3 in vollem Umfang. Durch die hinzu gewonnenen Freiheitsgrade der Fertigungsmethode, konnte die Schnittstelle zwischen Chassis und Kabine in Bezug auf das Package und die Funktionen mit Hilfe der eingesetzten CAE-Methoden optimiert werden.

1. Einleitung

EDAG, als der größte unabhängige Entwicklungsdienstleister, nimmt regelmäßig an internationalen Automobilausstellungen teil. Daher sucht EDAG kontinuierlich nach neuen innovativen Technologien und Prozessen, um die Fahrzeugentwicklung stetig weiter voran zu bringen. Inspiriert durch Knochenstrukturen von Säugetieren, entstand die Idee, dieses Prinzip auf die tragende Struktur eines Nutzfahrzeuges zu übertragen. Eine so gewonnene bionische Struktur kann anschließend mit dünnen Stahl- bzw. Aluminiumblechen oder Bauteilen aus Faserverbundkunststoff (FVK) geschlossen werden. Final ist ein Hardwaremodell im Maßstab 1:4 entstanden, welches rechtzeitig zur „IAA-Nutzfahrzeuge 2014“ in Hannover am

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

EDAG Messestand präsentiert werden konnte. In dieser Abhandlung wird das Vorgehen der bionischen Topologiefindung, der Strukturauslegung bis zur Realisierung dieser Idee an der Nutzfahrzeugkabine „EDAG LightCab“ erläutert.

Bild 1: Prozess vom Styling zur 3-D gedruckten Struktur

2. Randbedingungen

2.1. Bauraum

Vor jeder Topologiefindung bzw. Topologieoptimierung steht die Festlegung des Bauraumes (Design Space). Der Entwurf zur neuen Nutzfahrzeuggeneration von EDAG stammt aus der Feder des EDAG Styling Teams. Diese Strakdaten des Außenflächenstylings bilden mit entsprechenden Flächen des Fahrzeuginnenraums den zur Verfügung stehen Bauraum.
Für die Begrenzung auf der Kabineninnenseite, wurde das „EDAG LightCab 2.0“ verwendet. Diese Nutzfahrzeugkabine, die bereits 2011 hinsichtlich Leichtbau und Variantenvielfalt in skalierbarer Stahlschalenbauweise optimiert wurde, legt per Adaption auf das neue Außenhautstyling die Innenraum Strakdaten fest. Aus den so zur Verfügung stehenden Begrenzungsflächen ergibt sich der Bauraum für die angestrebte bionische Topologieoptimierung.

Bild 2: EDAG LightCab 2.0 mit LightTruck-styling bildet den Bauraum

Der Fertigungsprozess der generativen Fertigung (additive Manufacturing) erlaubt es alle Freiheiten numerischer Optimierungsalgorithmen gängiger CAE-Software anzuwenden. Fer-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ner bietet diese Art der werkzeuglosen Fertigung eine flexible Produktion und kürzere Zeiten, um das Demonstratormodell zu realisieren.

2.2. Auslegungslastfälle

In der frühen Konzeptphase liegt der Fokus innerhalb der Nutzfahrzeugkabinenauslegung, sowohl auf grundlegenden Steifigkeitslastfällen wie Torsion und Biegung (Bild 3), als auch auf den Gesetzesanforderungen der ECE R29-3 (Bild 4), um den Insassenschutz zu gewährleisten.

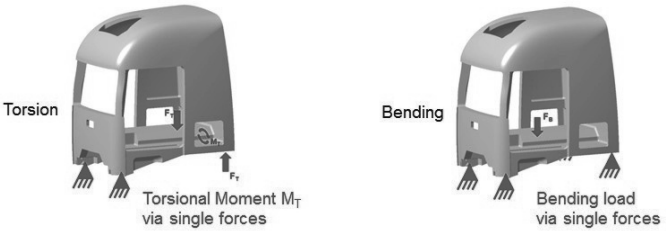


Bild 3: Steifigkeitslastfälle Kabinenauslegung

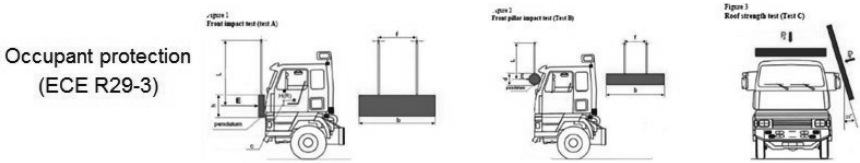


Bild 4: ECE Vorschriften für den Insassenschutz

2.3. Linearisierung nichtlinearer Lastfälle

Aus der Gegenüberstellung der Steifigkeitslastfälle mit den Anforderungen nach ECE R29-3, ergibt sich eine gewisse Diskrepanz, da hier lineare mit hochgradig nicht-linearen Belastungen zu kombinieren sind. Solche hochgradig nicht-linearen Lastfälle, die einen zeitlich abhängigen Energieeintrag in eine Struktur betrachten, werden mit „expliziten FEM-Solvern“ in der CAE berechnet. Eine Kombination kann erfolgen, indem die nicht-linearen Belastungen linearisiert werden, um sie so innerhalb „implizierter FEM-Solver / -Optimierer“ zu verwenden. Die hierfür angewendete Methode hat sich innerhalb der CAE-Abteilung bei EDAG bereits bei verschiedenen Projekten als äußerst nützlich erwiesen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Linearisierung der zeitabhängigen hochenergetischen Belastungen werden folgende Annahmen getroffen:

- Verformungen der Kabinenstruktur ist vollständig reversibel
- Der Energie- und der Impulserhaltungssatz behalten ihre Gültigkeit

Mittels nachfolgender Formeln lassen sich sodann die äquivalenten Kräfte für die lineare Kombination der einzelnen Lastfälle ermitteln:

$$E = \tfrac{1}{2}\, m\, v^2 \quad \Rightarrow \quad v = \sqrt{2 * \frac{E}{m}}$$

$$F_{eq} = m\, \frac{dv}{dt}$$

E = Energy
m = Mass
v = velocity
dt = time of impact
dv = velocity change of impact
F_{eq} = equivalent Force

Bild 5: Bestimmung äquivalenter Kräfte

Nachfolgend wird die Lastverteilung der unterschiedlichen Tests der ECE-R29-3 unter Verwendung der äquivalenten Kräfte dargestellt.

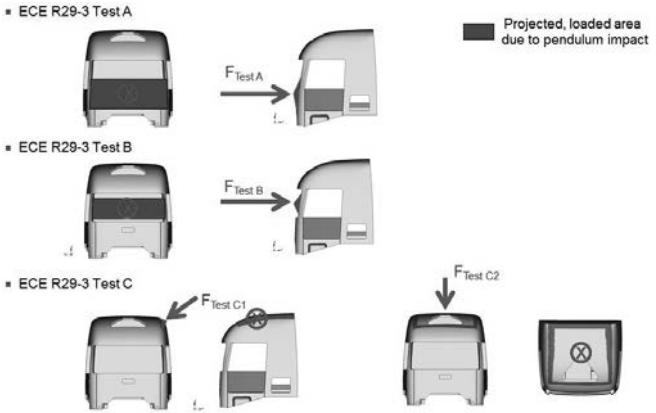


Bild 6: Lastverteilung der ermittelten äquivalenten Belastungen

In den einzelnen Tests der ECE-R29-3 werden jeweils die Flächen zur „Lastverteilung“ herangezogen, die sich aus der Projektion der Test-Pendel mit der Bauraumstruktur für den initialen Kontakt ergeben. Im Falle des Tests C2 „Dachdrücktest“ wird lediglich die Randstruktur belastet (Bild 6 unten), da die Dachfläche durch Ihre Membranwirkung einer solchen senkrechten Belastung sofort ausweichen wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.4. Optimierungsrandbedingungen

Der gesamte Bauraum wird mit linear elastischem Material mit Stahleigenschaften ausgestattet. Eine Frontscheibe wird nicht verbaut, da sie in der Regel im Falle von Test A und Test B sofort zerbricht und nicht mehr wesentlich der Kraftübertragung dient. Die Aufbringung der äquivalenten Kräfte erfolgt mittels Starrkörperelementen mit Interpolationseigenschaften. Der numerische Optimierer soll den Bauraum als symmetrisch ansehen, obwohl im Tunnelbereich eine gewisse Unsymmetrie vorliegt. Die Vorgabe der Symmetrierandbedingung bezieht sich auf die X-Z-Ebene (Fahrzeuglängsachse). Im Tunnelbereich der Fahrzeugkabine wurden zusätzliche dünne Schalenelemente aufgebracht, die mittels ihrer Scheibenwirkung den Optimierungsprozess stabilisieren und die hohen Kräfte der ECE Tests A und B in der Tunnelebene auffangen.

3. Ergebnisanalyse

Der so festgelegte Bauraum wird als Finite Elemente Modell mit Solid-Elementen im Maßstab 1:1 abgebildet, mit den aufgeführten Randbedingungen beaufschlagt und analysiert. Als Analysesoftware wurde „Altair HyperWorks OptiStruct“ verwendet. Die Topologiefindung berücksichtigt innerhalb der Optimierungsrandbedingungen die vorgestellten Lastfälle unabhängig voneinander, wobei die finale Topologie den Kompromiss aller einzelnen Lastfälle in Kombination darstellt.

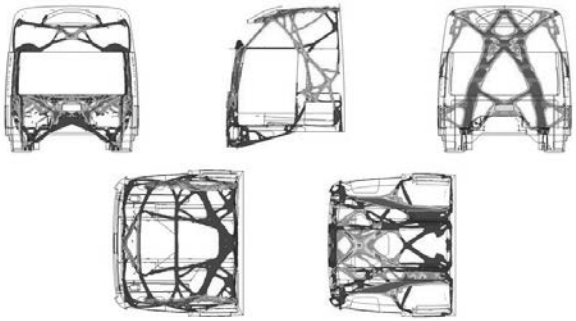


Bild 7: Finale Topologie als Resultat numerischer Optimierung

Die hier (Bild 7) dargestellte Topologie zeigt die wesentlichen Lastpfade innerhalb des zur Verfügung gestellten Bauraums. Man kann deutlich die knochenartige Struktur erkennen, die in den Knotenpunkten zusammenläuft. Weitere Analysen innerhalb der Ergebnisauswertung erlauben dem Ingenieur eine Aufteilung in Zug- und Druckbereich der einzelnen Lastfälle (Bild 8). Diese Aufteilung dient der weiteren Interpretation, wie einzelne Streben die in den

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

weiteren Schritten der Topologiefindung berücksichtigt bzw. als redundant angesehen werden können.

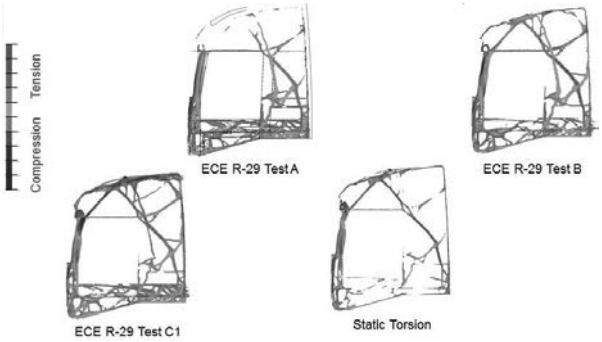


Bild 8: Darstellung von Zug- und Druckbereichen

4. Generierung von optimierten CAD-Daten

Die Überführung handhabbarer CAD-Daten aus den Toplogiedaten der FEM-Optimierung stellt sich oft als große Schwierigkeit dar. Die FEM-Ergebnisse einer Topologieoptimierung aus Solid-Elementen sind in der Regel stark facettierte Oberflächen. Zur Generierung geglätteter CAD-Daten für die weitere Verwendung wurde im Rahmen dieses Projektes die Abstraktion mittels „Poly-NURBS“ (Polynominal Non Uniform B-Spline) gewählt. Zum Einsatz kam die Software „Maya“ von Autodesk. Maya wird überwiegend im Umfeld der Filmindustrie eingesetzt und konnte in diesem Beispiel aus den Punkten bzw. Stützstellen der facettierten topologischen Flächen, ansprechende bionische Strukturen für das Kabinenmodell erzeugen.

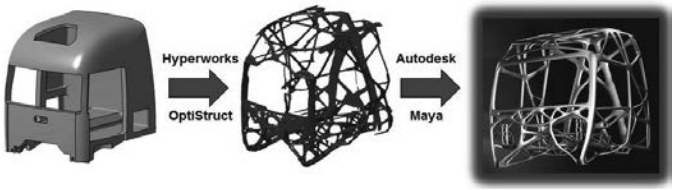


Bild 9: Prozess vom Bauraum zu fertigen CAD-Daten

Maya ist außerdem in der Lage die verwendeten „Poly-NURBS“ in lesbare Daten für die generative Fertigung überführen. Die CAD-Daten lassen sich auch in den gängigen FEM-Pre-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Prozesseoren zur Modellerstellung nutzen. Solche erzeugten FEM-Modelle können dann in Kontrollrechnungen bzw. weiteren Form- und Wandstärkenoptimierungen angewendet werden. Nachteil der Flächendaten aus „Poly-NURBS“ ist die Tatsache, dass diese Daten nicht parametrisiert sind und sich nicht ohne weiteres in bestehende CAD-Umgebungen integrieren lassen.

5. Überprüfung des linearen Ansatzes

Die FEM-Modelle, die mit dem aufgezeigten Prozess gewonnen werden, werden einer Kontrollberechnung zugeführt. Hierfür wird das CAD-Modell aus „Poly-NURBS“ als FEM-Schalenmodell dargestellt. Dadurch entsteht eine komplette „Hohlstruktur“, welche in Knoten- und Profilbereiche unterteilt wird.

Bild 10: FEM-Modell Kontrollberechnung

Die Außenhaut der Nutzfahrzeugkabine wird mit dünnen, verklebten Stahlblechen geschlossen und die Frontscheibe aus der EDAG LightCab 2.0 adaptiert. Innerhalb einer Berechnungsschleife mit dem expliziten Solver „LS-Dyna“ von LSTC konnte eine verbesserte Wandstärkeneinstellung für die Teilbereiche Knoten, Profile, obere A-Säule und Tür gewählt werden.

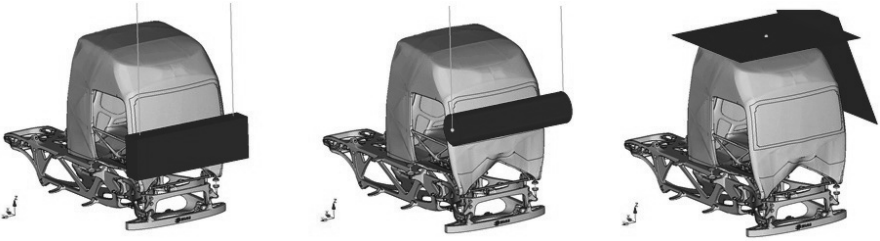


Bild 11: Nicht-Lineare FEM-Modelle ECE R29-3

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Zusammenfassung / Fazit

Innerhalb dieser Arbeit konnte mittels gängiger CAE-Software und Methoden in Kombination mit „fachfremder“ Software gezeigt werden, wie eine Konzeptfindung zur Strukturauslegung aussehen kann. Der äußerst kurze Zeitrahmen für eine solche frühe Projektphase stellt keinen Gegensatz zu dem Thema Leichtbau von komplexen Strukturen dar.

EDAG demonstriert anhand dieses Beispiels seine Leistungsfähigkeit als geschlossenen Prozess vom Styling bis zur Fertigung. Durch den CAE-getriebenen Softwareeinsatz wird die Möglichkeit aufgezeigt, wie zukünftige Fertigungsverfahren bereits bei der Konzeptfindung zu berücksichtigen sind. Die Methode zur Linearisierung von komplexen zeitveränderlichen Vorgängen erweist sich als äußert nützlich, nicht nur wegen der Zeitersparnis innerhalb der Simulationen. Die abschließenden Kontrollrechnungen bestätigen die gute Funktionsweise des linearen Ansatzes.

Weitere Optimierungsmöglichkeiten innerhalb der Strukturauslegung bieten die Anwendungen von „Lattice“-Strukturen. Diese kristallgitterartigen Formen sind mittlerweile ebenfalls Optionen gängiger CAE-Optimierungssoftware wie Altairs OptiStruct. Ein Anwendungsfall hierfür wären die Knotenbereiche der Nutzfahrzeugkabine mit Lattice-Strukturen auszustatten, um so das Leichtbaupotential zu erhöhen.

7. Literatur

[1] EDAG interne Dokumentationen

[2] UNECE Vehicle regulations –ECE R29-3

[3] HW OptiStruct User Guide 12.0

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Optimierung von Faserverbundwerkstoffen unter Berücksichtigung streuender Felder

Der Weg zu einem optimalen und robusten Design

Dipl.-Ing. **Markus Kellermeyer**,
CADFEM GmbH, Grafing b. München;
Dr.-Ing. **Martin Perterer**,
KTM Technologies GmbH, Salzburg/Anif, Österreich
Prof. Dr.-Ing. **Sandro Wartzack**,
Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen

Kurzfassung

Bei der Entwicklung von Leichtbaustrukturen aus endlosfaserverstärkter Verbundwerkstoffen ist es wesentlich zu berücksichtigen, dass starke Streuungen der Material- und Prozessparameter dabei oft zu großen Unsicherheiten in Produkteigenschaften führen können. Diese gilt es zu minimieren, um beispielsweise die Wahrscheinlichkeit eines Versagens des Bauteils zu minimieren. Vor allem bei stark optimierten Konstruktionen - welche folglich sehr nah an den Versagensgrenzen liegen - sind Streuungen umso kritischer zu betrachten. In diesem Manuskript wird vorgestellt, wie Streuungen in Faserverbundstrukturen parametrisch dargestellt werden können, um damit anschließend Robustheitsbewertungen in Hinblick auf die mechanischen Bauteileigenschaften durchzuführen zu können. Die Erkenntnisse können in anschließenden Optimierungen genutzt werden.

Dargestellt wird diese Vorgehensweise anhand eines Roadbook - Grundträgers für ein Rally Motorrad der Firma KTM. Ausgehend von experimentellen Ergebnissen an mehreren Prüflingen werden die in der Simulation verwendeten und auf ebenen Probentests basierenden Materialparameter, die Lagenorientierungen sowie die mit Erfahrung geschätzten Degradationsbereiche an die tatsächlichen Versuchsdaten kalibriert. Mit diesen mit den Versuchen übereinstimmenden Simulationsmodellen werden anschließend über skalare Parameter sowie Zufallsfelder Robustheitsbewertungen als Basis für anschließende Optimierungen beschrieben.

Abstract

With the development of light weight structures fabricated with continuously reinforced composites it is essential to consider, that strong scatter of material properties and process pa-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rameters can lead to great uncertainties in the product characteristics. One must gain control on this issue to minimize the probability of failure for example. Especially for strongly optimized models – which subsequently are very close to the limit of failure – scatter must be observed critically. This manuscript shows how scatter in fiber reinforced structures can be described by parameters to subsequently carry out robustness evaluations regarding the mechanical properties of the structure. The findings can be used in optimization tasks.
The procedure is shown at the example of a roadbook carrier for a rally motorcycle of KTM. Starting with experimental results at several test items simulations are calibrated whose properties such as material parameters determined with plane sample testing, layer orientations as well as degradation fields might differ from part to part. With these calibrated simulations robustness evaluations are described that use scalar parameters as well as random field methods to get information for efficient optimization workflows.

1. Motivation

Aufgrund ihrer guten gewichtsspezifischen Eigenschaften werden Faserverbundwerkstoffe aktuell in weiten Teilen der Industrie eingesetzt. Während sie ursprünglich aufgrund der hohen Kosten fast ausschließlich in der Luft- und Raumfahrtindustrie eingesetzt wurden, finden sie heute in breiten Teilen der Automobil- und Zweiradindustrie Anwendung [1]. Durch die Kombination unterschiedlicher Faser- und Matrixmaterialien und den Aufbau von Schichtverbunden mit unterschiedlichen Lagenorientierungen ist es möglich, die mechanischen Eigenschaften lokal gezielt zu beeinflussen, um Bauteile mit hoher Leichtbaugüte zu erstellen.
Obwohl es eine große Varianz an unterschiedlichen Herstellverfahren gibt [2], haben all diese Verfahren gemein, dass sich die finalen Werkstoffeigenschaften erst in der Fertigung einstellen, wobei die Prozessparameter einen entscheidenden Einfluss hierauf haben. Je nach Prozessart können sich hier Fertigungsstreuungen ergeben. Diese umfassen neben Geometrie- und Winkelfehlern der Einzellagen auch Fertigungsfehler wie Faserwelligkeiten der Faserbündel, Faser- oder Harzanhäufungen, ungenügende Fasertränkung oder unvollständige Aushärtung [3]. Je nach Güte des Fertigungsverfahrens können diese Merkmale reduziert, jedoch nicht vollständig vermieden werden. Aus diesem Grund ist es wichtig, die Streuungen im Detail zu kennen, um diese weiterhin in geeigneter Weise bei der Auslegung mit berücksichtigen zu können.
Anhand einer exemplarischen Faserverbundstruktur aus dem Motorradbereich wird im Folgenden ein neuartiger, flächiger Ansatz gezeigt, um eben diese Fertigungsstreuungen quantifizieren und direkt in die Simulation zurückführen zu können. Dadurch wird die Möglichkeit eröffnet, Streuungen lokal in der Simulation zu berücksichtigen, was wiederum einen Vorteil

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in der Leichtbaugüte im Vergleich zur Anwendung von globalen Sicherheits- und Abminderungsfaktoren ergibt.

2. Fallbeispiel: Frontstruktur Rallye 450

Geometrisch komplexe und stark dreidimensional ausgeprägte Strukturen sind aufgrund der begrenzten Drapierfähigkeit von Faserhalbzeugen [3] in der Fertigung anspruchsvoll und weisen potenziell vermehrt die in Kapitel 1 beschriebenen Fertigungsmerkmale auf. Aus diesem Grund wurde der in Bild 1 dargestellte Roadbook Grundträger (RB-GT) als Anwendungsbeispiel für die Evaluierung des entwickelten flächigen Streuungsansatzes gewählt. Dieser Grundträger weist neben Kohlenstofffasern auch Aramidfasern auf, wobei als Halbzeuge Gewebe der Webart Twill 2/2 zum Einsatz kommen.

Die Hauptfunktion dieses Grundträgers ist die Aufnahme des IriTracks, eines GPS Notfallsenders, sowie die Anbindung der Lichteinheit und des Roadbooks an die Motorrad Rahmenstruktur. Als Roadbook wird die auf Papierrollen basiere Navigationshilfe bezeichnet, die alle notwendigen Richtungs- und Distanzangaben beinhaltet. Darüber hinaus wird hier die Verkleidung (nicht abgebildet in Bild 1) zum Teil angebunden

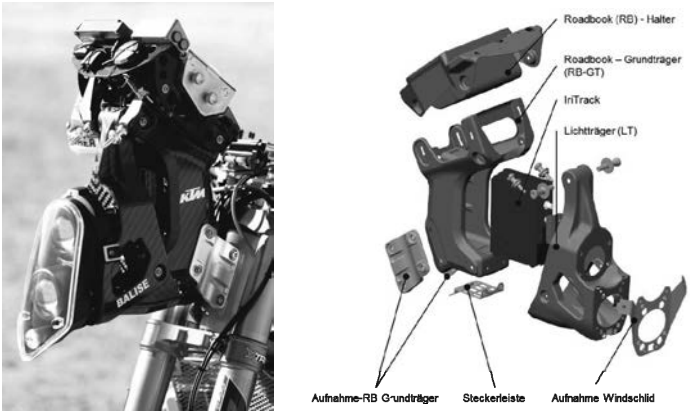


Bild 1: Frontstruktur des KTM Rally 450 Motorrades: Zusammenbauansicht mit allen Funktionskomponenten und Anbauteilen links bzw. Explosionszeichnung der wesentlichen Strukturkomponenten rechts [4]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Übersicht

Um einen Überblick über das Vorgehen zu geben, sollen im Folgenden zunächst alle Schritte exemplarisch an einem Anwendungsbeispiel skizziert werden.

Als Ausgangssituation wird der in Kapitel 2 genannte RB-GT mit gegebenem Lagenaufbau verwendet und praxisrelevante Lastfälle definiert. Sie wurden desweiteren so gewählt, dass sie sich im Versuch mit einer hohen Messgenauigkeit umsetzen lassen. Die untersuchten Steifigkeitslastfälle spiegeln dabei den Einsatz des RB-GT in der Praxis wieder, stellen aber nur einen Ausschnitt der für die Auslegung verwendeten Betriebslastfälle dar. Mittels einer Pretest-Analyse (Kapitel 6) werden geeignete Messstellen mit maximalem Informationsgewinn über auftretende Streuungen ermittelt. Die Durchführung der drei Versuchsszenarien erfolgt wiederum an drei gleichen aber bedingt durch die Fertigung leicht streuenden RB-GTs. Dabei werden in jedem Versuch vier durch die Pretest Analyse ermittelte Messpunkte bestimmt, welche gleichzeitig eine einfache Zugänglichkeit im Versuch gewährleisten.

Die Versuchsdurchführung wird jeweils fünf Mal wiederholt, um die Messfehler aufgrund der Versuchseinrichtung zu erfassen. Somit werden in Summe 240 Verformungswerte aufgenommen. Diese Messdaten werden ausgewertet, als Referenzpunkte in die Simulation eingepflegt und für die Definition von Zielfunktionen für eine anschließende Kalibrierung verwendet. Als zu kalibrierende Unsicherheiten werden folgende Parameter zur Abbildung der streuenden Eigenschaften in das Simulationsmodell eingeführt:

- Lagenorientierung
- Lagendicke
- Materialeigenschaften
- Degradationsfelder zur Erfassung weiterer Streuungen

Mit den kalibrierten Simulationsmodellen können anschließend mit den selbigen Parametern Robustheitsbewertungen durchgeführt werden, und aus den Ergebnissen Erkenntnisse zur Verbesserung der Produktqualität abgeleitet werden.

4. Simulationen der Auslegungslastfälle

Die Lastfälle in der Bauteilauslegung sind vielschichtig und umfassen neben statischen Steifigkeits- und Festigkeitslastfällen auch dynamische Crashlastfälle, um speziell Stürze und Überschläge abzubilden. Im Renneinsatz soll gewährleistet werden, dass bei einem Sturz eine Weiterfahrt möglich ist, wobei die Frontstruktur möglichst intakt bleiben sollte. Exemplarische Betriebs- und Maximallastfälle sind in Bild 2 Mitte und rechts dargestellt. Da es nicht zielführend ist, alle Auslegungslastfälle für die Evaluierung der Streuungsmethodik zu betrachten, wurden diese auf Steifigkeitslastfälle reduziert, wobei der Roadbook - Grundträger

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

isoliert betrachtet wurde, um die Einflüsse der umgebenden Bauteile (und deren Streuung) auf die Ergebnisse zu eliminieren.

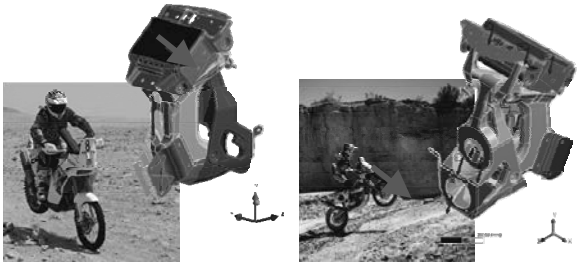


Bild 2: Exemplarischer Auszug aus den Lastfällen zur Bauteilauslegung: Maximallastfall Aufprall Oberkörper auf Roadbook links sowie Betriebslastfall Sprung rechts [4]

5. Simulationen der Versuchslastfälle

Abbildung 3 zeigt die definierten Simulationslastfälle für den RB-GT. Diese wurden so gewählt, dass einerseits der Bezug zu den Versuchslastfällen erhalten bleibt und andererseits eine Versuchsdurchführung mit einer möglichst geringen Streuung bei den Messungen möglich ist. Sie bilden die wesentlichen Steifigkeiten ab, welche in den anschließenden Messungen über Verschiebungen an definierten Punkten beschrieben werden können. Die Modellierung des objektorientierten Lagenaufbaus erfolgt streng nach Fertigungsanweisungen, die im sogenannten Plybook zusammengefasst sind. Die Orientierung wird über die Ausrichtung mehrerer Koordinatensysteme geregelt, was eine schnelle Variation der Faserorientierungen ermöglicht.

Der mit Schalenelementen vernetzte Roadbook – Grundträger wird über ein modulares Baukastensystem mit den Lasteinleitungselementen gefügt. Dabei wird eine immer gleich bleibende Vernetzung gewährleistet, welche verhindert, dass einerseits unerwünschte Effekte durch Netzrauschen (Einfluss der Vernetzung auf Ergebnisse) auftreten und andererseits die Notwendigkeit von Mapping Routinen zur einheitlichen Ergebnisdarstellung in der späteren Feldstatistik entfällt. Die Vermeidung bzw. Minimierung solch numerischer Effekte ist wichtig, um die zu untersuchenden physikalischen Streuungen klar separieren und beschreiben zu können.

Eine Verbindung des Roadbook – Grundträgers mit den Anschlusstücken wird unter Berücksichtigung von geometrischen Nichtlinearitäten mit Verbundkontakten bzw. nichtlinearen Kontakten abgebildet. Auch hier gilt es, die numerischen Effekte klein zu halten, weshalb eine Studie bzgl. Durchdringungstoleranzen in den Kontaktbereichen durchgeführt wurde.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die im Versuch verwendeten Gewichte werden über Massepunkte abgebildet, welche auch in Abbildung 3 symbolisch als Kugeln abgebildet sind. Um das Simulationsmodell kalibrieren und anschließend Robustheitsbewertungen durchführen zu können, wurde eine entsprechende Variabilität in die Simulationsmodelle eingebaut. So können beispielsweise E-Modul, Schubmodel, Lagendicken und Lagenorientierungen über Parameterlisten geändert werden. Weitere Variabilität wurde durch Degradationsfelder einbaut, welche in Kapitel 7 näher beschrieben werden.

Bild 3: Simulationsaufbau der drei Versuchslastfälle 1, 2 und 3. Dargestellt sind die Bereiche der Lagerung (rot) sowie die Punktmassen zur Abbildung der Gewichtskraft.

6. Pretest-Analyse und Versuchsdurchführungen

Das Vorgehen bei den Versuchsdurchführungen lässt sich in drei wesentliche Schritte zusammenfassen:

1. Toleranzanalyse, um die Genauigkeit bei der Fertigung der Anschlussstücke festlegen zu können
2. Pretest-Analyse, um die Orte für die aussagekräftigsten Messstellen prognostizieren zu können
3. Wiederholte Versuchsdurchführungen für die drei Lastfälle zur Erfassung der Verformungen und der bei der Messung auftretenden Ungenauigkeiten

Um zu vermeiden, dass die im Versuch gemessenen Verformungen nicht durch die durch das Herstellverfahren bedingten Abweichungen, sondern überwiegend von unzureichend tolerierten Anschlussstücken dominiert werden, wurde zunächst eine Toleranzanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse wurden in der Herstellung der Anschlusstücke berücksichtigt. Um Spannungen beim Befestigen des Prüflings zu unterbinden, wurde ein U-Profil zum Einspannen des Roadbook – Grundträgers in zwei Teilen gefertigt. Damit können evtl. nicht parallel verlaufende Anschlussstellen am Prüfling ausgeglichen werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Anschließend wurden Pretest Analysen durchgeführt. Hierbei werden Streuungen auf das noch nicht kalibrierte Simulationsmodelle aufgebracht, Variationsberechnungen durchgeführt und durch eine Überlagerung der Feldergebnisse die Mittelwerte, Standardabweichungen und Variationskoeffizienten ausgewertet. Die Variationskoeffizienten geben dabei Aufschluss über die Korrelation zwischen Versuch und Simulation.

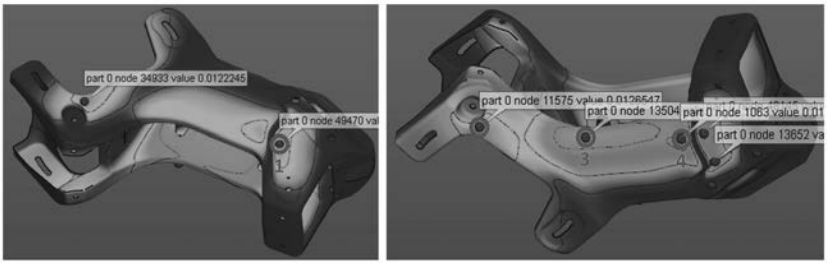


Bild 4: Aussagekräftigste Messstellen für Lastfall 2 ermittelt mit einer Pretest Analyse

Die Messuhren werden also nicht an den Orten der maximalen Auslenkung sondern an den Orten der vermuteten größten Streuung der Verformungen angebracht. Abbildung 4 zeigt das Ergebnis einer solchen Analyse. Über eine Hot-Spot-Detektion werden geeignete Messstellen ermittelt. Unter dem Aspekt, dass eine einfache Zugänglichkeit im Versuch notwendig ist, wurden die rot markierten Stellen für die Messung im Versuch gewählt.
Abbildung 5 zeigt den Aufbau der Versuche. Hierbei wird der Prüfling in den geforderten Stellungen eingespannt und mit einem Gewicht belastet.

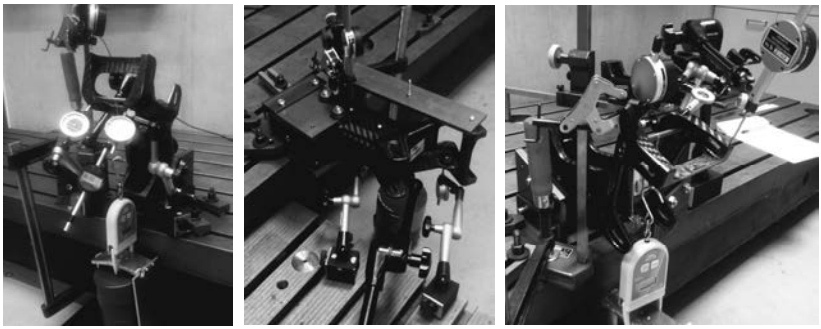


Bild 5: Versuchsaufbau für Lastfall 1, 2 und 3 durchgeführt am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Unter diesen Voraussetzungen wurden für jeden Lastfall und für jeden RB-GT fünf Messungen an jeweils vier Messpunkten durchgeführt. Trotz sorgfältigster Vorgehensweise können versuchsbedingte Streuungen nicht generell vermieden werden. Ursachen können im Nullen der Messuhren liegen, in unterschiedlichen Vorspannkräften, abweichenden Positionierungen der Messuhren sowie sonstigen Umwelteinflüssen.

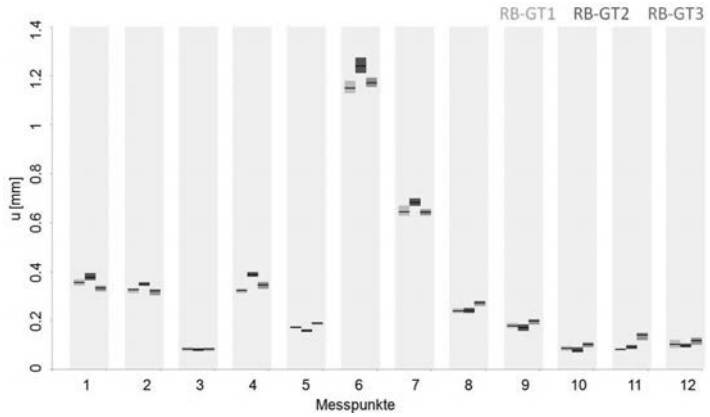


Bild 6: Verformungen und Messungenauigkeiten an den zwölf Messpunkten

7. Verwendung von Feldstatistik zur Beschreibung von Streuungen

Das Simulationsmodell zur Abbildung der Versuche enthält wie bereits erwähnt variable Größen, um die Streuungen zu untersuchen und zu bewerten. Ebenfalls bereits erwähnte Effekte wie Fertigungsfehler, Faserwelligkeiten der Faserbündel, Faser- oder Harzanhäufungen, ungenügende Fasertränkung oder unvollständige Aushärtung könnten nur – wenn überhaupt – unter extrem hohen numerischen Aufwand und damit nicht mehr wirtschaftlich abgebildet werden. Ihnen allen ist aber gemein, dass Sie zu einer Veränderung der lokalen Materialeigenschaften führen. Aus diesem Grund werden an dieser Stelle Degradationsfelder eingeführt – überlagernde Felder, welche die hinterlegten Materialeigenschaften an jedem Ort über einen Faktor verändern können. Mit der Tatsache, dass jedem FE-Element ein solcher Faktor zugeordnet werden kann, wäre aufgrund der extrem hohen Anzahl an resultierenden Parametern keine herkömmliche Parameterkalibrierung mehr möglich. Auch ist anzunehmen, dass die Skalierungsfaktoren örtlich korrelieren. Aus diesem Grund werden zur Abbildung der Degradation Zufallsfelder [5] eingeführt. Über eine Eigenwertzerlegung können die Felder über Basisfunktionen (Scatter Shapes) und Amplituden beschrieben werden

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und dadurch die große Anzahl an Zufallsvariablen des ganzen Feldes auf eine kleine Anzahl von Zufallsamplituden herunter gebrochen werden. Über die Multiplikation der Basisfunktionen mit Amplituden und Aufsummierung dieser Terme kann das Feld wieder zusammengesetzt werden.
Die Verwendung von Zufallsfeldern wurde bereits wie in [6] und [7] beschrieben auf anderen Anwendungsgebieten erfolgreich eingesetzt.

Bild 7: Drei exemplarische künstlich erstellte Degradationsfelder

Abb. 7 zeigt drei von insgesamt 100 künstlich erstellten Degradationsfeldern. Die Annahmen zu den Bereichen basieren auf der Erfahrung von Experten der CFK-Fertigung und CFK-Konstruktion. Durch unterschiedliche Skalierung der Scatter Shapes können somit sehr schnell neue Felder erzeugt werden, was letzten Endes eine Kalibrierung der Annahmen für die Degradationsorte an die Versuche ermöglicht.
Durch den Aufbau der Degradationsfelder über Zufallsfelder kann deren Beschreibbarkeit ausgenutzt werden, um damit die Wirkzusammenhänge zwischen Örtlichkeit der Degradation und daraus resultierende Einflüsse auf Steifigkeiten an verschiedenen Stellen des RB-GT zu verstehen. D.h. konkret, dass die Visualisierung der einflussreichsten Scatter Shapes hilft, zu verstehen, an welche Orten fertigungsbedingte Materialschwächungen einen großen Einfluss auf Produkteigenschaften haben können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8. Kalibrierung der Simulationen an die Versuchsergebnisse

Für die Kalibrierung der Simulationen an die Versuchsergebnisse stehen nun folgende Größen zur Verfügung:

- Materialeigenschaften (Elastizitätsmoduln in und quer zu Faserrichtung, Schubmoduln)
- Lagendicken
- Lagenorientierungen
- Amplituden der Scatter Shapes zur Beschreibung der Degradationsfelder (Abbildung weitere bereits genannter Effekte)

Um die Simulationsergebnisse den Versuchsergebnissen anzupassen werden für jeden Roadbook – Grundträger Optimierungen durchgeführt. Dabei ist das Ziel, die Abweichung an allen zwölf Messpunkten gleichzeitig möglichst zu minimieren. Dabei wird den zwölf Termen der Zielfunktion eine Gewichtung mit dem Referenzwert der jeweiligen Messungen gegeben.

Die immer noch sehr große Anzahl an zu kalibrierenden Parametern (>50) würde zu sehr vielen Rechenläufen führen. Aus diesem Grund werden vorab Sensitivitätsstudien durchgeführt, um die unwichtigen von den wichtigen Parametern zu separieren und in den nachfolgenden Optimierungen zu eliminieren. Die Verwendung von 12 Messpunkten in der Zielfunktion erhöht die Wahrscheinlichkeit eines eindeutigen Ergebnisses.

9. Methoden der Robustheitsbewertung und Optimierung

Nun liegen Antworten für mehrere wichtige Fragen vor:

- Welche Parameter müssen eingestellt werden, um das tatsächliche Verhalten des jeweiligen RB – GT abzubilden?
- Welche Parameter haben welchen Einfluss auf welche Steifigkeit?
- Wie gut lässt sich der Zusammenhang zwischen den Eingangsparametern und den Steifigkeiten beschreiben?

Es sind Antworten, welche notwendig sind für eine sinnvolle Robustheitsbewertung und zielgerichtete Optimierung. Auf die kalibrierten, skalaren Parameter sowie Degradationsfelder werden nun Streuungen aufgebracht. Mit über 100 Berechnungen können anschließend die Streuungen der Steifigkeiten, der Versagenskriterien sowie weiterer Eigenschaften abgeschätzt werden. Viel wichtiger aber ist auch, den Einfluss der Eingangsgrößen auf die genannten Ausgangsgrößen benennen zu können. So können nach dieser Robustheitsbewertung an den Örtlichkeiten mit den größten Einflüssen gezielt Maßnahmen ergriffen werden – entweder manuell über Verstärkungen oder über Konstruktionsänderungen oder über Optimierung der bereits definierten Parameter wie beispielsweise die Lagenorientierungen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

10. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Methodik soll einen Beitrag leisten, um die Leichtbaugüte zukünftiger Faserverbundbauteile zu erhöhen indem das Material besser ausgenutzt werden kann, als dies aktuell der Fall ist. Zudem können Fertigungsmerkmale generell besser in die Simulation rückgeführt und deren Einfluss lokal und global genauer bewertet werden, was es möglicherweise zukünftig erlaubt, auch kostengünstige Verfahren – diese Verfahren weisen eine vergleichsweise große Anzahl an Fertigungsmerkmalen im Vergleich zu beispielsweise einer Prepreg Autoklavbauweise auf – für die Herstellung von Bauteilen mit hoher Leichtbaugüte besser nutzen zu können.

In weiteren Schritten sollen konkrete Maßnahmen zur Verbesserung des Streuverhaltens des RB – GT getestet werden, um das Produkt hinsichtlich der Ausfallswahrscheinlichkeit noch weiter zu verbessern.

11. Referenzen

[1] Schürmann, H.: "Konstruieren Mit Faser-Kunststoff-Verbunden", Springer Verlag, London, 2007

[2] Flemming, M., Ziegmann, G., Rot, S.: "Faserverbundbauweisen: Halbzeuge und Bauweisen", Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1996

[3] AVK, I.V.K.: "Handbuch Faserverbundkunststoffe: Grundlagen Verarbeitung Anwendungen", Vieweg + Teubner, 2010

[4] Tasch, D., Schreckeneder, J.: "Entwicklung und Auslegung der Faserverbundfrontstruktur des KTM Rallye Dakar Motorrades 2014", ANSYS Conference & 32. CADFEM Users‘ Meeting, 2014

[5] Bucher, C.: "Computational analysis of randomness in structural mechanics", Ed. by D. M. Frangopol, Structures and Infrastructures Book Series, Vol. 3. London: Taylor & Francis, 2009

[6] Bayer, V., Will, J.: "Zufallsfelder in der Robustheits- und Zuverlässigkeitsbeurteilung von Bauteilen", 15. VDI Kongress Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau SIMVEC, Baden-Baden, 2010

[7] Ptchelintsev, A., Grewolls, G., Will, J., Theman, M.: "Applying Sensitivity Analysis and Robustness Evaluation in Virtual Prototyping on Product Level using optiSLang", SIMULIA Customer Conference, 2010

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Maximale Leichtbaupotentiale durch CAD-integrierte FEM-Berechnung am Beispiel von Karosserieaußenflächen

Parametric associative Computer-Aided-Design-Engineering and Optimization (PACADEO)

Dipl.-Ing. (FH) **Igor Sokrut**, M.Sc., Wissenschaftlicher Mitarbeiter,
Prof. Dr.-Ing. **Martin Müller**, Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Institut für Fahrzeugbau Wolfsburg

Kurzfassung

Der herkömmliche Entwicklungsprozess hinsichtlich des Einsatzes von CAD- und CAE-Systemen ist massiv durch Schnittstellen geprägt, die mit einem Informationsverlust und aufwendigen Entwicklungsschleifen verbunden sind. Daraus resultieren Bauteilentwicklungen, die meist nur die Erfüllung von Anforderungen im Fokus haben und nicht die Optimierung bestimmter Eigenschaften wie beispielsweise dem Gewicht. Dementsprechend bietet eine parametrisch-assoziative Kopplung von CAD- und CAE-Modellen viel Potential, um den heutigen Entwicklungsprozess effizienter und effektiver zu gestalten. Durch eine zusätzliche Einbettung dieser Modelle in Optimierungs- und DOE-Schleifen entstehen ganzheitliche, parametrisch-assoziativ verknüpfte CAD-CAE-CAO-Modelle. Diese eröffnen die Möglichkeit die Bauteilentwicklung kontinuierlich mit Optimierungen und Sensitivitätsanalysen automatisiert zu begleiten und somit das Gewicht auch in Zielkonflikten zu optimieren. Im Rahmen von Forschungsprojekten wurde ein derartiges ganzheitliches Modell für versteifte Karosserieaußenflächen entwickelt. Damit kann das Gewicht des Gesamtsystems automatisiert reduziert werden. Dabei wird über die gesamte Außenfläche für den Lastfall der lokalen punktuellen Querlast (Poliersteifigkeit) eine minimale krit. Beullast eingehalten sowie ein vorgegebener Zielwert für die max. Durchbiegung erreicht. Außerdem wird für einen zweiten Lastfall, der thermischen Belastung (Sonneneinstrahlung), sichergestellt, dass sich die Versteifungsmaßnahme nicht auf der Außenfläche abzeichnet ($\Delta\alpha$-Problematik). Bei der Optimierung lassen sich nicht nur automatisiert Gestaltparameter ändern, sondern auch automatisch Konstruktionsvarianten mit verschiedenen Topologien berücksichtigen. Durch eine übergeordnete DOE-Schleife, die die Belastungsstellen variiert, wird eine automatisierte Auslegung lokaler Versteifungen, angepasst an einzelne Bereiche der Karosserieaußenfläche, ermöglicht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

The conventional approach within the development process concerning the implementation of CAD- and CAE-systems is heavily influenced by data interfaces, which in turn lead to potential loss of data and furthermore extensive development iterations. These aspects lead to a standard in component development concerned with the focus on fulfilment of given requirements and not so much the optimisation of certain properties, for instance the component weight. Therefore, a parametric associative coupling of CAD- and CAE-models bares a great potential of making todays development process more effective and efficient. Holistic and parametric associative linked CAD-CAE-CAO-models are created by embedding into optimisation- and DOE-cycles. Therefore the development of components is accompanied by an automatically and continuously optimisation while facing a conflict of objectives. Such a holistic model for stiffened body panels has been developed within a research project. The overall weight could be automatically reduced significantly. In this case, the entire body panel is able to withstand a minimal critically oil canning force for the load case of a locally applied transverse force and furthermore meeting the target value for the maximum deformation. In addition, for a second load case of thermal load (solar radiation) the prevention of a potential indication of a stiffening sandwich structure on the visible roof panel could be ensured. As aforementioned the design parameters have been altered automatically, but also simultaneously including the automatic variation of design variants with different topologies.

1. Einleitung

Im Rahmen des Vortrages werden Ergebnisse vorgestellt, die einerseits Zwischenergebnisse des Forschungsprojektes „Leichtbau von Karosserieaußenflächen durch Blech-Sandwichstrukturen - LeiKa“ darstellen, das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung gefördert wird. Andererseits basieren die Inhalte auf langjähriger Forschungs- und Entwicklungsarbeit im Bereich der CAx-Methodik. So befindet sich ein Teil des vorgestellten CAx-Tools bereits heute im produktiven Einsatz bei einem namenhaften Automobilhersteller.

Im Vortrag wird aufgezeigt welches Potential genutzt werden kann, wenn die Prozesse CAD und FEM miteinander gekoppelt werden. Hierbei geht es nicht, wie in vielen anderen Studien und Untersuchungen, um einfache lineare Berechnungen, die der Konstrukteur an seinem Arbeitsplatz erledigen soll, sondern um komplexe nichtlineare Lastfälle, die oft Expertenwissen im Bereich der FEM erfordern. Abschließend wird aufgezeigt, welche Vorteile die parametrisch-assoziative Kopplung von CAD und CAE bei Optimierungsprozessen und Design-of-Experiments (DOE) mit sich bringt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der gekoppelte CAD-CAE Prozess wurde exemplarisch am Beispiel des CAD-Systems CATIA V5 und des Solvers Abaqus umgesetzt und auf die Auslegung von Karosserieaußenflächen angewendet, um auf effektive Art und Weise möglichst leicht zu konstruieren und dennoch unterschiedliche, entgegengesetzte Anforderungen zu erfüllen.

2. Herkömmlicher Entwicklungsprozess hinsichtlich CAD und CAE

Im Entwicklungsprozess sind zahlreiche CAx-Programme im Einsatz. Problematisch sind die Schnittstellen zwischen unterschiedlichen Systemen wie z.B. zwischen CAD- und FEM-Programmen. Diese Schnittstellen haben unterschiedlichste Gründe, die von softwaretechnischen bis hin zu organisatorischen Fragestellungen reichen. In Bild 1 ist der herkömmliche Entwicklungsprozess mit CAD und CAE Systemen schematisch dargestellt. Eine Hürde stellt vor allem der Export und Import von CAD Daten in den einzelnen Entwicklungsschleifen. Hieraus resultieren die folgenden Nachteile:

- Berechnungsmodell muss für jede Konstruktionsvariante meistens komplett oder teilweise neu aufgebaut werden,
- Geometrie lässt sich im Berechnungsmodell nur sehr eingeschränkt ändern,
- Generierung neuer Simulationsergebnisse nach einer Konstruktionsänderung beansprucht viel Zeit.

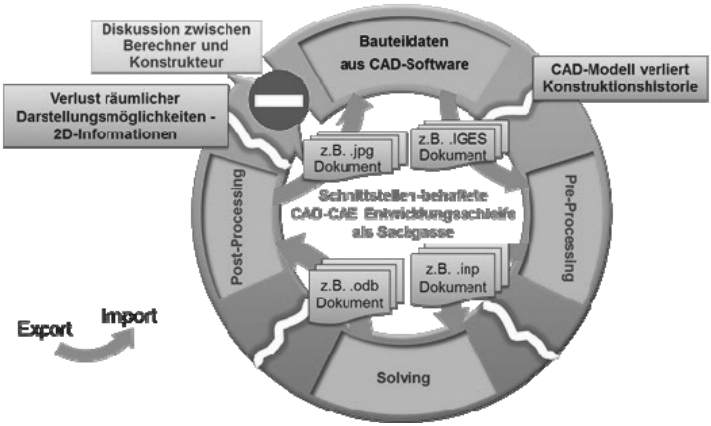


Bild 1: Herkömmlicher Entwicklungsprozess hinsichtlich CAD und CAE

Diese Nachteile führen zu Bauteilentwicklungen, bei denen nur wenige Konstruktionsvarianten untersucht werden können. Daraus resultieren wiederum Bauteile, die noch viel Optimierungspotential bieten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Herausforderungen der Auslegung von versteiften Karosserieaußenflächen

Um Karosserieaußenflächen leichter zu gestalten, müssen sowohl alternative Materialien untersucht als auch neue Versteifungslösungen entwickelt werden, die eine Blechdickenreduzierung kompensieren können. In Bild 2 ist eine Variante einer Versteifungslösung im Dachbereich gezeigt. Diese Sandwichstruktur besteht aus zwei Papierdeckschichten und einem PUR-Schaumkern. Abhängig vom verwendeten Schaum wird die Struktur in schubweich und schubsteif unterschieden. Die Sandwichstruktur wird unter das Dachblech geklebt, wobei die Verklebung variabel ist.

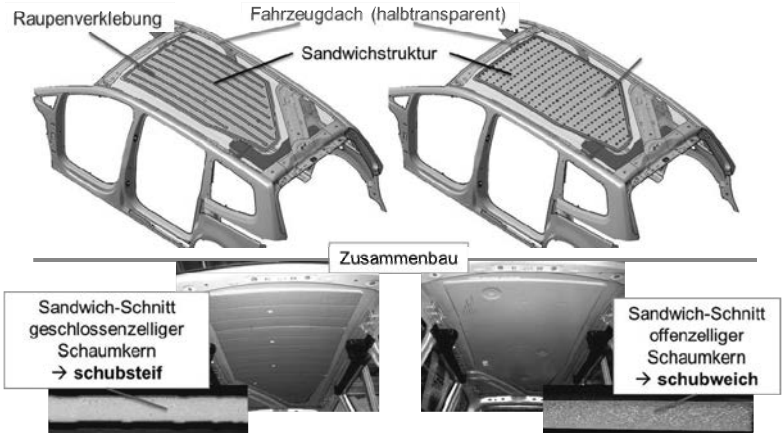


Bild 2: Beispiel einer Versteifungslösung im Dachbereich

In Bild 3 sind vier strukturmechanisch relevante Lastfälle dargestellt, die bei der Auslegung von Karosserieaußenflächen zu erfüllen sind. Die Verbundstruktur bestehend aus Blech, zwei Papierdeckschichten und einem Schaumkern bietet Variationsmöglichkeiten für jede Schicht in der Dicke und dem Material. Hinzu kommt die Verklebung, bei der die Verklebungsart variabel ist (vollflächig, raupenförmig, gesteppt und gepunktet). Jede Verklebungsart hat eigene geometrische Variationsparameter wie z.B. Breite, Länge, Dicke. Außerdem stehen verschiedene Klebertypen zur Verfügung, die unterschiedliche E-Module aufweisen. Weiterhin lassen sich die Abmaße der Sandwichstruktur variieren bis hin zu einem mehrteiligen Aufbau. Durch die verschiedenen Fertigungsverfahren gibt es ebenso unterschiedliche Anforderungen an die Geometrie der Sandwichstruktur. Wechselwirkungen der einzelnen Parameter beeinflussen außerdem zusätzlich die Steifigkeit des Gesamtsystems. Es stehen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

also zahlreiche Parameter zur Verfügung, um einerseits das Gewicht stark reduzieren zu können und andererseits alle Anforderungen zu erfüllen.

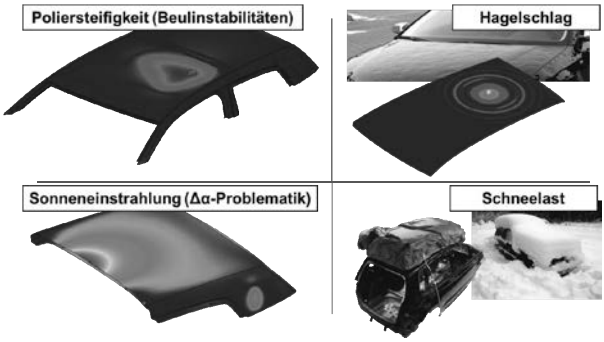


Bild 3: Strukturmechanisch relevante Lastfälle an Karosserieaußenflächen

Erschwert wird die Auslegung durch Zielkonflikte. So ist für den Lastfall Poliersteifigkeit eine möglichst hohe Steifigkeit erforderlich wohingegen beim Lastfall Sonneneinstrahlung durch die lokale Versteifungsmaßnahme und deren vom Blech meist unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten es zum sogenannten $\Delta\alpha$-Problem kommen kann. Hier muss ein Kompromiss gefunden werden zwischen einem ausreichend steifen System und einem System bei dem sich die Versteifungslösung bei Wärmeeinwirkung nicht auf der Außenfläche abzeichnet. Dabei kann auch die Verklebung eine wichtige Rolle spielen.

Eine weitere Herausforderung bei der Auslegung ist die große Anzahl an erforderlichen Berechnungen pro Konstruktionsvariante. In Bild 4 ist die max. Durchbiegung an über 200 Laststellen in Form von bunten Candles an einem Fahrzeugdach dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die max. Durchbiegung, nicht wie man es vielleicht erwartet hätte, in der Dachmitte auftritt sondern in einigen Randbereichen (rote Candles).

Das strukturmechanische Verhalten von dünnwandigen Freiformflächen bei punktueller Querlast ist schwer vorherzusagen. Für die Auslegung müssen die kritischen Stellen zunächst lokalisiert werden. Das Problem besteht darin, dass aufgrund auftretender lokaler Beulinstabilitäten (Knackfrosch) eine lokale Versteifung einmal lokalisierte kritische Stellen in ihrer Position verlagern kann. Deshalb müssen während der Auslegung immer wieder mehrere Laststellen abgeprüft werden. Außerdem sind für die Simulation des stark nichtlinearen und imperfektionsanfälligen Verlaufs der Beulinstabilitäten, Modelle mit einer hohen Prognosegüte unabdingbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

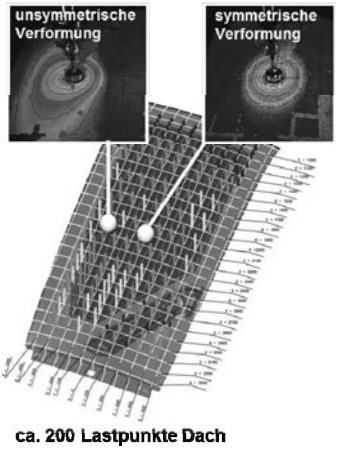


Bild 4: Max. Durchbiegung an über 200 Laststellen am Fahrzeugdach

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Auslegung einer optimalen, versteiften Karosserieaußenfläche bedingt durch den großen Variationsraum der Gestaltungsparameter, durch die Zielkonflikte sowie durch die Notwendigkeit, zahlreiche Laststellen immer wieder abzuprüfen, sehr viele Variationsrechnungen erfordert.

4. Parametrisch-assoziativ verknüpftes CAD-CAE-Modell von versteiften Karosserieaußenflächen

Um den beschriebenen Herausforderungen entgegen zu treten, wurde im Rahmen von mehreren Forschungsprojekten ein wissensbasiertes sowie parametrisch-assoziativ verknüpftes CAD-CAE-Modell entwickelt. Dieses wurde exemplarisch mit dem CAD-System CATIA V5 und Abaqus umgesetzt. Der entscheidende Vorteil von diesem Modell ist, dass sich jede Änderung der Geometrie direkt auf das Berechnungsmodell auswirkt. In Bild 5 ist der gekoppelte CAD-CAE Prozess schematisch dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

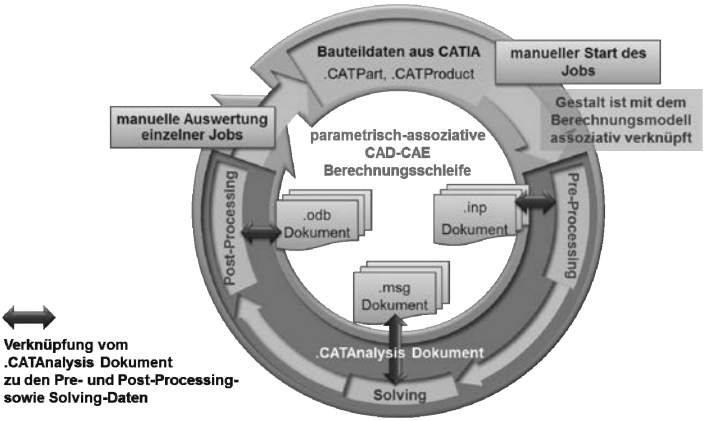


Bild 5: Schema eines parametrisch-assoziativ verknüpften CAD-CAE-Modells

Unter Beachtung einiger CAx-Methoden, die vor allem die Updatestabilität des Gesamtmodells im Fokus haben, entsteht ein CAD-Modell, in dem viel Wissen integriert ist, sowie ein FEM-Modell, das die gleiche Flexibilität aufweist wie das CAD-Modell. In Bild 6 ist der prinzipielle Aufbau des CAD-Modells am Beispiel der Konstruktionsvariante Herstellungsart Sandwichstruktur aufgezeigt. Außerdem sind in Bild 7 einige Details des Berechnungsmodells aufgeführt.

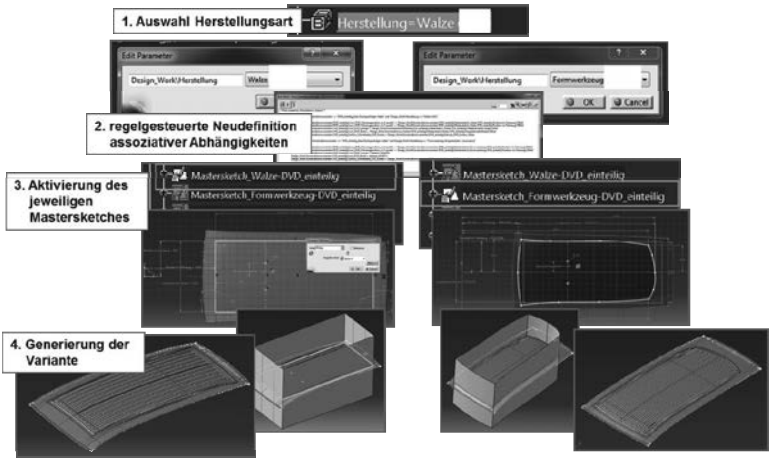


Bild 6: Prinzipieller CAD-Modellaufbau mit der Konstruktionsvariante Herstellungsart Sandwichstruktur

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

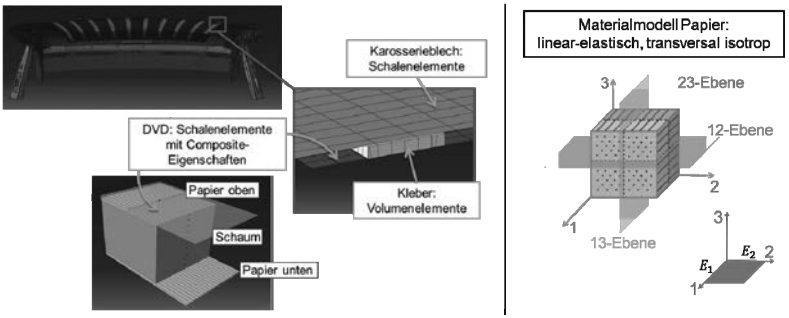


Bild 7: Ausgewählte Details vom Aufbau des Berechnungsmodells

Mit diesem gekoppelten CAD-CAE-Modell können einerseits alle geometrischen Parameter wie Kleberraupenbreite, Sandwich-Abmaße usw. variiert werden. Andererseits können aber auch direkt Konstruktionsvarianten mit völlig neuer Topologie generiert werden, wie z.B. raupenförmige oder gepunktete Verklebungen, einteilige oder zweiteilige Sandwichstrukturen usw. Nach der Parameter- oder Topologievariation wird nach wenigen Sekunden Updatezeit ein neues FEM-Modell automatisch generiert und direkt dem Solver zur Berechnung übergeben werden. Somit entfällt das Preprocessing. Das Anstoßen der Berechnung sowie die Auswertung laufen bei diesem Prozess nach wie vor manuell ab. In Bild 8 sind verschiedene Beispiele für Konstruktionsvarianten sowie die dazugehörigen, automatisiert generierten Berechnungsmodelle gezeigt.

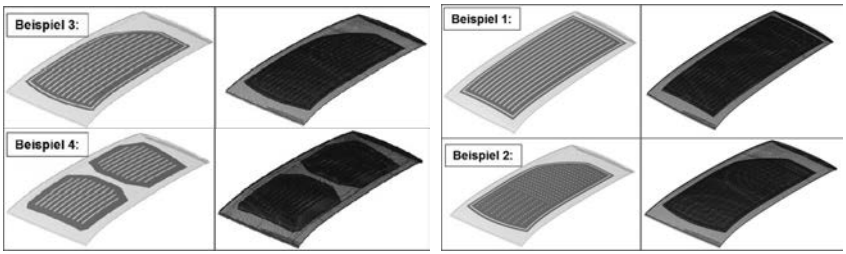


Bild 8: Beispiele für Konstruktionsvarianten inkl. dazugehöriger Berechnungsmodelle

Ein weiterer großer Vorteil des parametrisch-assoziativ verknüpften CAD-CAE-Modells ist die schnelle Adaptierbarkeit des Modells an neue Strakstände oder neue Fahrzeugprojekte bzw. Fahrzeugderivate. Durch einfaches Austauschen der Dachgeometrie wird das gesamte Modell an eine neue Freiformfläche angepasst, indem alle assoziativen Verknüpfungen neu

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

referenziert werden. Dies ist in Bild 9 am Beispiel eines Daches eines MPV's und einer Kompaktklasse dargestellt.

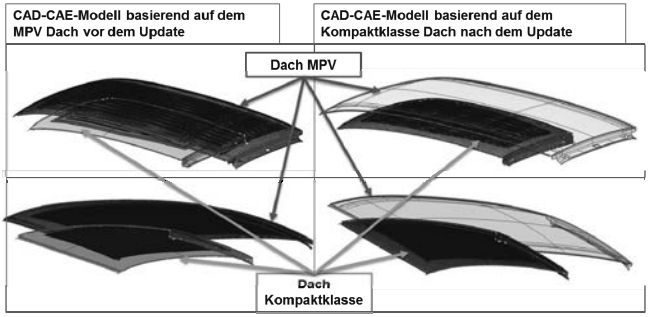


Bild 9: Beispiel für den Austausch von Fahrzeugdächern

Das Berechnungsmodell wurde an verschiedenen Fahrzeugen mit unterschiedlichen Versteifungslösungen validiert. In Bild 10 ist der Vergleich zwischen Versuch und Simulation vom Lastfall Poliersteifigkeit (lokale punktuelle Querlast) anhand der max. Durchbiegung über den Fahrzeuglängsschnitt zu sehen. Die verschiedenen Parameter werden von den Simulationsmodellen sehr gut wiedergegeben.

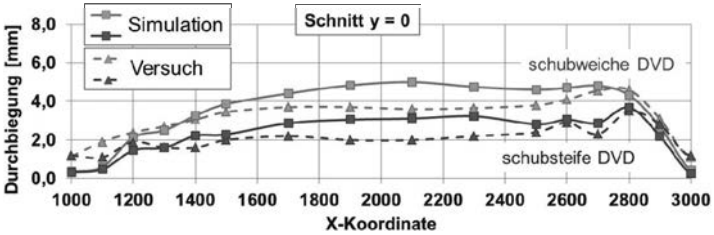


Bild 10: Abgleich Versuch und Simulation an einem MPV-Fahrzeug

5. Verknüpfung des CAD-CAE-Modells mit Optimierungs- und DOE-Routinen

Das CAD-CAE-Modell ist sehr flexibel hinsichtlich unterschiedlichster Geometrieänderungen bis hin zur Möglichkeit eines automatisierten Strakaustauschs. Die logische Konsequenz zum Einsatz dieses Modells für die Auslegung optimaler Karosserieaußenflächen besteht in der Verknüpfung mit Optimierungs- und Design-of-Experiments (DOE) -Algorithmen. In Bild 11 ist diese Verknüpfung schematisch dargestellt. Es besteht die Möglichkeit das CAD-Modell auch mit mehreren Berechnungsmodellen zu koppeln. Dadurch kann gleichzeitig der Lastfall Poliersteifigkeit und der Lastfall Sonneneinstrahlung berechnet werden, um das Bau-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

teil im zuvor beschriebenen Zielkonflikt optimieren zu können. Eine übergeordnete DOE-Routine kann die Aufgabe der Laststellenvariation übernehmen, um beispielsweise die Versteifungsmaßnahme inkl. der Verklebung an unterschiedlichen lokalen Stellen optimal auszulegen. Genauso könnten verschiedene Strakvarianten vollautomatisch untersucht werden.

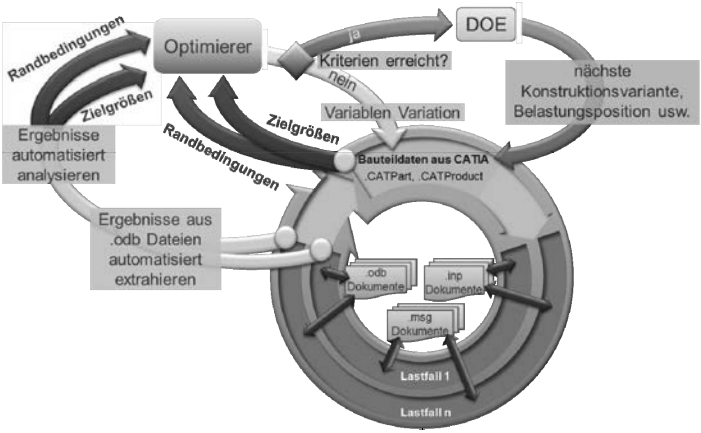


Bild 11: Parametrisch-assoziatives CAD-CAE-Modell gekoppelt mit Optimierungs- und DOE-Routinen

Um eine effektive Optimierung zu ermöglichen ist die Auswahl der relevanten Parameter und vor allem der einzelnen Zwischenwerte entscheidend. Dazu wird der kontinuierliche Wertebereich relevanter Parameter nach einem eigens entwickelten Konzept (Bild 12) diskretisiert und mit seinen zulässigen Zwischenwerten an den Optimierer übergeben.

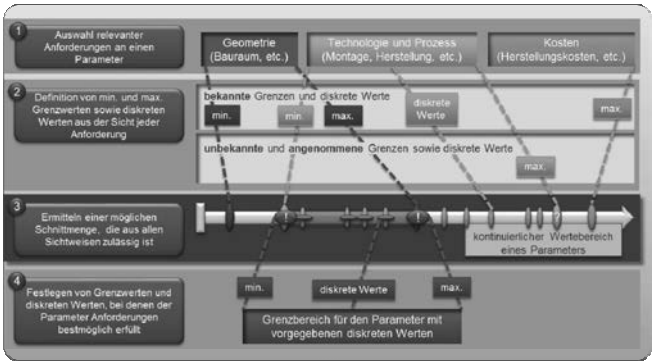


Bild 12: Konzept wissensbasierter Parameterdiskretisierung zur effektiven Bauteiloptimierung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ein weiterer entscheidender Punkt bei der Optimierung besteht in der Automatisierung der Analyse sowie der Interpretation von Simulationsergebnissen. So wird die kritische Beullast oder sogar das sogenannte soft-oil-canning (Hochpunkte in der Kraft-Weg-Kurve) nicht als direkte Größen von der Simulation berechnet. Dazu muss die Kraft-Weg-Kurve analysiert und interpretiert werden. In Bild 13 ist die Umsetzung des gekoppelten CAD-CAE-Modells mit Optimierungs- und DOE-Algorithmen in der Software Isight zu sehen.

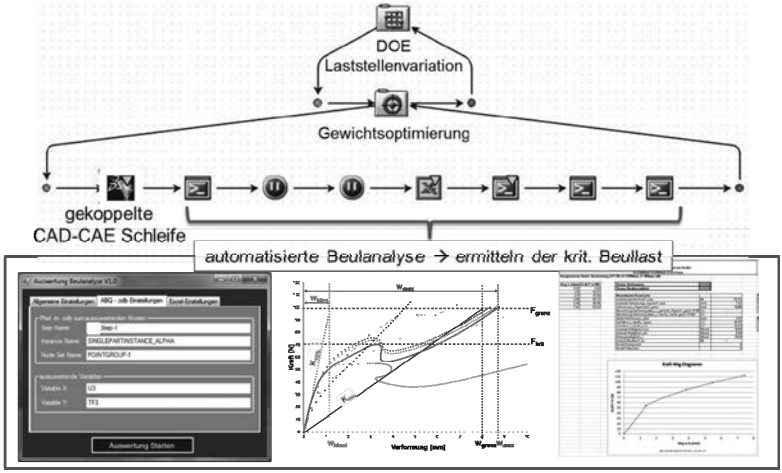


Bild 13: Parametrisch-assoziatives CAD-CAE-Modell gekoppelt mit Optimierungs- und DOE Routinen in Isight

Optimiert wird dabei das Gewicht an unterschiedlichen Laststellen unter Variation der lokalen Versteifungslösungen und Verklebungsvarianten. Hervorzuheben ist, dass nicht nur Strukturparameter, sondern auch die Topologie beispielsweise der Verklebungsvarianten (raupenförmig und punktförmig) variiert werden. Die kritische Beullast sowie die max. zulässigen Verformungen durch thermische Last werden in dem Optimierer als Randbedingung berücksichtigt. Die max. zulässige Durchbiegung ist neben dem Gewicht eine weitere Zielgröße mit einem definierten Zielwert.

Dieses neuartige, parametrisch-assoziative CAD-CAE-CAO-Modell (PACADEO-Modell) eröffnet unter Berücksichtigung mehrerer Lastfälle für die zukünftige Entwicklungsarbeit völlig neue Möglichkeiten für kontinuierliche entwicklungsbegleitende Strukturoptimierungen.

Nachfolgend werden einige Ergebnisse vorgestellt, die mit dem PACADEO-Modell generiert wurden. In Bild 14 ist die Visualisierung der Berechnungsergebnisse an über 200 Laststellen von einer Konstruktionsvariante dargestellt. Zu sehen ist die max. Durchbiegung in Form von

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bunten Candles sowie die krit. Beullast in Form von bunten Facetten. Diese Ergebnisse werden durch selbstprogrammierte Routinen direkt auf der CAD-Geometrie geplottet und bieten einen schnellen Überblick über die gesamte Dachfläche.

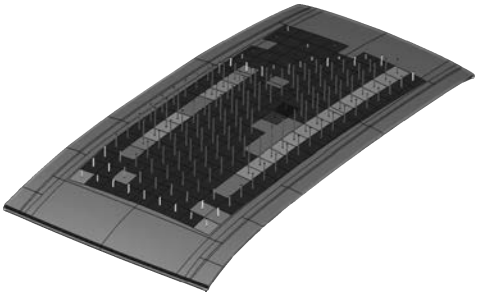


Bild 14: Visualisierung der max. Durchbiegung (Candles) und der krit. Beullast (farbige Facetten)

In Bild 5 sind Teilergebnisse einer Sensitivitätsanalyse von der Blech-Sandwichstruktur dargestellt. Ausgewertet wurde dabei der Lastfall Poliersteifigkeit. Zu sehen ist der mit dem Gewicht normierte Effekt ausgewählter Parameter der Sandwichstruktur. Der gewichtete Effekt ist als Performance des einzelnen Parameters anzusehen. Hervorzuheben ist, dass die Performance der Blechdicke bei dieser Verbundstruktur bei Variation von 0,5 mm auf 0,7 mm lediglich bei 1,43 mm/kg liegt und die Variation des Blechmaterials von Stahl auf Aluminium weist nur eine Performance von 0,82 mm/kg auf. Die im Bild dargestellten Parameter des Sandwiches liegen alle um ein vielfaches höher.

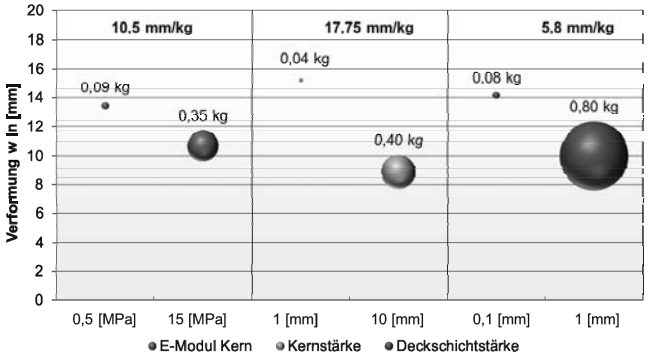


Bild 15: Performance ausgewählter Parameter einer Sandwichstruktur im Verbund mit Blech

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abschließend ist in Bild 16 eine Parameterstudie gezeigt, bei der eine parametrisch-assoziative Starkfläche unter Berücksichtigung der Krümmungsstetigkeit (G2) aufgebaut wurde. An dieser Freiformfläche wurden unterschiedliche Untersuchungen durchgeführt, unter anderem die Variation des mittleren Krümmungsradius, um den Einfluss auf die lokalen Beulinstabilitäten zu untersuchen.

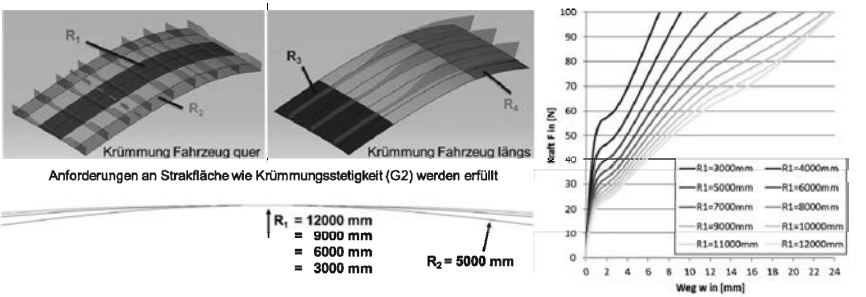


Bild 16: Einfluss des Krümmungsradius auf die lokale Querlast an einer parametrisch-assoziativen Strakfläche

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Elektrifizierter PRIMOVE Stadtbus: Funktionale Absicherung mit Fahrversuch und Simulation

Rolf Müller, Bombardier Primove GmbH, Mannheim;
Tobias Oeser, **Christian Gnandt**, TESIS DYNAware GmbH, München

Kurzfassung

Die Elektromobilität spielt zunehmend auch im öffentlichen Nahverkehr eine Schlüsselrolle. Insbesondere der Busverkehr steht dabei im Fokus, da die Busflotten zurzeit weltweit fast ausschließlich aus Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor bestehen. Durch den Einsatz von alternativen Antrieben für Busse kann die Schadstoffbelastung gesenkt und die Luft in den Städten verbessert werden. Durch den Einsatz von elektrischen Fahrmotoren, Energiewandlern und Systemen zur Schnellladung und zur Elektrifizierung von Bussen ergeben sich neue Anforderungen an die Fahrdynamik der Busse. Ein einfaches Beispiel ist ein fehlerhaftes, entgegengesetztes Antreiben der Hinterräder, welches durch die Anordnung einer E-Maschine pro Hinterrad erst möglich wird und für ein konventionelles Fahrzeug ausgeschlossen ist. Dafür existieren keine Erfahrungswerte und daher sind umfangreiche Tests zur Absicherung nötig.

In diesem Beitrag werden die Methodik sowie Ergebnisse vorgestellt, mit der bei Bombardier Primove die Absicherung eines elektrischen Stadtbusses mit Fahrversuchen durch den Einsatz von Simulation ergänzt wurde. Nach Erstellung der Modellierung der einzelnen Komponenten des Stadtbusses als mechatronisches Gesamtsystem stellt die Validierung des Modells mit Messdaten den Ausgangspunkt der Untersuchungen dar. Potentielle Fehler können an jeder Stelle, sowohl elektrisch als auch mechanisch, eingebracht und deren Auswirkungen auf das System betrachtet werden. So kann durch Aufschaltung von Fehlermomenten im elektrischen Antriebssystem die Testmatrix zur Überprüfung des Sicherheitskonzepts maßgeblich erweitert werden. Das systematische Testen der Fehlerbilder erfolgt dann sehr einfach in verschiedenen Fahrsituationen, unterschiedlichen Umgebungsbedingungen sowie mit variierten Fahrzeugparametern. Diese Variationen sowie die sichere Auslotung kritischer Fahrzeugzustände (z.B. auf Glatteis) erweitern den klassischen Fahrversuch an dieser Stelle ideal. Unterstützt wird der Prozess durch eine automatische Auswertung der Ergebnisse, was bei einer derart hohen Anzahl an Simulationen zu übersichtlichen Zusammenfassungen führt. Diese verdeutlichen dem Entwickler kritische Parameter. Die Ergebnisse bestätigen die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrsicherheit des untersuchten PRIMOVE Stadtbusses und der Beitrag zeigt zusammenfassend wie sich hier Fahrversuch und virtueller Test ergänzen.

Abstract

Electro-mobility plays an increasingly decisive role in urban public transportation. Public bus services in particular are in focus because bus fleets around the world currently consist almost exclusively of vehicles with combustion engines. Implementing alternative drive systems for buses will reduce pollution and improve the air in cities. New demands on the vehicle dynamics of buses arise due to the electric traction motors, energy converters and systems for fast charging. Consider the possibility of driving torque applied in opposite directions for each rear wheel. This simple example is only possible for a configuration where an electric motor is applied to each wheel and non-exist in conventional vehicles. Due to the lack of experience in this area, extensive tests are necessary to ensure functional safety. This paper will present the methodology as well as the results with which Bombardier ensured functional safety for an electric bus where test drives are supplemented by the use of simulation. The single components of the city bus are modelled as a complete mechatronic system. The validation of the model and model data via comparison with measured data constitutes the starting point of the investigation. Potential electrical and mechanical errors can be applied to the system at any point and their effects can be analysed. Via this approach, the test matrix can be greatly extended, e.g. by injection of incorrect error torques in the electric drive system. A systematic test procedure for different error patterns considering variation of driving situations, environmental conditions and vehicle parameters is thus possible. Through these variations and exploring critical vehicle conditions in safety (for example, driving on ice), the classic road tests at perfectly augment this stage. The overall process is supported by an automatic analysis of the results, which is imperative due to the high number of simulations, to provide a clear summary and to emphasize critical parameters for the developer. The results confirm the functional safety of the examined PRIMOVE city bus and the contribution shows how real driving tests are complemented by virtual driving tests.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung und Motivation

Die Elektromobilität spielt zunehmend auch im öffentlichen Nahverkehr eine Schlüsselrolle. Insbesondere der Busverkehr steht dabei im Fokus, da die Busflotten zurzeit weltweit fast ausschließlich aus Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor bestehen und Stadtbusse einen nicht unerheblichen Anteil am Verkehrsaufkommen im öffentlichen Personennahverkehr (ÖPNV) darstellen (Bild 1).

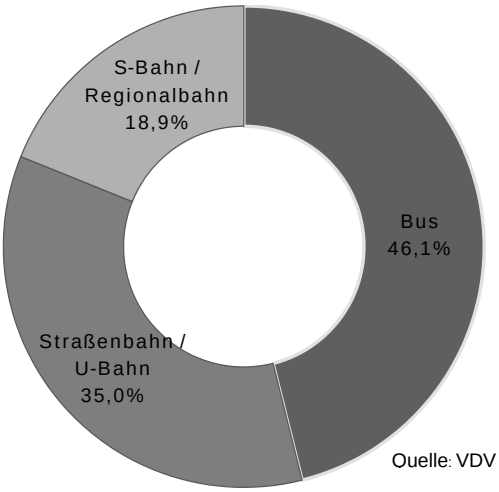


Bild 1: Anteile am Verkehrsaufkommen im ÖPNV in Deutschland (Quelle: VDV)

Busse werden auch in Zukunft eine tragende Rolle spielen, da sie die optimale Ergänzung zu anderen Verkehrsmitteln darstellen. So können Busse überall dort eingesetzt werden, wo andere Verkehrsmittel (wie S- oder U-Bahnen) enden. Gerade im öffentlichen Nahverkehr können sie flexibel eingesetzt werden, da sie nicht an das Schienensystem gebunden sind [1]. Durch den Einsatz von elektrifizierten Antrieben für Busse wird die Schadstoffbelastung gesenkt und die Luft in den Städten verbessert. Außerdem wird ein wichtiger Beitrag zur Vermeidung von Lärm und beim Klimaschutz geleistet. Dies führt insgesamt zu einer besseren urbanen Lebensqualität.

Durch den Einsatz von elektrischen Fahrmotoren, Energiewandlern und Systemen zur Schnellladung und zur Elektrifizierung von Bussen ergeben sich neue Anforderungen an die Fahrdynamik der Busse. Ein einfaches Beispiel ist ein fehlerhaftes, entgegengesetztes Antreiben der Hinterräder, welches durch die Anordnung einer E-Maschine pro Hinterrad erst möglich wird und für ein konventionelles Fahrzeug ausgeschlossen ist. Dafür existieren keine

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Erfahrungswerte und daher sind umfangreiche Tests zur Absicherung während der Entwicklung dieser Systeme nötig.

In diesem Beitrag werden die Methodik sowie Ergebnisse vorgestellt, mit der Bombardier Primove die Absicherung eines elektrischen Stadtbusses mit Fahrversuchen durch den Einsatz von Simulation ergänzt. Dazu wird in Kapitel 2 die zugrundeliegende Technologie des Stadtbusses vorgestellt. In den Kapiteln 3 bis 5 wird die Simulationsumgebung bezüglich der Systemmodellierung, der Systemanregung sowie virtuellen Fahrmanövern beschrieben. Die wesentlichen Ergebnisse der Absicherung sowie Erfahrungen werden in Kapitel 6 vorgestellt und in Kapitel 7 eine Zusammenfassung sowie Ausblick gegeben.

2. Beschreibung Gesamtsystem „Elektrischer Stadtbus“

Als Basis des Stadtbusses wird ein Linienbus des Herstellers Hess verwendet. Der Bus wird durch Komponenten des PRIMOVE E-Mobilitätsportfolio von Bombardier erweitert. Es ermöglicht Städten und der Verkehrsindustrie den einfachen Einstieg in die Elektromobilität. Das PRIMOVE Gesamtpaket (Bild 2) beinhaltet ein induktives Schnellladesystem, leichte und langlebige Batterien sowie einen effizienten Elektroantrieb [2].

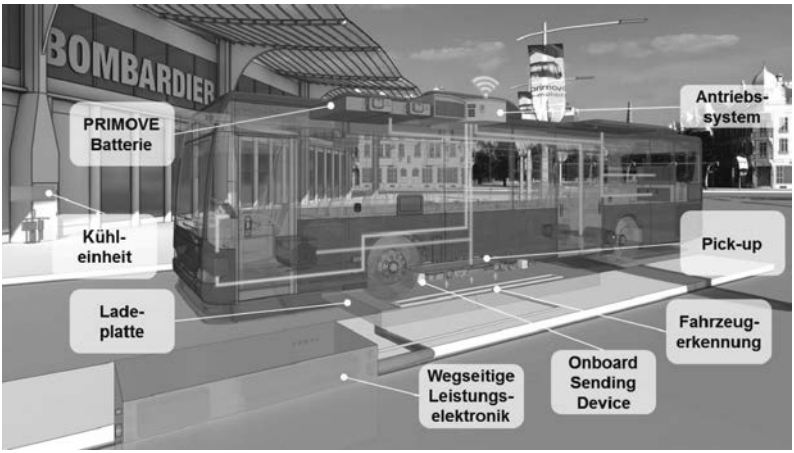


Bild 2: PRIMOVE Komplettpaket für die Verkehrsindustrie (Quelle: Bombardier)

Der Aufbau des PRIMOVE Antriebssystems basiert auf dem bewährten Design und den erprobten Konzepten der Produkte von Bombardier für den Schienenverkehr. Mit der Adaption dieser Architektur für die Verwendung in E-Bussen wurde ein hoch integriertes Produkt mit minimalen Schnittstellen zum Fahrzeughersteller (OEM) geschaffen, welches dennoch die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Flexibilität für die Verwendung auf allen Fahrzeug-Plattformen aufweist. Möglich macht dies die Integration der wichtigsten Umrichter-Komponenten, inklusive Steuer- und Versorgungstechnik, in eine zentrale Power Equipment Box (PEB). Das PRIMOVE Antriebssystem ist komplett modular und bietet somit eine große Bandbreite an Möglichkeiten für die Anpassung an jedes Fahrzeug. Das gesamte Energiemanagement sowohl für Antrieb als auch für die Hilfsaggregate ist in einer Box integriert. Diese bietet die Wahl zwischen zwei verschieden Leistungsklassen der Motorwechselrichter und der Ansatz der Hilfsbetriebeversorgung ermöglicht flexible Konfigurationen und Anpassungen je nach gewünschter Lösung. Als Antriebsachse wird die Portalachse AVE 130 des Herstellers ZF verwendet (Bild 3). In der Elektroportalachse sitzen zwei wassergekühlte Asynchronmotoren an jedem Rad. Diese haben eine maximale Leistung von 125kW und beziehen ihre Gesamtleistung aus relativ hohen Umdrehungen. In der AVE 130 ist deshalb an den Radnabenmotoren noch eine Zweistufen-Übersetzung integriert [4].

Bild 3: ZF Portalachse (Quelle: ZF)

Im Verbund ergibt sich so ein modular aufgebautes Gesamtsystem „Elektrischer Stadtbus“. Dieses lässt sich in den wesentlichen Kenngrößen, wie Gesamtlänge, Achsenkonfiguration, Antriebskonfiguration und vielen mehr, vielfältig variieren und an den jeweiligen Anwendungsfall anpassen. Tabelle 1 fasst die wichtigsten Kenngrößen für das in dem geschilderten Projekt betrachtete Gesamtsystem zusammen:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Kenngrößen Gesamtsystem

Parameter	***Wert***
Länge	12 m
Leergewicht	12 t
Max. Zuladung	6 t
Max. Radmoment pro Seite	10000 Nm

3. Systemmodellierung und Validierung

Die Modellierung des Systems erfolgt im Simulationsframework DYNA4 auf Basis des Anwendungspaketes DYNA4 Commercial Vehicle [5]. Dieses Anwendungspaket beinhaltet ein hochauflösendes echtzeitfähiges Mehrkörpersimulationsmodell auf Basis von Matlab Simulink für die Fahrzeug-, Achs- und Lenkungsmodellierung des Stadtbusses. Durch die Verwendung des Reifenmodells TMeasy können fahrdynamische Effekte von der Straße auf den Bus detailliert abgebildet werden. Zur Modellierung notwendige Parameter werden zum einen aus den gegebenen Fahrzeugkenngrößen wie Dimensionen und Massenverteilung abgeleitet. Zum anderen werden auch typische Kenngrößen für Busse herangezogen. Dadurch steht ein verwendbares und valides Fahrzeugmodell für das Basissystem zur Verfügung.

Im nächsten Schritt werden die für die Elektrifizierung notwendigen Komponenten aus den zur Verfügung stehenden Modellbibliotheken für Elektromobilität hinzugefügt. Dies sind allen voran die Elektromotoren als Ersatz für einen konventionellen Antriebsstrang sowie deren Energieversorgung und elektronische Ansteuerung. Für diese Komponenten stehen die Kenngrößen wie Momentenkennlinien und Systemreaktionszeiten (Momentenaufbau) zur Verfügung und werden für die Parametrierung der Modellkomponenten verwendet. Bild 4 zeigt die wesentlichen Komponenten des Gesamtmodells sowie die für die Elektrifizierung spezifischen Hauptkomponenten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

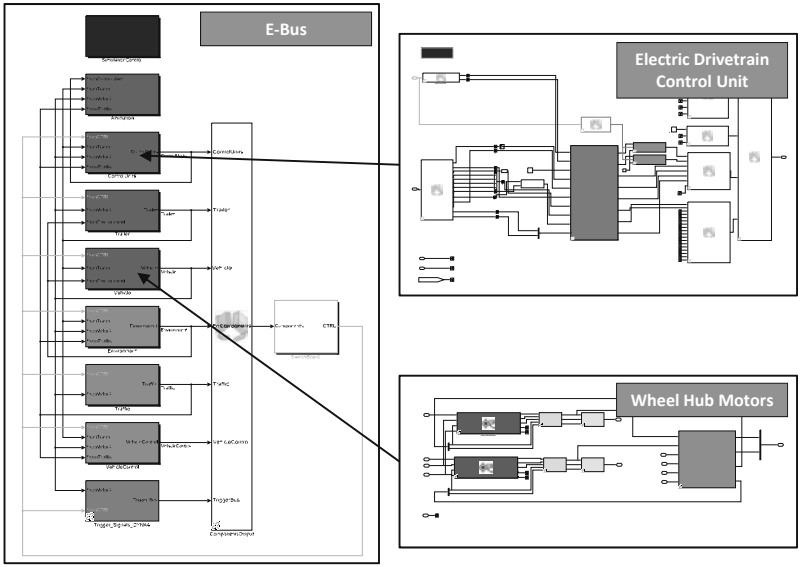


Bild 4: Verwendetes Simulink Modell

Durch die hohe Modellierungstiefe des Gesamtmodells sowie die zur Verfügung stehenden Parameter ist eine Simulation von Standardmanövern der Fahrdynamik (z.B. maximale Beschleunigung, maximales Bremsen oder Lenkwinkelsprung) mit einem hohen Anspruch an die Korrelation mit der Realität möglich. Dabei werden Simulationsergebnisse mit Messdaten von realen Fahrmanövern verglichen. Die Simulationsergebnisse werden für die längs- und querdynamische Validierung des Modells herangezogen. Ist die grundsätzliche Validität des Modells und der Bedatung nachgewiesen, kann in die Validierungstiefe in vielen Details beliebig gesteigert werden und hängt im Wesentlichen von den verfügbaren Messdaten des realen Fahrzeugs ab. Hier wurde das Fahrzeug zusätzlich zur reinen Fahrzeugnetzwerkmessung mit genauerer Messtechnik (differential GPS) ausgerüstet, um die Bewegungen des Fahrzeugkörpers exakt festzuhalten.

So ist die Abweichung des Fahrzeugkörpers aus der Fahrspur bei Auftreten von Fehlermomenten ein wichtiges Kriterium bei der Bewertung der Sicherheit des Gesamtsystems. Liegen die Messdaten vor, so können diese anhand verschiedener Ansätze mit Simulationsdaten verglichen werden. Im vorliegenden Projekt ist das zum einen die Nachfahrt gemessener Geschwindigkeitsverläufe und Trajektorien mit einem Fahrregler bzw. Fahrermodell; zum

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

anderen die direkte Einspeisung gemessener Motormomente. Bild 5 zeigt hier den qualitativen Vergleich eines Längsdynamik-Manövers.

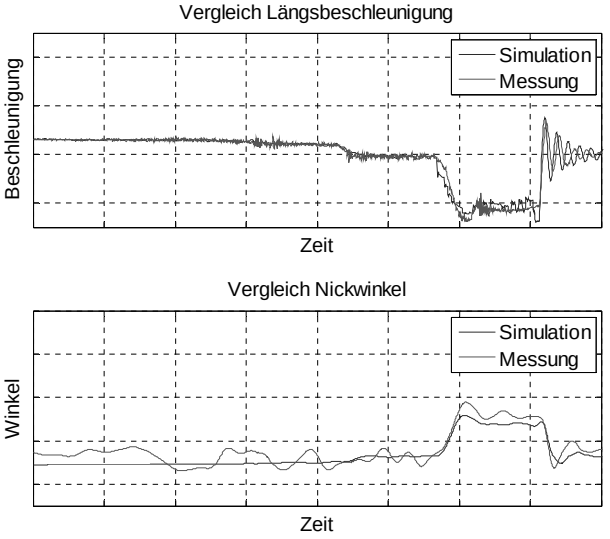


Bild 5: Vergleich zwischen Messung und Simulation

4. Systemanregung

Wie schon im vorangegangen Kapitel erwähnt, ist eines der zu untersuchenden Fehlerbilder das Auftreten von Fehlermomenten in den Elektromotoren. Fehlermomente sind definiert als Momente, die nicht vom Fahrer angefordert wurden oder in anderer Richtung als vom Fahrer angefordert wirken. Die Besonderheit des elektrischen Antriebsstrangs liegt hier in der Verwendung je eines Motors pro angetriebenen Rad. D.h. es sind Momentenkonstellationen möglich, die in einem konventionellen Antriebsstrang nicht auftreten können und daher auch nicht von Fahrversuchen mit konventionellen Fahrzeugen abgeleitet werden können. Am deutlichsten veranschaulicht sich dieser Sachverhalt in dem Fehlerbild "linkes Rad antreibend, rechtes Rad abbremsend". Im Sinne einer Worst Case Betrachtung kann man weiterhin für beide Seiten das maximal mögliche Moment ansetzen. Um diese und andere Fehlerbilder zunächst in der Simulation darstellen zu können, wurde ein entsprechendes Interface im Modell geschaffen. Diese sogenannten Fehleraufschaltungsblöcke können in beliebiger Anzahl und an beliebigen Stellen im Modell eingefügt werden. Danach ist man in der Lage

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

durch reine Änderung von Parametern das Verhalten zu bestimmen. So stehen die üblichen Fehler wie z.B. Offset, Gain, Replace sowie auch frei zu definierende Zeit-Tabellen zur Verfügung. In diesem Projekt wurden derartige Blöcke in die Sollmomentensignale der Elektromotoren eingefügt. In Verbindung mit einer geeigneten Motorparametrierung kann man so unabhängig von der Fahrsituation und ohne Änderung des Modells alle vorstellbaren Momente in definierbarer Ein- und Abschaltzeit auf die Räder wirken lassen. Naturgemäß stellt sich ein solcher Eingriff in einem realen Fahrzeug deutlich komplizierter dar. Hierfür müssen z.B. erst einmal alle Sicherheitsfunktionen deaktiviert werden. Diese betreffen sowohl den Bauteilschutz als auch die Fahrstabilität. Aktive Sicherheitsfunktionen könnten durch Eingriff in die Momentenstellung die Fahrzeugreaktion ggf. stark beeinflussen. Desweiteren muss ein Interface für die Momentenaktivierung vorhanden sein. Hier können Entwicklungssteuergeräte oder geeignete Schnittstellen (z.B. CAN Botschaften für Entwicklungszwecke) zum Einsatz kommen.

Bild 6: Animation des Fahrzeugs mit aufgeschaltetem Differenzmoment (grüne Pfeile)

5. Virtuelle Fahrmanöver

Nach der Erstellung des Fahrzeug- und Fehlerinjektionsmodells und deren Parametrierung wurden die Fahrmanöver entsprechend einer vorab definierten Testmatrix erstellt. Im Unterschied zur Validierung des Modells werden hier also keine Messungen nachsimuliert sondern per Simulation ein Testkatalog abgearbeitet. Dessen Definition umfasst üblicherweise Variationen von Fahrzeugparametern (z.B. Beladungszustand), von Manöverparametern (z.B. Geschwindigkeiten, Querbeschleunigungen) und natürlich den zu prüfenden Fehlerbildern (z.B. antreibende Momente, bremsende Momente). Ein Vorteil der Simulation ist hier, dass alle Gegebenheiten geändert werden können. So sind z.B. auch unterschiedliche

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Reibwerte oder schwer durchführbare Fahrsituationen möglich, welche im realen Fahrversuch zum Teil schwierig zu realisieren oder mit hohem organisatorischem Aufwand verbunden sind.

Bei der Kombinatorik der Testmatrix und der Durchführung der Simulationen wird man vom Simulationsframework DYNA4 unterstützt. So entfallen Aufgaben wie Automatisierung durch z.B. Skripte oder Ergebnisdateiablage mit Zuordnung zu Variationsparametern. In den Ergebnisdateien lassen sich beliebige Zustandsgrößen erfassen, die für die Auswertung benötigt werden. Da schon ab einer relativ geringen Anzahl an Simulationen eine manuelle Auswertung der Ergebnisse durch z.B. Betrachten und Vergleichen von Zeitreihen sehr aufwändig wird, wurde hier eine automatische Auswertung mit Berechnung von Kennwerten nachgeschaltet. Diese Kennwerte definieren sich aus dem Unterschied eines Signals zwischen einer Referenzsimulation (ohne Fehleraufschaltung) und einer Simulation mit Fehleraufschaltung in einem definierbaren Zeitintervall. Dies kann beispielhaft „maximale Spurabweichung innerhalb von 2 Sekunden nach Fehleraufschaltung“ sein. Es können auch beliebige komplexe Zusammenhänge dargestellt werden. Derart berechnete Kennwerte stellen dann einen skalaren Wert pro Kennwert und Fehlerbild dar, welche so sehr übersichtlich in Diagrammen oder Tabellen dargestellt werden können (Bild 7).

Fehlertyp	Masse	Geschw.	Reibwert	Manoeverparam. n	MaxSpurabweichung t1[ms]	Kennwert 2	Kennwert n	Hyperlink
Reference	m1 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar
Fehlerbild 1	m1 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	0,00	...	...	Report_1.pdf
Fehlerbild 2	m1 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	0,00	...	...	Report_2.pdf
Reference	m2 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar
Fehlerbild 1	m2 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	0,00	...	...	Report_3.pdf
Fehlerbild 2	m2 [t]	v1 [km/h]	mue1 [-]	...	0,00	...	...	Report_4.pdf
Reference	m1 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar
Fehlerbild 3	m1 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	0,05	...	...	Report_5.pdf
Fehlerbild 4	m1 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	0,05	...	...	Report_6.pdf
Fehlerbild 1	m1 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	0,02	...	...	Report_7.pdf
Fehlerbild 2	m1 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	0,02	...	...	Report_8.pdf
Reference	m2 [t]	v2 [km/h]	mue1 [-]	...	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar
...								
Reference	m2 [t]	v3 [km/h]	mue3 [-]	...	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar	nicht verfügbar
Fehlerbild 1	m2 [t]	v3 [km/h]	mue3 [-]	...	0,02	...	...	Report_n.pdf
Fehlerbild 2	m2 [t]	v3 [km/h]	mue3 [-]	...	0,02	...	...	Report_n+1.pdf

Bild 7: Beispielhafte Ergebnisdarstellung als Übersichtstabelle in Excel

So können aus einer sehr großen Anzahl von Simulationen leicht Trends oder Überschreitungen zulässiger Grenzen abgelesen werden. Zusätzlich wird pro Fehlerbild eine frei definierbare Anzahl von Zeitreihen oder anderen Diagrammen in je einem Report abgelegt. Eine gezielte detaillierte Analyse in den Ergebnisdateien ist durch die Zuordnung zu dem entsprechenden Manöver und sonstigen Parametern ebenfalls einfach durchführbar. Bild 8 zeigt hier beispielhaft einen Plot, in dem die Trajektorien von Referenz – und Fehlersimulation darge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

stellt sind. Je ein Fahrzeug visualisiert in diesem Plot die Zeitpunkte von Fehleraufschaltung und Fehlerabschaltung. Derartige Darstellungen in den Reporten ermöglichen eine schnelle visuelle Analyse des skalaren Kennwerts „Spurabweichung“. Dieser Analyse kann dann eine gezielte Ergebnisanalyse folgen.

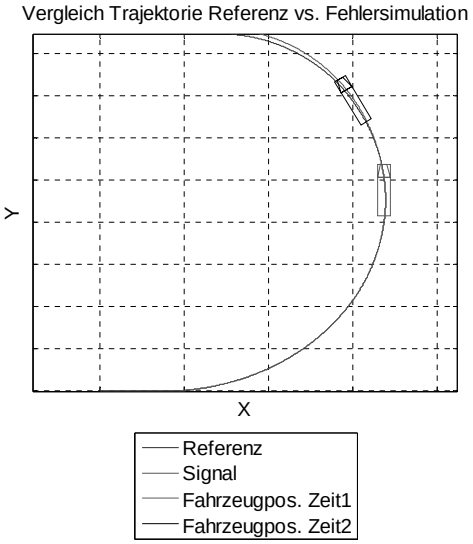


Bild 8: Vergleich zwischen Referenz- und Fehlersimulation

6. Projektergebnisse

Der „Elektrische Stadtbus“ konnte für die virtuellen Tests mit seinen spezifischen Erweiterungen modelliert und parametriert werden. Die vorgegebene Testmatrix konnte durch Manövereinstellungen und Fehlerinjektion automatisiert simuliert werden. Ein entsprechendes Postprocessing lieferte eine Nachbereitung der reinen Simulationsmessdaten, in welcher diese um Übersichtstabellen und angepasste Reportformate erweitert wurden. Diese Ergebnisse können vom Gesamtsystemlieferanten mit den spezifisch definierten Grenzwerten verglichen werden um ggf. problematische Szenarien oder Konfigurationen zu identifizieren. Die vollautomatische Ausführung und Auswertung erlaubt auch gezielte Variationen zur Identifizierung von Sensitivitäten, welche wiederum ein besseres Systemverständnis generieren können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Simulation des Gesamtsystems „Elektrischer Stadtbus“ ist für Bombardier die ideale Ergänzung zum Fahrversuch. Durch eine beliebig detaillierbare und variierbare Testmatrix bietet Simulation eine erhöhte Abdeckung und somit Sicherheit bei der Absicherung. Weiterhin ist die Methodik gut geeignet um kosteneffizient valide Aussagen zu bekommen – sei es als Vorbereitung realer Testfahrten oder als Erweiterung dieser.

Im konkreten Fall wurden Einflüsse der Fehlerinjektion auf das Gesamtsystem untersucht. Dabei wurden gezielt Fahrereinflüsse verhindert, indem Fahrereingaben für die Fehlerzeit festgesetzt wurden. Während es kaum von Interesse ist, ob und insbesondere wie ein virtuelles Fahrermodell auf derartige Fehler reagiert, so ist dies dennoch ein interessanter Punkt für reale Fahrer einen solchen Systems. Im konkreten Projekt wurde der Fahrereinfluss detailliert im Fahrversuch erfasst und bewertet. Ein Beispiel stellt das Szenario „ungewollte Beschleunigung bei Verzögerungswunsch“ dar.

Als Ausblick kann man die Methode im Simulationsbereich um den menschlichen Faktor durch Fahrsimulatoraufbauten (Driver-In-The-Loop) erweitern. Auch ein geeignet abgestimmtes virtuelles Fahrermodell kann Aussagen über die Kontrollierbarkeit von Fahrsituationen liefern. Zusätzlich sind beliebige Erweiterungen an Manövern, Fehlerbildern und sonstigen Testumfängen realisierbar.

8. Literaturverzeichnis

[1] Verband der Automobilindustrie. Busse – mit Sicherheit umweltfreundlich. https://www.vda.de/de/services/Publikationen/busse---mit-sicherheit-umweltfreundlich.html, Abgerufen am 14.09.2016

[2] Bombardier. True e-mobility. http://primove.bombardier.com/de.html, Abgerufen am 14.09.2016

[3] Bombardier. PRIMOVE Antriebssystem für E-Busse. 2016

[4] ZF. Emissionsfrei und sehr zugkräftig Die Elektroportalachse AVE 130. http://www.zf.com/corporate/de_de/magazine/magazin_artikel_viewpage_22132904.html, Abgerufen am 14.09.2016

[5] DYNA4 Framework: Simulationssoftware für die Fahrzeugentwicklung https://www.tesis-dynaware.com/produkte/dyna4-framework/uebersicht-und-vorteile.html, Abgerufen am 14.09.2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Objektivierungspotenzial der operativen Validierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation

Potential for Objectification of the Operational Validation in the Scope of Vehicle Dynamics Simulations

M. Viehof, M.Sc., **H. Niemann**, B.Sc., Prof. Dr. rer. nat. **H. Winner**, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt;
Dr.-Ing. **M. Kochem**, Adam Opel AG, Rüsselsheim

Kurzfassung

Die Validierung stellt einen notwendigen Prozess in der simulationsbasierten Forschung dar, da mit ihr der Vertrauensnachweis für die Simulationsergebnisse verfolgt wird. Bis heute hat sich keine Validierungsmethode für die Fahrdynamiksimulation durchgesetzt. Der Stand der Technik zeigt, dass die übliche Vorgehensweise stark subjektiv geprägt ist und kein generelles Vertrauen aufkommen lässt. Um systematisch zu diesem Ziel zu kommen, wird ein neues Konzept einer Validierungsmethode abgeleitet, das die Qualitätsmerkmale *Anforderungsbezug, Nachvollziehbarkeit*, *Praktikabilität* sowie *durchgängige Objektivität* erfüllt. Als eine vielfältig einsetzbare, objektive Validierungstechnik wird die Sensitivitätsanalyse vorgestellt. Ihre Anwendbarkeit wird anhand von Versuchen auf einem Vierstempelprüfstand für die vertikaldynamische Modellvalidierung demonstriert.

Abstract

Validation is a necessary process in the simulation-based research since it gives an evidence for the credibility of simulation results. There is no established validation method in the scope of vehicle dynamics simulations so far. The state of the art shows that the common approach is subjective in wide ranges and that no general confidence emerges. For reaching this objective a new concept of a validation method is deduced systematically. It complies with the quality characteristics *reference to requirements*, *traceability*, *applicability* and *continuous objectivity*. Sensitivity analysis is presented as variegated applicable objective validation technique. Its applicability is demonstrated by means of experiments on a four post test bench for vertical dynamics model validation.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Motivation und verbreitete Sichtweise auf den Validierungsprozess

Simulationen gewinnen in der Automobilentwicklung und speziell im Anwendungsbereich der Fahrdynamik stetig an Bedeutung, da sie gegenüber realen Versuchen wirtschaftliche und technische Vorteile bieten. Nur mit Simulationen können die steigende Fahrzeugkomplexität und Variantenvielfalt bewältigt werden, da nicht nur die Anzahl der auszulegenden Systeme steigt, sondern auch die Anforderungen und Erprobungsszenarien immer umfangreicher werden. Um trotz dieser Steigerung der Systemkomplexität die Kosten gering zu halten und wettbewerbsfähig bleiben zu können, müssen die Untersuchungen zunehmend in Simulationen, die im Gegensatz zum realen Versuch kostengünstig, schnell und automatisierbar sind, verlagert werden. [1]

Die Entwicklung, wichtige Entscheidungen und Erkenntnisse aus Simulationsergebnissen abzuleiten, stellt die Simulationsanwender vor die große Herausforderung, die Gültigkeit der Modellaussagen – also ihrer Simulationsergebnisse – zu rechtfertigen bzw. nachzuweisen. Mit eben diesem Nachweis von Validität beschäftigen sich Wissenschaftsphilosophen, Modellentwickler, Simulationsingenieure und Fahrdynamikforscher seit mehreren Jahrzehnten. [2, 3]

Die Analyse des Stands der Technik [2 bis 21] und der derzeitigen Praxis – sowohl in der wissenschaftlichen Forschung als auch in der Industrie – zeigt, dass sich bis heute keine einheitliche Validierungsmethode durchgesetzt hat und dass die Validierung zwar als notwendiger Prozess angesehen wird, aber zugleich auch meist eine nachlässige Behandlung erfährt. Grundsätzlich sind Modellentwickler bemüht, einen Glaubwürdigkeitsnachweis für die Simulation zu erbringen. In der Regel ist der Validierungsprozess hierfür aber unsystematisch und subjektiv gestaltet, sodass er in kurzer Zeit und mit geringem Aufwand durchgeführt werden kann. Er ist häufig durch kritische Hinterfragung in seiner Systematik anfechtbar und damit nicht zielführend für einen Vertrauensnachweis.

Die Vernachlässigung der Validierung resultiert im Wesentlichen daraus, dass die simulationsbasierte Datenerhebung prozessseitig aufwändiger ist als die Durchführung von Messungen, wie Bild 1 zeigt. Viele Anstrengungen werden in die beiden arbeitsintensiven Prozesse Modellerstellung und Parametrierung investiert, um ein ausführbares Modell zu erzeugen, welches im Vergleich zu einer Messung im realen System äquivalente Ergebnisse liefern soll. Der Modellbildungsprozess entscheidet über die Qualität der Simulation und ist als Notwendigkeit anerkannt. Für eine umfassende Validierung – also den Qualitätsnachweis – müssen zusätzlich Zeit und Kosten aufgebracht werden. Wenn der Modellentwickler von der Qualität des Modells überzeugt ist und die Simulationsergebnisse augenscheinlich korrekt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sind, ist die Versuchung groß, den Validierungsprozess zu vernachlässigen, da dieser den zu Beginn erläuterten Vorteilen von Zeit- und Kostenersparnis entgegenwirkt.
Ohne eine nachvollziehbare und systematische Validierung wird Simulationsergebnissen grundlegend weniger Vertrauen entgegengebracht als Messungen, die am realen System ausgeführt werden. Zudem haben Modellanwender häufig keinen Einblick in den Modellaufbau, insbesondere wenn es sich um kommerzielle Simulationssoftware handelt, die lediglich parametriert werden muss.

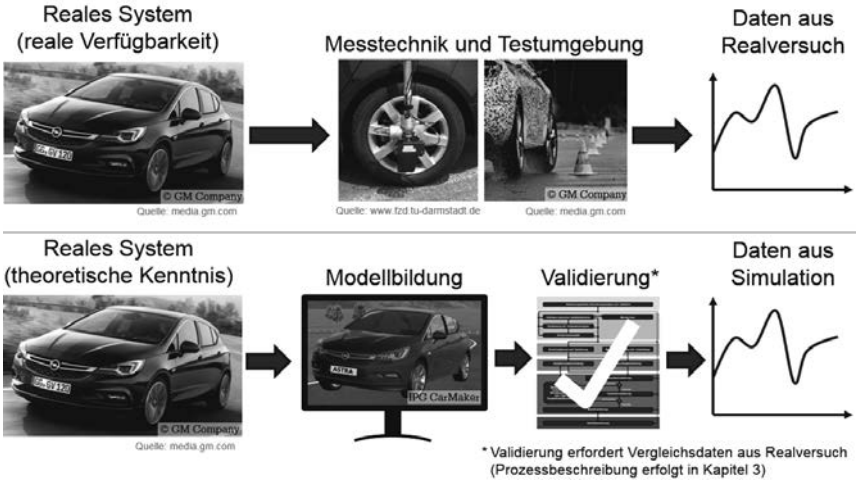


Bild 1: Prozessvergleich von Realversuch und Simulation

2. Stand der Technik und Optimierungspotential der Modellvalidierung

Eine grundlegende Erkenntnis wissenschaftsphilosophischer Untersuchungen zur Validierung von Modellen ist, dass Modelle, deren Validierung auf empirischen Beobachtungen beruht, wie Theorien zu behandeln sind, für die kein verifizierter Gültigkeitsnachweis geliefert werden kann. Simulationsmodelle, wie sie in der Fahrdynamik Anwendung finden, sind jederzeit falsifizierbar. Da die Modellvalidierung auf einem Vergleich von realen Systembeobachtungen (Messungen) mit Simulationsdaten und damit auf Empirie basiert, kann mit zunehmendem Validierungsaufwand und geeigneten Validierungstechniken das Vertrauen gesteigert werden. [22 bis 24]
Bild 2 zeigt, aus welchen Elementen sich eine Validierungsmethode zusammensetzt. Diese Übersicht ist aus dem Stand der Technik und bestehenden Validierungsstudien [2 bis 21]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

abgeleitet. Grundlegend ist zwischen der Validierungsmetrik und den metrischen Validitätskriterien zu unterscheiden.

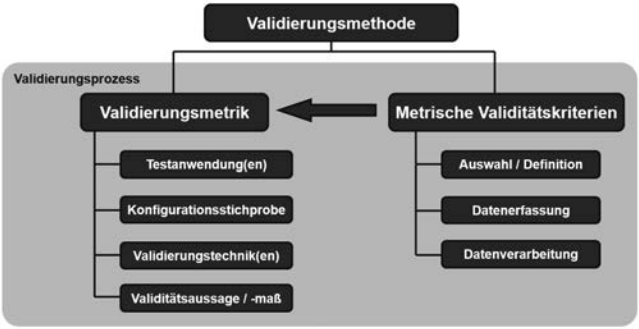


Bild 2: Elemente einer Validierungsmethode

Die Validierungsmetrik gibt vor, wie das Validitätsmaß erhoben wird. Somit legt sie die Testanwendungen, die zu untersuchenden Konfigurationen, die Validierungstechnik und das Bewertungsmaß fest. Unter Testanwendungen sind die Validierungsversuche zu verstehen, in denen die Vergleichsdaten der Simulation und Messung erhoben werden. Die Konfiguration bezieht sich auf die untersuchten Kombinationen aus Testanwendungen, Art der jeweiligen Versuchsdurchführung, Modellaufbau und Parameterdatensatz. Jedes dieser Elemente kann theoretisch bei der Validierung variiert werden, um die Modellqualität umfassender zu bewerten. Die Validitätsaussage basiert zumeist auf einer subjektiven Bewertung der Vergleichsergebnisse und resultiert in der binären Bewertung durch die Begriffe *valide* und *nicht-valide*. In der Literatur [18, 25, 26] werden jedoch auch Metriken für die Validitätsbeurteilung vorgestellt.

Die metrischen Validitätskriterien sind die fachlichen Bewertungsgrößen, die innerhalb der Validierungsmetrik betrachtet werden. Sie erfordern neben der Auswahl und Definition die Datenerfassung und Datenverarbeitung im realen Versuch.

Die gesamte Validierungsmethode ist in einen Validierungsprozess eingebettet, der die logische Abfolge der einzelnen Entscheidungs- und Datenerhebungsprozesse vorgibt. Bis heute hat sich keine Prozessdefinition durchgesetzt, die für die Modellvalidierung in der Fahrdynamik allgemeingültig herangezogen werden kann.

Die Analyse bestehender Validierungsstudien [2 bis 21] und der heutigen Praxis offenbart Defizite hinsichtlich der drei nachfolgend beschriebenen Aspekte:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Die Validierung bezieht sich zumeist auf eine Konfiguration aus Modell und Parameterdatensatz. Dies bedeutet, dass der Validierungsprozess kein Vertrauen in das Modell selbst, sondern nur in das Modell mit dem jeweiligen Parameterdatensatz stärken kann. Diese Methode bringt mehrere Nachteile mit sich.

   Zum einen kann bei Abweichungen zwischen Simulation und Messung nur sehr schwer festgestellt werden, ob diese in einem für die Untersuchung nicht geeigneten Modell oder in einer fehlerhaften Parametrierung begründet sind. Häufig erlauben die Modellentwickler Parameteranpassungen, um die Übereinstimmungsgenauigkeit zu erhöhen. In diesem Fall ist jedoch nicht nachgewiesen, ob damit tatsächlich ein Parametrierungsfehler korrigiert oder aber ein Modellfehler kompensiert wird. Diese methodische Schwachstelle führt unmittelbar zu Misstrauen in die Simulationsergebnisse.

   Zum anderen rechtfertigt diese Methode die Simulation als alternatives Untersuchungswerkzeug zu realen Messungen nicht. Wenn sich die Validierung auf eine einzige Kombination aus Modell und Parameterdatensatz beschränkt, bedeutet dies, dass bei einer Modell- oder einer Datensatzänderung der Validierungsprozess vollständig wiederholt werden muss. Es handelt sich folglich um einen ähnlichen Aufwand, wie es die direkte Untersuchung des realen Systems anhand von Messungen erfordern würde, sodass gänzlich auf die Simulation und deren Vertrauensnachweis verzichtet werden kann.

   Eine Validierung ist nur dann sinnvoll und zielführend, wenn das ausführbare Simulationsmodell selbst im Fokus der Betrachtung steht – in der Fachliteratur als *operative Validierung* (*operational validation*) bezeichnet [27]. Dies ist nur möglich, wenn das Modell mit unterschiedlichen Parameterdatensätzen getestet und die Gültigkeit unabhängig von der Parametrierung nachgewiesen wird. Diese Methode hat die Vorteile, dass sie das Vertrauen in das Modell selbst stärkt, dass sie zur Unterscheidung von Parametrierungs- und Modellfehlern geeignet ist und dass sie damit systematische Korrekturen bzw. Verbesserungen gewährleistet. Sie ist auf Modelle anwendbar, die vielfältig mit unterschiedlichen Parameterdatensätzen eingesetzt werden, um deren Anwendbarkeit zu rechtfertigen und für die verschiedenen Parameterdatensätze den Verzicht auf weitere Validierungsversuche zu legitimieren. Hierin besteht der besondere Nutzen für die Fahrdynamiksimulation in der Automobilindustrie, die ein nach dieser Methode validiertes Modell für unterschiedliche Fahrzeugvarianten oder sogar für verschiedene Fahrzeugmodelle anwenden kann, weil im Modellvalidierungsprozess einmalig die Interpolations- und / oder die Extrapolationsfähigkeit des Modells bezogen auf dessen Parameterdatensätze nachgewiesen wurde – in der Fachliteratur auch *prädiktive Validierung* (*predictive validation*) genannt [27, 28]. Zusätzliche Vergleichsversuche mit realen Fahrzeugen können dann entfallen, was zu

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

abgesicherten und vertrauenswürdigen Simulationsergebnissen bei gleichzeitig hoher Kosten-, Aufwands- und Zeitersparnis führt.

2. Alle Validierungsstudien umfassen grundlegend die in Bild 2 aufgeführten Elemente einer Validierungsmethode, was für eine richtige Herangehensweise spricht. Dass auf die Themen Datenerfassung und -verarbeitung in den Veröffentlichungen häufig nicht eingegangen wird, ist für den Vertrauensnachweis noch akzeptabel, da davon auszugehen ist, dass sich die Autoren im Rahmen der Messdatenerhebung mit diesen Themen beschäftigt haben müssen. Die Definition bzw. Auswahl der metrischen Validitätskriterien sowie die Validierungsmetrik sind jedoch meist ohne Begründung und ohne jeglichen Bezug zu den Modellanforderungen festgelegt. Dem Betrachter stellt sich vielfach die Frage nach dem „Wieso?“. Dies bedeutet, dass die Systematik im Prozessablauf fehlt, was auf den Betrachter wie Willkür und subjektive Anpassung der Ergebnisse wirkt. Gefordert ist ein objektiver Test aller, an den Anforderungen der Simulation ausgerichteter, Modelleigenschaften.
3. Es besteht eine Vielzahl von Validierungstechniken, die sich in subjektive und objektivierbare Techniken klassifizieren lassen. Die Einstufung bezieht sich auf die Art des Bewertungsmaßstabes, nach dem die Übereinstimmungsgenauigkeit von Simulation und Messung beurteilt wird. Aufgrund des geringen Aufwands werden Simulationsmodelle sehr häufig subjektiv beurteilt. Meist entscheidet ein Fachexperte per *Augenscheinvalidierung* (*face validation*) anhand des Vergleichs von Graphen darüber, ob die Simulation valide ist oder nicht. Das Umgehen metrischer Beurteilungsmaßstäbe führt unmittelbar zu Misstrauen, da für den kritischen Betrachter der Eindruck der unsystematischen Vorgehensweise verstärkt wird, dass bereits vor der Validierung das Ergebnis der Validierungsstudie festgestanden haben könnte. Gegen diese Herangehensweise spricht, dass der Stand der Technik [29] eine sehr große Vielfalt objektivierbarer Validierungsmethoden bietet. Diese unterscheiden sich hinsichtlich der geforderten Testanwendungen und Konfigurationsstichproben. Vielen Techniken gemeinsam ist, dass sie auf statistischen Verfahren basieren. Sie sind damit besonders gut für den Zweck der Validierung geeignet, weil sie quantitative Maße für die Wahrscheinlichkeit der Modellgültigkeit liefern. Zudem können sie basierend auf Stichproben das Modell in Parameterintervallen beurteilen und liefern damit die Grundlage für die parameterdatensatzunabhängige Modellbewertung.

Der üblicherweise praktizierte Validierungsprozess und dessen Defizite lassen sich gemäß Bild 3 darstellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

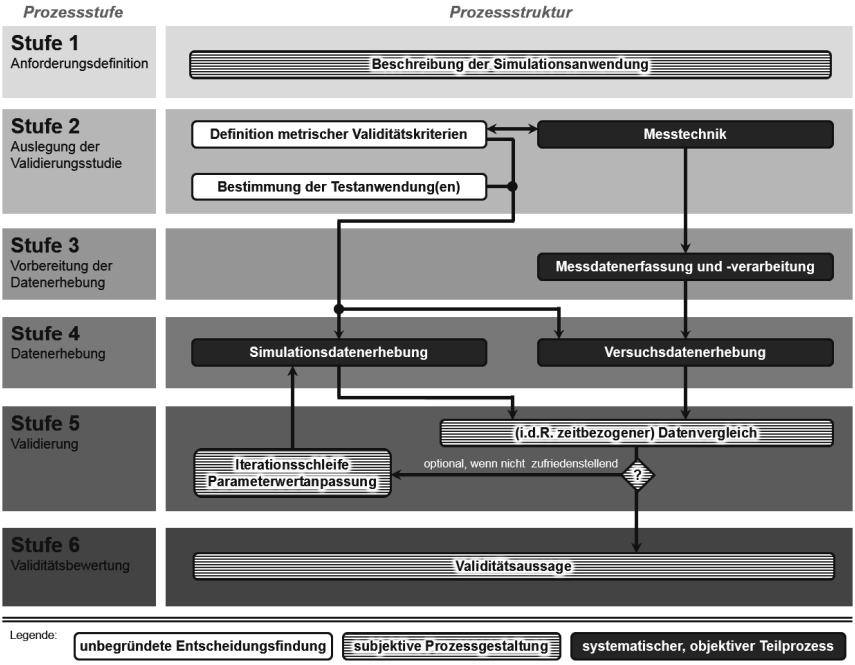


Bild 3: Üblicher Validierungsprozess und Defizite

Das Schaubild zeigt, dass die heutige Vorgehensweise bereits (mit Ausnahme der Stichprobenauswahl) die wichtigsten Elemente einer Modellvalidierungsmethode (vgl. Bild 1) umfasst. Die einzelnen Teilprozesse sind sechs Stufen zugeordnet, die zu einer logischen Ablaufreihenfolge führen und somit den Prozess in seinen zeitlichen Verlauf gliedern. Das Schaubild zeigt, dass der übliche Validierungsprozess gerade zu Beginn und am Ende die oben beschriebenen Schwachstellen, die es zu optimieren gilt, aufweist. Eine Anforderungsdefinition zu Prozessbeginn, wie sie auch im V-Modell [30] Anwendung findet, ist die Voraussetzung für messbare und kriterienbasierte Modellbewertungen. Diese wird in der Regel übergangen oder sehr oberflächlich durchgeführt. Eine Verknüpfung des Modellanwendungszwecks (Stufe 1) zu Stufe 2, in der die Validierungsstudie ausgelegt wird, erfolgt meist nicht. Hier kommt besonders die fehlende Systematik zum Vorschein, da Validitätskriterien und Testanwendungen nicht objektiv abgeleitet, sondern nicht oder unzureichend begründet definiert werden. Die Stufen 5 und 6 sind insbesondere durch die subjektive Gestaltung der Validierung und die unsystematischen Modellanpassungen verbesserungswürdig.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Neues Konzept einer objektiven Validierungsmethode

Basierend auf dem in Kapitel 2 dargestellten Stand der Technik lässt sich mit wenigen Ergänzungen und Anpassungen ein neues Konzept einer Validierungsmethode ableiten, die auf die prädiktive Validierung – also auf die Validierung des Modells selbst – ausgerichtet ist. Diese Methode erfüllt die Qualitätsmerkmale *Anforderungsbezug, Nachvollziehbarkeit*, *Praktikabilität* sowie *durchgängige Objektivität*. Hierzu werden die fehlenden Teilprozessverknüpfungen des in Kapitel 2 beschriebenen üblichen Prozesses ergänzt, die für die operative Modellvalidierung essentielle Stichprobenauswahl implementiert und die Validierung in drei aufeinander aufbauenden Qualitätsstufen unterteilt. Das Ergebnis zeigt Bild 4.

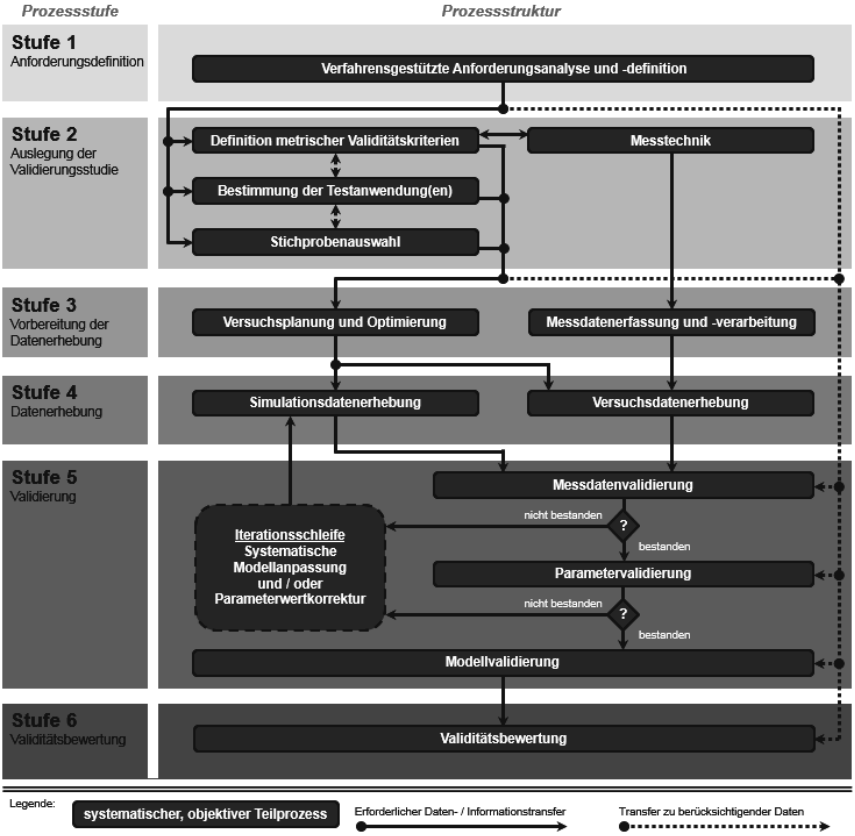


Bild 4: Prozessstruktur des neuen Validierungskonzepts

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Systematik ergibt sich durch die strikte und logische Verknüpfung der Teilprozesse, sowie den Bezug der Bewertungsprozesse auf objektive Anforderungen, die zu Beginn festgelegt werden. Die Nachvollziehbarkeit des Ablaufs und der einzelnen Prozessentscheidungen führt zu einfacher Kommunizierbarkeit der Methode, was insbesondere für Simulationen, an denen eine Vielzahl von Personen beteiligt sind, von großer Bedeutung ist. Die Objektivität resultiert aus dem gezielten Einsatz bestehender objektiver Techniken in allen sechs Stufen des Gesamtprozesses. Hierzu gehören zum Beispiel adaptierte Fehlermöglichkeits- und Einflussanalysen (FMEA) und Systemanalysen zur strukturierten Herleitung aller relevanten Modell- und Anwendungsanforderungen in Stufe 1. In Stufe 2 können beispielsweise Screeningmethoden und Sensitivitätsanalysen zum Einsatz kommen, um die richtigen Validitätskriterien, die aussagekräftigsten Testanwendungen und die für die Modellcharakterisierung geeigneten Stichproben auszuwählen. Durch Verfahren der statistischen Versuchsplanung wird der Testplan in Stufe 3 hinsichtlich Aufwandsminimierung und Erkenntnisgewinnmaximierung ausgelegt. Bei der Validierung (Stufen 5 und 6) kommen insbesondere statistische Verfahren zum Einsatz, da diese – basierend auf verhältnismäßig wenigen Stichprobenversuchen – die meisten Informationen über das Modellverhalten erheben und eine metrische Validitätsbewertung zulassen.

Die Validierung erfolgt in drei aufeinanderfolgenden Teilprozessen, die gemäß der nachfolgenden Erläuterungen eine zunehmende Modellqualität erfordern und damit jeweils einen Beitrag zum Vertrauensnachweis leisten.

1. Im ersten Schritt erfolgt die Messdatenvalidierung. Es wird untersucht, inwiefern die Messsignale mit den Ausgangsdaten der virtuellen Sensoren im Simulationsmodell übereinstimmen. Somit wird geprüft, wie gut die Datengrundlage, auf der alle weiteren Bewertungsgrößen basieren, übereinstimmt. Die Ergebnisse beeinflussen maßgeblich die zulässigen Abweichungen der Bewertungskriterien bei der späteren Modellvalidierung.
2. Im zweiten Schritt erfolgt die Parametervalidierung. Hierbei geht es darum, grundlegende physikalische Zusammenhänge anhand des Modells zu untersuchen, um mögliche Parametrierungsfehler zu identifizieren oder entscheidende Modellfehler zu erkennen.
3. Erst im dritten Schritt erfolgt die Modellvalidierung hinsichtlich der zu Beginn definierten komplexen Anforderungen. Dabei handelt es sich in der Regel um Qualitätsmerkmale des Fahrzeugs, die für einen späteren Entwicklungsschritt von Bedeutung sind – den eigentlichen Zweck der Simulation. Die Modellvalidierung sollte nur durchgeführt werden, wenn die vorherige Messdatenvalidierung und Parametervalidierung mit ausreichender Genauigkeit erfüllt wurden. Deshalb sind in diesen beiden Prozessen auch Iterationsschleifen in der Simulationsumgebung erlaubt. Die Definition der geforderten Genauigkeit ist elemen-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tarer Bestandteil der Anforderungsdefinition (Stufe 1), weshalb das Qualitätsmerkmal *Anforderungsbezug* für die gesamte Methode von großer Bedeutung ist.

4. Sensitivitätsanalyse als Validierungstechnik

Die Sensitivitätsanalyse ist eine objektivierbare Validierungstechnik, die im Validierungsprozess vielfältig eingesetzt werden kann und basierend auf Stichprobendaten interne und externe Modellzusammenhänge untersuchen kann. Unter interner Validierung ist der Nachweis zu verstehen, dass Parameter innerhalb des Modells korrekte Wirkungsweisen zeigen. Externe Validität liegt vor, wenn Parameter – einzeln oder in Interaktion – richtigen Einfluss auf Modellausgangsgrößen nehmen.

Die Sensitivitätsanalyse basiert auf einer systematischen Änderung der Eingangsvariablen und Modellparameter über den für die Anwendung relevanten Wertebereich. Dabei werden die Auswirkungen der Varianz der Eingangsvariablen auf die Varianz der Ausgangsgrößen untersucht und damit die Einflussstärke der variierten Eingangsgrößen identifiziert. Die Sensitivitätsanalyse ermittelt die Parameter mit großem Einfluss auf das Modellverhalten, sodass bei diesen einflussreichen Parametern besonderer Fokus auf die Datenvalidität gelegt werden kann. Es ist somit möglich, den Parametrierungsprozess an den Anforderungen des Modells auszurichten und effizienter zu gestalten. [29, 30]

Die Sensitivitätsanalyse ermöglicht einen Vergleich zwischen Modell und realem System, der in drei Genauigkeits- bzw. Vertrauensstufen erfolgen kann. Diese sind die Analyse (1) qualitativer, (2) quantitativer, relativer und (3) quantitativer, absoluter Übereinstimmung von Parametereinflüssen. Dies ermöglicht somit unterschiedliche Validierungsziele und Modelluntersuchungen. Die drei Analysen erfolgen auf der gleichen Datengrundlage, was zeigt, dass die Sensitivitätsanalyse besonders effizient und damit für die Modellvalidierung geeignet ist.

Es wird zwischen drei Bereichen der Sensitivitätsanalyse unterschieden: [31]

1. Das Faktor-Screening dient zur qualitativen Unterscheidung von signifikanten und nicht signifikanten Eingangsgrößen (Faktoren). Screening-Methoden zeichnen sich im Vergleich zu quantitativen Verfahren durch den geringeren Aufwand aus.
2. Die lokale Sensitivitätsanalyse untersucht das Modellverhalten in einem bestimmten Arbeitspunkt, z.B. einem lokalen Optimum. Hierbei werden nur kleine Variationen der Faktoren vorgenommen, um z.B. Stabilitätsuntersuchungen durchzuführen.
3. Bei der globalen Sensitivitätsanalyse werden die Faktoren über ihren gesamten Wertebereich variiert und damit der gesamte Faktorraum hinsichtlich der Beeinflussung der Ausgansgrößen analysiert. Diese Art der Sensitivitätsanalyse liefert umfassendes Modellverständnis und ist deshalb besonders für Validitätsuntersuchungen geeignet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da mit der Sensitivitätsanalyse auch strukturelle Modellfehler identifiziert werden können, ist sie für die operative Modellvalidierung prädestiniert. [32]

Bei den Sensitivitätsanalyseverfahren werden Techniken für lineare und für nichtlineare Modelle unterschieden, wobei letztere auch auf lineare Modelle angewendet werden können. Zu den bekanntesten globalen Techniken für nichtlineare Modelle gehören die auf der Monte-Carlo-Simulation basierende Sensitivitätsanalyse nach Sobol sowie der Fourier Amplitude Sensitivity Test (FAST) und dessen Erweiterung, der extended Fourier Amplitude Sensitivity Test (eFAST), der im Gegensatz zum FAST auch die Bestimmung der Interaktionskoeffizienten erlaubt. Die statistische Versuchsplanung ist mit der Sensitivitätsanalyse eng verbunden, da diese auf Parameterstichproben basiert. [31, 33]

Der eFAST ist nach [31, 33] durch die Nutzung der Frequenzanalyse zur Identifikation der Parametereinflüsse die derzeit robusteste und ressourceneffizienteste globale, quantitative und modellunabhängige Sensitivitätsanalysemethode.

Die Frequenzanalyse erzeugt aus einem periodischen zeitbezogenen Signal ein Amplituden-Frequenz-Spektrum, das einzelne Sinusschwingungen beschreibt, die aufaddiert und unter Berücksichtigung der jeweiligen Phasenwinkel das zeitbezogene Signal widerspiegeln. Ein Beispiel hierfür wird nachfolgend erläutert und ist in Bild 6 visualisiert.

Der eFAST ermittelt drei Arten von Effekten. Der Haupteffekt beschreibt den direkten Einfluss eines Parameters auf die Ausgangsvarianz, der unabhängig von den anderen Parametern ist. Der Interaktionseffekt resultiert aus den Wechselwirkungen des betrachteten Parameters mit den anderen variierten Eingangsparametern und ist insbesondere bei nichtlinearen Modellen maßgeblich. Der Totaleffekt entspricht der Summe aus Haupt- und Interaktionseffekt. [31, 33]

Das Grundprinzip des FAST und des eFAST ist, dass alle betrachteten Modelleingangsparameter – auch Faktoren genannt – über die Anzahl der untersuchten Stichproben gleichzeitig variiert werden. Dies geschieht jedoch nicht willkürlich, sondern jedem Eingangsparameter ist eine Frequenz zugeordnet. [31,33]

Dieses Prinzip wird im Folgenden anhand eines einfachen Beispiels verdeutlicht. Das zu untersuchende Modell sei definiert durch die Gleichung $y = f(a,b) = a + b$. Die Ausgangsgröße y soll hinsichtlich ihrer Sensitivität auf die beiden Parameter a und b untersucht werden, wobei die jeweiligen Verstellbereiche mit $2 \leq a \leq 5$ und $2 \leq b \leq 3$ definiert seien. Den beiden Eingangsparametern seien die Frequenzen $f_a = 5$ und $f_b = 7$ zugewiesen, wobei die Frequenzen die Anzahl der Parameterschwingungen (Perioden) über der Gesamtanzahl von Versuchen bzw. Stichproben n beschreiben. Aus diesem Grund haben die Frequenzen hier nicht den üblichen Zeitbezug und sind einheitslos. Die Anzahl durchzuführender Versuche sei

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

n = 100. Als Funktion zur Variation der Eingangsparameter sei der Sinus ausgewählt, wobei häufig eine Dreiecksfunktion zum Einsatz kommt, da diese den Parameterraum gleichmäßiger ausfüllt [33]. Im Gegenzug sind Falschinterpretationen möglich, da bei der Fourier-Transformation nicht nur die Grundfrequenz, sondern auch ungerade Oberwellen entstehen, die insbesondere bei Überdeckung mit den Grundfrequenzen anderer Parameter deren Sensitivitätsaussage verfälschen.

Der FAST und der eFAST definieren im ersten Schritt die n Stichproben entlang der Parameterkurve. Das prinzipielle Ergebnis ist in Bild 5 dargestellt.

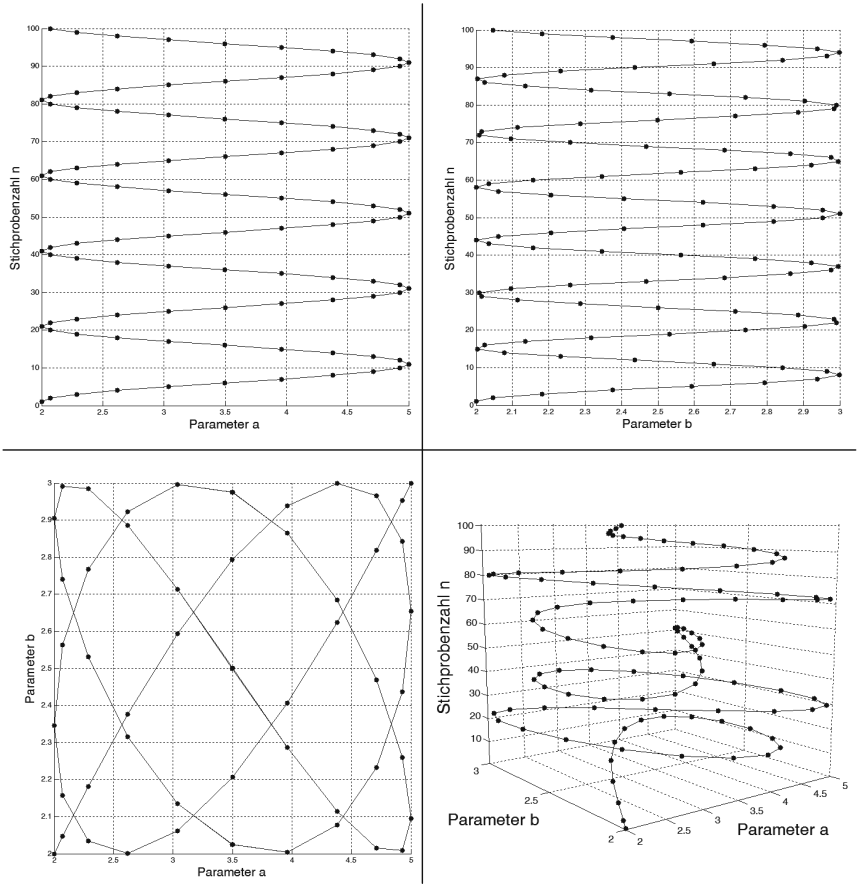


Bild 5: Stichprobenerzeugung (oben: Variation der beiden Eingangsparameter; unten links: Parameterebene; unten rechts: dreidimensionale Parameterkurve)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Jeder Verstellparameter (hier *a* und *b*) oszilliert mit der ihm zugeordneten Frequenz über der Anzahl der *n* Simulationen (Bild 5 oben links und oben rechts). Da es sich nur um zwei Verstellparameter handelt, lassen sich die untersuchten Stichproben in einer Ebene darstellen (Bild 5 links unten).

Das Prinzip bedingt, dass die Ausgangsgröße *y* des Modells entsprechend der Einflussstärke eines Eingangsparameters und mit dessen zugeordneter Frequenz über der Anzahl der Versuche variiert. Anders ausgedrückt bedeutet dies, dass ein Parameter mit großem Einfluss auf die Ausgangsgröße eine Oszillation dieser Ausgangsgröße mit großer Amplitude bei der Frequenz, die dem Parameter zugeordnet ist, aufzeigt. [33]

Dies ist für das gewählte Beispiel, das aufgrund der Art des additiven Modells nur zwei Haupteffekte aufweist, in Bild 6 dargestellt. Die Amplituden der Frequenzanalyse bilden die Basis für die Berechnung von Sensitivitätskoeffizienten. Im Beispiel betragen die Haupteffekte 75 % für Parameter *a* und 25 % für Parameter *b*, was dem jeweiligen Amplitudenanteil an der Summe aller Amplituden im Frequenzspektrum entspricht. Das Beispiel zeigt, dass der Effekt eines Parameters nicht nur von dessen Einfluss in der Modellgleichung, sondern insbesondere auch von dessen Verstellbereich beeinflusst wird. Hätten die Parameter im Beispiel die gleichen Verstellbereiche, würden sich für die gegebene Funktion die gleichen Haupteffekte ergeben.

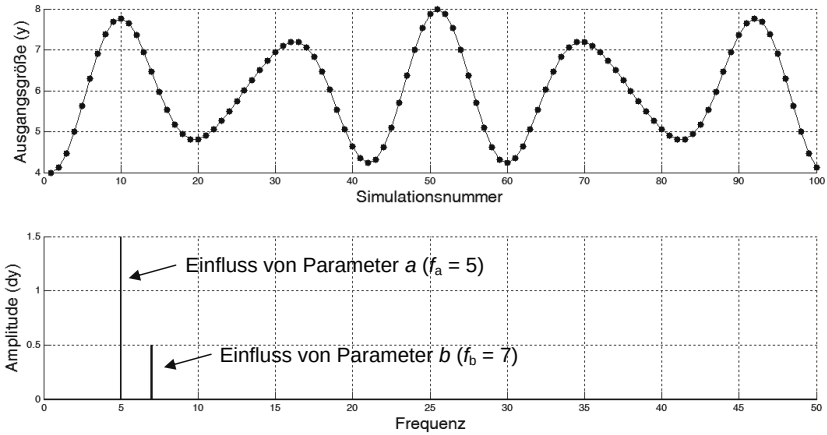


Bild 6: FAST-Auswertung (oben: Modellausgangsgröße für *n* = 100 Stichproben; unten: Ergebnis der Fourier-Transformation)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei komplexeren Modellen wird das aufgezeigte Prinzip ebenso angewendet. Herausforderungen stellen dabei die Frequenzzuweisung der Parameter, die Wahl der Parameterkurven und die Auswertung bei Nichtlinearitäten dar. Der eFAST, der eine von Saltelli entwickelte Erweiterung des FAST ist, ist durch zusätzliche Auswertung von nicht-harmonischen Frequenzen, die somit nicht direkt den Faktoren zugewiesen werden können, in der Lage, auch die Totaleffekte und Interaktionseffekte zu identifizieren. Hierzu schwingt jeder Eingangsparameter einmalig mit einer deutlich höheren Frequenz als die anderen Faktoren, um dessen Haupteffekt eindeutig identifizieren zu können und dessen Interaktionen bei den niedrigen Frequenzen zu ermitteln. [31, 33]

Für den Einsatzzweck der Modellvalidierung wurden der eFAST und OFAT-Methoden (One Factor At a Time) in eine Testautomatisierung implementiert. Diese basiert auf Matlab® und ist verknüpft mit der Simulationssoftware IPG CarMaker. Das Tool kann die Sensitivitätsanalysetechniken auf beliebige CarMaker-Modelle und CarMaker-Testruns anwenden. Innerhalb der Benutzeroberfläche kann der Anwender die gewünschten Variationsparameter, die sowohl Fahrzeugparameter als auch Manöverparameter sein können, auswählen, deren Wertebereich vorgeben, definierte Versuche selektieren und die Sensitivitäten der Verstellparameter auf die für den jeweiligen Versuch definierten Ausgangsgrößen ermitteln lassen.

5. Anwendungsbeispiele der Sensitivitätsanalyse bei der vertikaldynamischen Modellvalidierung auf einem Vierstempelprüfstand

Die Beurteilung des vertikaldynamischen Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen ist heute noch stark subjektiv geprägt. Ein Grund hierfür ist die Schwierigkeit, die Vertikaldynamik reproduzierbar, isoliert und standardisiert zu untersuchen. Im Gegensatz zur Vertikaldynamik haben sich in der Längs- und Querdynamik hierfür schon seit mehreren Jahrzehnten Einzelfahrmanöver etabliert, um diese Anforderungen zu erfüllen. [34 bis 36]

Einen Objektivierungsansatz stellt die Nutzung von Vertikaldynamikprüfständen, wie z.B. Vierstempelprüfständen, dar. Diese erfüllen die geforderten Kriterien, die oben benannt sind. Sie bieten darüber hinaus den Vorteil, künstliche Anregungssignale auf das Fahrzeug einwirken zu lassen, die eine präzise Systemanalyse im Sinne der Regelungstechnik und Schwingungsmechanik ermöglichen. Die Nutzung des Vierstempelprüfstands bietet deshalb für die objektive vertikaldynamische Modellvalidierung ein sehr großes Potenzial.

Für die operative Modellvalidierung wird neben dem realen auch ein virtueller Vierstempelprüfstand benötigt. Dieser lässt sich in der Simulationssoftware IPG CarMaker gemäß der Prinzipdarstellung in Bild 7 durch eine vertikale Fußpunktanregung der Reifen umsetzen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 7: Prinzip der Umsetzung des Vierstempelprüfstands in IPG CarMaker (nachbearbeitete Grafik aus IPG Movie)

Um den Erkenntnisgewinn von Versuchen zu erhöhen, ist es sinnvoll, einen oder mehrere Versuchsparameter kontinuierlich zu variieren. Eine vertikaldynamische Frequenzganganalyse lässt sich bspw. mit einer sinusförmigen Weganregung mit exponentiell steigender Frequenz durchführen. Der exponentielle Anstieg bietet den Vorteil, dass Oktavintervalle der Frequenzen zeitlich gleich stark in den Messsignalen vertreten sind, was für eine objektive Komfortbewertung [37, 38] hilfreich ist. Zusätzlich zur Frequenzänderung wird eine frequenzproportionale Anregungswegamplitude eingestellt, sodass die Anregungsgeschwindigkeitsamplitude stets konstant ist. Dies führt zu einem sehr breiten Frequenzspektrum, das innerhalb nur eines Versuchsdurchlaufs abgedeckt werden kann, und damit zu hoher Effizienz des Versuchs. Bild 8 zeigt oben das Anregungsprofil und unten eine beispielhafte Übertragungsfunktion mit zugehörigem Phasengang.

Ein wichtiger Anwendungszweck der Sensitivitätsanalyse in der Modellvalidierung ist das Faktor-Screening. Aus den Sensitivitätskoeffizienten kann abgeleitet werden, in welcher Stärke die einzelnen Modellparameter die relevanten Ausgangsgrößen der Simulation beeinflussen. Entsprechend der Sensitivitäten sollte die Priorisierung im Parametrierungsprozess erfolgen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

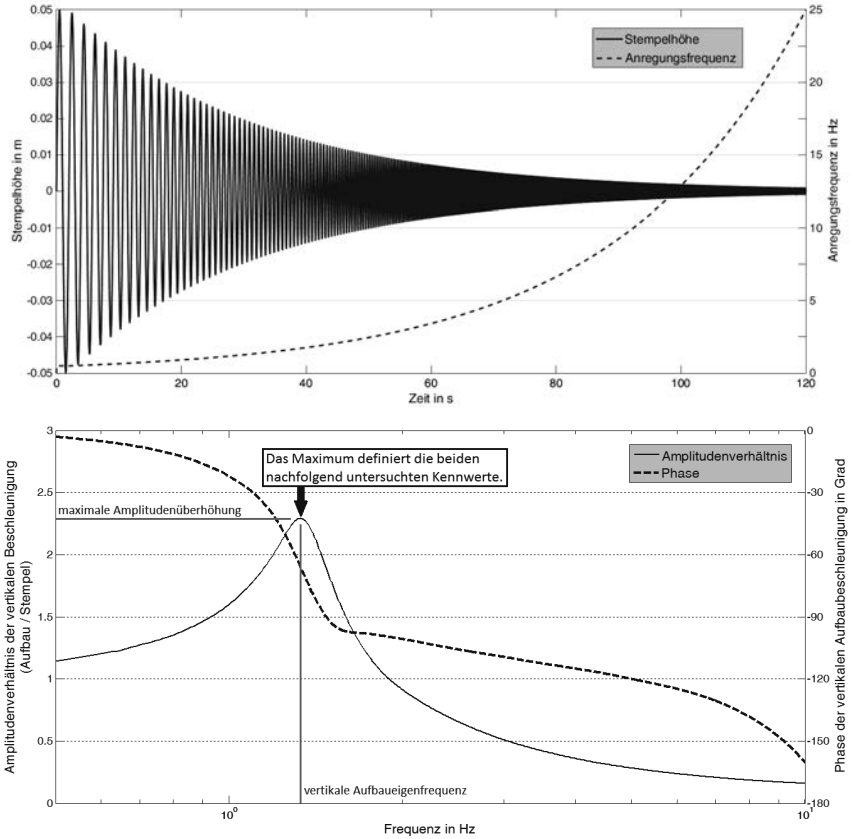


Bild 8: Anregungsprofil und Amplitudengang des Vierstempelprüfstand-Versuchs

Bild 9 zeigt für eine spezielle Fahrzeugkonfiguration mit relativ weit vorne liegendem Schwerpunkt zwei beispielhafte Ergebnisse des eFAST für eine Fahrzeuganregung gemäß Bild 8. Die betrachteten Ausgangsgrößen sind die vertikale Aufbaueigenfrequenz und die maximale Amplitudenüberhöhung der vertikalen Aufbaubewegung. Diese beiden Kennwerte beschreiben somit die Lage des Maximums der Amplitudenverhältnis-Kurve (Übertragungsfunktion) im unteren Diagramm in Bild 8.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

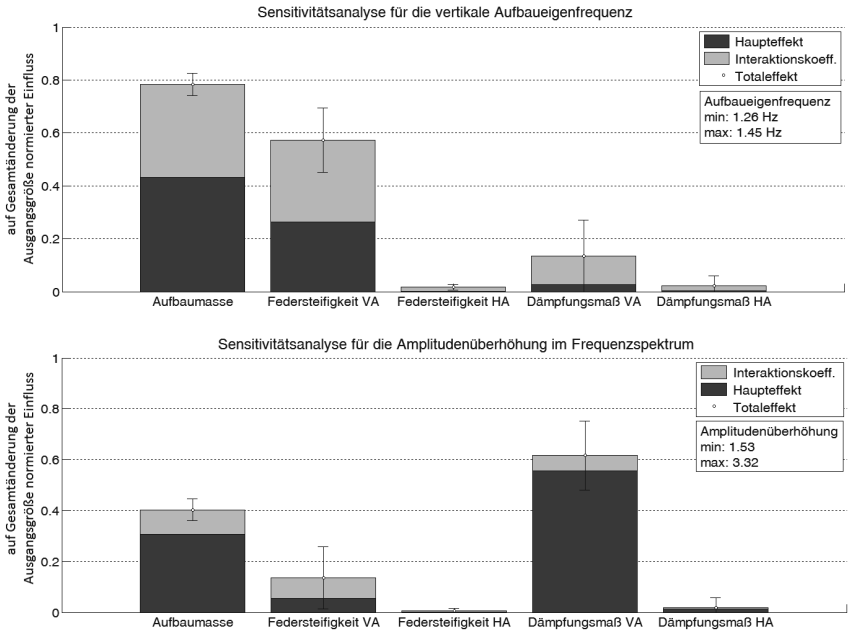


Bild 9: Beispielhafte Ergebnisse des eFAST

Die Fehlerbalken, wie sie auch in Bild 9 gezeigt werden, sind ein von Wohlrab [39] eingeführtes Unsicherheitsmaß für den eFAST. Um den Parameterraum besser abzudecken, werden für die Systemanalyse meist mehrere (Anzahl n_K) Parameterkurven, die unterschiedliche Phasenwinkel aufweisen und damit verschiedene Parameterkombinationen hervorrufen, herangezogen. Für jede der n_K Parameterkurven erfolgt eine eFAST-Auswertung. Das Gesamtergebnis, wie es in Bild 9 dargestellt ist, basiert auf der Mittelung der Effekte der n_K Teilsimulationen. Die Fehlerbalken stellen die Standardabweichungen der Totaleffekte aus den n_K Auswertungen dar und geben somit Auskunft über die Schwankungen der Effekte infolge unterschiedlicher Parameterkurven bzw. Parameterkombinationen. Kleine Fehlerbalken belegen einerseits ein bezüglich der Kombinationen von Eingangswerten robustes Systemverhalten und andererseits die korrekte Anwendung des eFAST sowie dessen quantitative Aussagekraft.

Aus der Sensitivitätsanalyse kann abgeleitet werden, dass die beiden Parameter der Hinterachse (HA) im Vergleich zu den anderen drei betrachteten Parametern keinen signifikanten Einfluss auf die beiden Bewertungsgrößen haben. Die Erkenntnis, dass bestimmte Parame-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ter zu keiner oder nur zu einer sehr geringen Beeinflussung der Ausgangsgröße führen, ist eine wichtige Information für die Modellvalidierung, um eben solche Parameter aus Effizienzgründen nicht weiter zu betrachten oder eben diese geringen Effekte in der Simulation und im realen System auf Übereinstimmung zu prüfen.

Zudem ist aus Bild 9 ersichtlich, dass sich die Rangfolge der Parameter, die sich aus dem jeweiligen Totaleffekt ergibt, in Abhängigkeit der betrachteten Ausgangsgrößen ändert. Somit ermöglicht die Sensitivitätsanalyse eine an den Anwendungsfall ausgerichtete und optimierte Modellparametrierung.

Darüber hinaus liefern die Effekte Informationen über das Fahrzeug- bzw. Modellverhalten, die selbst als Validitätskriterien für eine Parameter- oder Modellvalidierung herangezogen werden können. Dass die Aufbaumasse und die Vorderachsfedersteifigkeit bezüglich der Aufbaueigenfrequenz große Interaktionskoeffizienten aufweisen (siehe Bild 9 oben), ist in der physikalischen Definition der Eigenfrequenz begründet, in die der Quotient aus Federsteifigkeit und Masse eingeht, sodass die starke Abhängigkeit beider Werte zu erwarten ist.

Der eFAST setzt bedingt durch die Frequenzabhängigkeit der Parameterkurven eine innerhalb des Verstellbereichs kontinuierliche Einstellbarkeit der Parameterwerte voraus und benötigt für ein quantitatives Analyseergebnis eine Stichprobenanzahl, die für reale Vergleichsversuche aus Kosten-, Aufwands- und Zeitgründen meist zu groß und damit nicht umsetzbar ist. Aus diesem Grund wird derzeit erforscht, wie in ausgewählten fahrdynamischen Anwendungen praktisch realisierbare Stichproben ausgewählt werden müssen, um mit deutlich reduziertem Versuchsaufwand qualitativ und quantitativ gleiche Aussagen über Faktorsensitivitäten zu erhalten.

Die in diesem Kapitel aufgezeigten Anwendungen der Sensitivitätsanalyse im Validierungsprozess stellen noch nicht ihr gesamtes Potenzial dar. Insbesondere zur Bewertung interner und externer Modellvalidität sowie zur Prozessoptimierung (z.B. der Versuchsauslegung) ist die Sensitivitätsanalyse eine besonders gut geeignete und effiziente Technik.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Modellvalidierung ist ein notwendiger Prozess in der simulationsbasierten Forschung, um Vertrauen in Entscheidungen und Erkenntnisse, die aus Simulationsergebnissen abgeleitet werden, zu erzielen. Anhand des Stands der Technik lassen sich im Wesentlichen drei Optimierungspotenziale für eine durchgängig objektive und systematische Modellvalidierungsmethode ableiten. Diese sind (1) die Konzentration auf den Validitätsnachweis des Modells selbst, (2) die Systematisierung der Prozessabläufe und (3) die Nutzung objektiver Techniken innerhalb des Gesamtprozesses. Eine sehr vielfältig anwendbare Validierungstechnik stellt die Sensitivitätsanalyse dar. Insbesondere der extended Fourier Amplitude Sensitivity Test (eFAST) ist eine effiziente Technik zur globalen Untersuchung linearer und nichtlinearer Modelle. Der Vierstempelprüfstand wird als Untersuchungsumgebung für vertikaldynamische Fahrzeugeigenschaften eingeführt, da er die Vorteile der Isolierung spezifischer Eigenschaften, der Reproduzierbarkeit und der Aufprägung künstlicher Weganregungen bietet. Das sogenannte Faktor-Screening zur Optimierung des Parametrierungsprozesses, die Nutzung von Sensitivitätsindizes für die Validierung und die Praktikabilität von Sensitivitätsanalysen im Validierungsprozess werden am Anwendungsbeispiel des Vierstempelprüfstands demonstriert.

Zukünftige Untersuchungen beschäftigen sich mit der Anwendbarkeit des neuen Validierungskonzepts und den darin zum Einsatz kommenden Validierungstechniken. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Modellvalidierung selbst, bei der interne und externe Modellzusammenhänge in Bezug auf die zulässigen Ungenauigkeiten und die zu Beginn des Prozesses definierten Anforderungen analysiert werden.

7. Literaturangaben

[1] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg 2013

[2] Kutluay, E.; Winner, H.: Validation of vehicle dynamics simulation models - a review. Vehicle System Dynamics 52(2), International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2014

[3] Kutluay, E.: Development and Demonstration of a Validation Methodology for Vehicle Lateral Dynamics Simulation Models. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2012

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[4] Allen, R. W.; Chrstos, J. P.; Howe, G.; Klyde, D. H.; Rosenthal, T. J.: Validation of a non-linear vehicle dynamics simulation for limit handling. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, Vol 216(4), 2002, S. 319-327

[5] Allen, R. W.; Lee, D.; Klyde, D. H.; Howe, G.; Chrstos, J. P.; Rosenthal, T. J.: Vehicle Dynamics Validation for Real-Time Simulation. Proceedings of the 1st Human-Centered Transportation Simulation Conference, The University of Iowa, Iowa, 2001

[6] Allen, R. W.; Rosenthal, T. J.: Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models. SAE Technical Paper 940175, 1994

[7] Allen, R. W.; Rosenthal, T. J.; Klyde, D. H.; Owens, K. J.; Szostak, H. T.: Validation of Ground Vehicle Computer Simulations Developed for Dynamics Stability Analysis. SAE Technical Paper 920054, 1992

[8] Alasty, A.; Ramezani, A.: Genetic Algorithm Based Parameter Identification of a Nonlinear Full Vehicle Ride Model. SAE Technical Paper 2002-01-1583, 2002

[9] Bernard, J. E.; Clover, C. L.: Validation of Computer Simulations of Vehicle Dynamics. SAE Technical Paper 940231, 1994

[10] Cassara, S. J.; Anderson, D. C.; Olofsson, J. M.: A Multi-Level Approach for the Validation of a Tractor-Semitrailer Ride and Handling Model. SAE Technical Paper 2004-01-2694, 2004

[11] Garrott, W. R.; Grygier, P. A.; Chrstos, J. P.; Heydinger, G. J.; Salaani, K.; Howe, J. G.; Guenther, D. A.: Methodology for Validating the National Advanced Driving Simulator's Vehicle Dynamics (NADSdyna). SAE Technical Paper 970562, 1997

[12] Heydinger, G. J.: Improved Simulation and Validation of Road Vehicle Handling Dynamics. Dissertation, The Ohio State University, 1990

[13] Heydinger, G. J.; Garrott, W. R.; Chrstos, J. P.; Guenther, D. A.: A Methodology for Validating Vehicle Dynamics Simulations. SAE Technical Paper 900128, 1990

[14] Heydinger, G. J.; Schwarz, C.; Salaani, M. K.; Grygier, P. A.: Model Validation of the 2006 BMW 330i for the National Advanced Driving Simulator. SAE Technical Paper 2007-01-0817, 2007

[15] Salaani, M. K.; Schwarz, C.; Heydinger, G. J.; Grygier, P. A.: Parameter Determination and Vehicle Dynamics Modeling for The National Advanced Driving Simulator of the 2006 BMW 330i. SAE Technical Paper 2007-01-0818, 2007

[16] Mcnaull, P. J.; Guenther, D. A.; Heydinger, G. J.; Grygier, P. A.; Salaani, M. K.: Validation and Enhancement of a Heavy Truck Simulation Model with an Electronic Stability Control Model. SAE Technical Paper 2010-01-0104, 2010

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[17] Hu, H.-X.: Experimental Validation of a Half-Vehicle Suspension Model. SAE Technical Paper 931966, 1993

[18] Klemmer, J.; Lauer, J.; Formanski, V.; Fontaine, R.; Kilian, P.; Sinsel, S.; Erbes, A.; Zäpf, J.: Definition and Application of a Standard Verification and Validation Process for Dynamic Vehicle Simulation Models. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, Vol 4(1), 2011, S. 743-758

[19] Kutluay, E.; Winner, H.: Assessment Methodology for Validation of Vehicle Dynamics Simulations Using Double Lane Change Maneuver. Proceedings of the 2012 Winter Simulation Conference, Berlin, 2012

[20] Ozan, B.; Sendur, P.; Uyanik, M. E.; Oz, Y.; Yilmaz, S. I.: A Model Validation Methodology for Evaluation Rollover Resistance Performance of a Ford Commercial Vehicle. SAE Technical Paper 2010-01-0107, 2010

[21] Sarin, H.; Kokkolaras, M.; Hulbert, G.; Papalambros, P.; Barbat, S.; Yang, R.-Y.: A Comprehensive Metric for Comparing Time Histories in Validation of Simulation Models with Emphasis on Vehicle Safety Applications. Proceedings of the ASME 2008 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, New York, 2008

[22] Kleindorfer, G. B.; O'Neill, L.; Ganeshan, R.: Validation in Simulation: Various Positions in the Philosophy of Science. Management Science 44(8), 1998, S. 1087-1099

[23] Klein, E. E.; Herskovitz, P. J.: Philosophical foundations of computer simulation validation. Simulation & Gaming 36(3), 2005, S. 303-329

[24] Popper, K.: The Logic of Scientific Discovery. London and New York: Routledge Classics 2005

[25] Gass, S. I.; Joel, L. S.: Concepts of Model Confidence. Computers and Operations Research 8(4), 1981, S. 341-346

[26] Logan, R. W.; Nitta, C. K.: Verification & Validation (V&V) Methodology and Quantitative Reliability at Confidence (QRC): Basis for an Investment Strategy. Lawrence Livermore National Laboratory, University of California, 2002

[27] Sargent, R. G.: Verification and Validation of Simulation Models. Proceedings of the 2009 Winter Simulation Conference, Austin, 2009, S. 162-176

[28] Oberkampf, W. L.; Trucano, T. G.: Verification and validation benchmarks. Nuclear Engineering and Design 238(3), 2008, S. 716-743

[29] Balci, O.: Guidelines for Successful Simulation Studies. Proceedings of the 1990 Winter Simulation Conference. Vol 1, New Orleans, 1990, S. 25-32

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[30] VDI 2206 – Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Richtlinien, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: Beuth Verlag 2004

[31] Siebertz, K.; van Bebber, D.; Hochkirchen, T.: Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2010

[32] Murray-Smith, D. J.: Methods for the external validation of continuous systems simulation models: a review. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems: Methods, Tools and Applications in Engineering and Related Sciences 4(1), 1998

[33] Saltelli, A.; Tarantola, S.; Chan, K. P.-S.: A Quantitative Model-Independent Method for Global Sensitivity Analysis of Model Output. Technometrics 41(1), 1999, S. 39-56

[34] Zomotor, A.; Braess, H.-H.; Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Teil 1. Automobiltechnische Zeitschrift 12/1997, 1997, S. 780-786

[35] Zomotor, A.; Braess, H.-H.; Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 03/1998, 1998, S. 237-243

[36] Rompe, K.; Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Fahrzeugtechnische Schriftenreihe, Köln: Verlag TÜV Rheinland 1984

[37] Claus, S.; Viehof, M.; Winner, H.: Analyse der Regelstrecke semiaktiver Fahrwerkregelungen hinsichtlich des Potenzials von Preview-Fahrbahninformationen für den Reglerentwurf. 15. Internationale VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn 2015, VDI-Bericht 2241, Düsselsdorf: VDI Verlag GmbH 2015, S. 43-59

[38] Lennert, S.: Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen – Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen. VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 698, Düsseldorf: VDI-Verlag 2009

[39] Wohlrab, S.: Einflussanalyse von Parametervariationen am Fahrzeug auf die Fahrdynamik und die charakteristischen Kennwerte in standardisierten Fahrmanövern. Master Thesis, Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD), Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

DoE-gestützter Vorderachsentwurf auf einem virtuellen Rollenprüfstand unter Berücksichtigung experimentell ermittelter Lenkungsübertragungseigenschaften

M. Münster, **G. Klose**, **L. Wiest,** Dr. **M. Lehner**, Dr. **M. Zimmermann**,
BMW Group, München;
R. Bosbach, MSC Software, München;
Prof. **D. J. Rixen**, TU München, München

Kurzfassung

Dieser Beitrag stellt eine Methode zur Auslegung von Vorderachsen mit Hilfe von Design-of-Experiment-Studien (DoE) auf einem virtuellen Rollenprüfstand vor. Neben den üblichen Kinematik- und Elastokinematik-Charakteristika werden dabei auch dynamische Lenkungsübertragungseigenschaften berücksichtigt, um das im Gesamtfahrzeug erwünschte Lenkverhalten zu gewährleisten. Die Lenkungsübertragungseigenschaften liegen als Prüfstandsmessungen im Zeitbereich vor und werden im Frequenzbereich mit Simulationsergebnissen des jeweiligen Vorderachsentwurfs gekoppelt, um so das Gesamtverhalten vorherzusagen. Dieser hybride Ansatz verbindet die Qualität experimenteller Untersuchungen mit der Effizienz von Simulationsmodellen. Zur praktischen Durchführung von DoE-Studien anhand hunderter MKS-Achsentwürfe beschränkt sich der Modellumfang auf die Vorderachse inklusive Räder. Es werden kein Gesamtfahrzeugmodell und, abgesehen vom mechanischen Lenkgestänge, kein Lenkungsmodell benötigt. Um dennoch realistische Fahrmanöver darzustellen, wurde ein virtueller Rollenprüfstand zur Analyse jeder MKS-Achsvariante im Zeitbereich entwickelt.

Mit Hilfe von Metamodellen, die anhand der DoE-Ergebnisse trainiert werden, lässt sich anschließend ein statistisches Verfahren zur Auslegung robuster Parameterkorridore für sämtliche Auslegungsparameter der Vorderachse anwenden. Durch die Verwendung von Metamodellen werden hochdimensionale Analysen mit über hundert Designvariablen möglich, ohne auf die Genauigkeit eines MKS-Modells verzichten zu müssen.

Abstract

This paper presents a method for designing front axles based on design-of-experiment (DoE) studies using a virtual roller test rig. In addition to standard axle characteristics resulting from kinematic and compliance analyses, dynamic properties of both the steering and the front

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

axle are considered in order to ensure desired steering behavior of the vehicle. The dynamics of the steering subsystem is available from experimental testing, whereas the front axle dynamics is calculated by multi-body simulation. Both subsystems are assembled in the frequency domain to predict vehicle performance. Such a hybrid approach combines the trustworthiness of experimental testing with the high efficiency of simulation models. The extent of the model is limited to the front axle including rolling wheels in order to enable large scale Doe-studies within reasonable time. Even the steering gear is not part of the model, as the steering subsystem is assembled from measurement data afterwards. In order to still perform realistic driving maneuvers, a virtual roller test rig for use with multi-body simulation was developed.

After completion of the DoE all the results are used for the training of metamodels, which enable the application of statistical methods to identify solution spaces for all the design parameters of the front axle. By using metamodels, high-dimensional analyses of over one hundred design variables are feasible, without having to dispense with the accuracy of a detailed MBS-model.

1. Einführung

Die Entwicklungsdauer von Fahrzeugen verkürzt sich, da bei unveränderten Produktionslaufzeiten immer mehr Derivate gefragt sind. Dabei soll die Auslegungsqualität weiter steigen, um den stetig wachsenden Kundenansprüche gerecht zu werden. Eine reine Priorisierung von Sportlichkeit versus Komfort ist hierfür schon lange nicht mehr ausreichend, sondern bestehende Zielkonflikte müssen immer feiner aufgelöst werden, um Wettbewerbsfahrzeuge oder Vorgängermodelle zu übertreffen. Gleichzeitig spielt die Standardisierung von Komponenten eine große Rolle, weil modellübergreifende Baukästen Kosteneinsparungen versprechen. Insbesondere aufwändige Baugruppen, wie die Radaufhängung oder das Lenksystem, sind dafür prädestiniert, da sie der Kunde nicht unmittelbar im Einzelnen wahrnimmt. Sehr wohl nimmt er aber das daraus resultierende Gesamtfahrzeugverhalten wahr, weshalb ermöglicht werden muss, dieses passend zum jeweiligen Fahrzeugmodell auszuprägen.

Am Beispiel geforderter Gesamtfahrzeugeigenschaften bezüglich des Störübertragungsverhaltens zwischen Fahrbahn und Lenkrad stellt dieser Beitrag eine kombinierte Methode vor, welche die Auslegung von Vorderachsen unter Berücksichtigung typischer Lenksysteme beschleunigt und gleichzeitig mehr Spielraum für die Auslegungsparameter schafft.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Methodenbausteine des vernetzten Auslegungsprozesses

Der vorgeschlagene Prozess zur DoE-gestützten Auslegung von Vorderachsen beruht auf der Vernetzung mehrerer Methoden, deren schematische Abfolge Abbildung 1 darstellt. Durch die Verbindung der unterschiedlichen „Welten“ sollen präzise Ergebnisse in kurzer Zeit durch Abdeckung fast aller denkbaren Auslegungsvarianten generiert und in komprimierter Form ausgewertet werden. Die folgenden Abschnitte erläutern die wesentlichen Methodenbausteine.

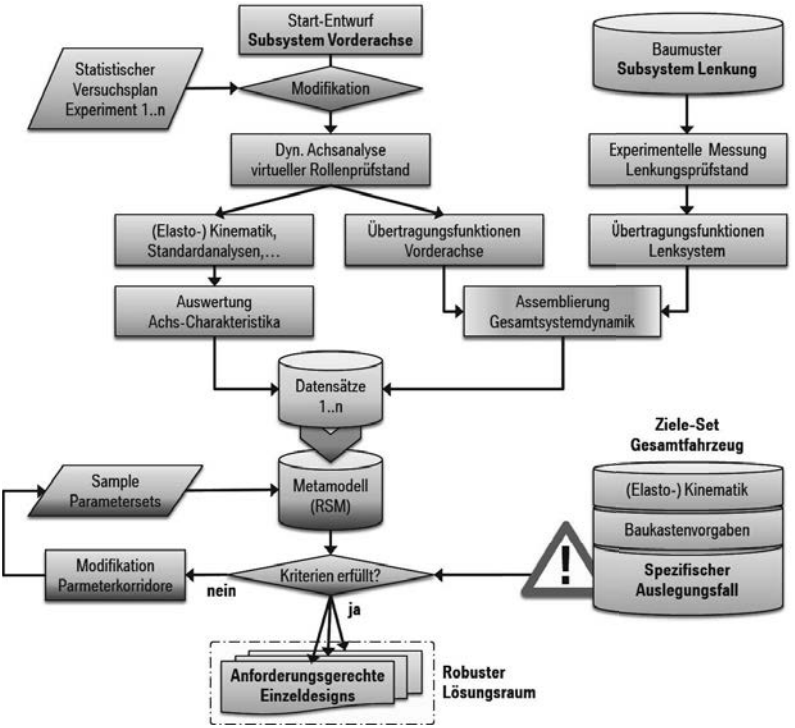


Abbildung 1: Ablaufschema des vernetzten Auslegungsprozesses

Substrukturierung des Fahrzeugs in die Subsysteme Lenkung und Vorderachse

Wenn objektive Ziele an das Gesamtfahrzeugverhalten vorhanden sind und die mechanische Kopplung der beteiligten Subsysteme mathematisch beschreibbar ist, kann die Auslegung dieser Subsysteme – hier Lenkung und Vorderachse – getrennt voneinander erfolgen.

Am Beispiel des Störübertragungsverhaltens zwischen Fahrbahn und Lenkrad wurde in [1] und [2] gezeigt, dass sich die Trennung in Subsysteme insbesondere bei Zielen anbietet, die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

im Frequenzbereich formulierbar sind. Das ist immer dann der Fall, wenn geforderte Mindest- oder Höchstgrenzwerte von zum Beispiel Schwingungsamplituden über der Anregungsfrequenz oder Fahrgeschwindigkeit definiert werden können. In [2] wurde auf die Eignung dieses Verfahrens zur direkten Kopplung von Messungen und Simulationen eingegangen, ohne dass die Messungen zuvor durch ein Metamodell oder Ähnliches abgebildet werden müssen. Die Teilergebnisse jedes Subsystems lassen sich mit Hilfe klassischer Methoden der Substrukturtechnik, wie in [3] und [4] beschrieben, zu einem Gesamtergebnis assemblieren. Zur Vorhersage des Gesamtsystemverhaltens müssen jeweils nur diejenigen Subsysteme neu berechnet werden, welche sich während der Auslegung ändern.

Experimentelle Analyse der Lenkungsübertragungseigenschaften

Im vorliegenden Anwendungsfall wird von unveränderten Eigenschaften des Lenksystems ausgegangen, der Auslegungsumfang beschränkt sich auf die Vorderachse mit Rädern. Das Lenksystem liegt durch Mitverwendung in anderen Fahrzeugmodellen über einen Baukasten fest. Daher können die relevanten Subsystemeigenschaften vorab anhand von Prüfstandsmessungen gewonnen werden, wie sie zum Beispiel in [1] und [2] beschrieben sind.

Zur vollständigen Charakterisierung des dynamischen Übertragungsverhaltens genügt je eine Messung mit freischwingendem sowie mit fixiertem Lenkrad, währenddessen an der Zahnstange mehrere konstante Kraftanregungsamplituden mit steigender Frequenz aufgebracht werden. Falls die Messungen anhand mehrerer Lenksysteme durchgeführt werden, kann man als Worst-Case die Einhüllende aller Messkurven bilden, um so auch robust gegen Streuung der Lenksystemeigenschaften zu sein. Wird für das auszulegende Fahrzeug jedoch die Lenkgetriebeübersetzung oder die Übersetzung zum Servostrang geändert, muss sich auch diese Variante unter den gemessenen Lenksystemen befinden.

Virtueller Analyse der Vorderachse auf einem MKS-Rollenprüfstand

Da wie zuvor beschrieben nur das veränderliche Subsystem pro Variante neu berechnet werden muss, beschränkt sich der Analyseumfang pro Variante auf die Vorderachse. Das verkürzt die Analysedauer pro Variante erheblich und ermöglicht erst die Durchführung umfangreicher DoE-Studien anhand von MKS-Modellen, deren Aussagekraft bislang von reduzierten Prinzipmodellen unerreicht bleibt.

In [5] wird die Konzeption und die Integration dieses Prüfstands in die bei BMW bestehende MKS-Umgebung näher beschrieben. Dort wird auch nachgewiesen, dass die auf dem Rollenprüfstand anhand des Subsystems Vorderachse erzielten Ergebnisse mit Resultaten des zugehörigen Gesamtfahrzeugmodells vergleichbar sind. Analog zum Lenksystem sind

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gemäß [2] an der Vorderachse zwei virtuelle Messungen mit frei schwingender und fixierter Zahnstange erforderlich, da die Zahnstange die mechanische Koppelstelle zum Lenksystem darstellt. Als Störanregung sind einseitig aufgebrachte Unwuchtmassen an den Rädern sowie alternativ einseitige Bremsmomentschwankungen vorgesehen. Auf diese Weise lassen sich Lenkradschwingungen unter freirollender Fahrt wie auch unter gebremster Fahrt untersuchen. Die Manöver werden im Zeitbereich mit steigender bzw. abnehmender Fahrgeschwindigkeit durchgeführt und die Ergebnisse anschließend in den Frequenzbereich transformiert, um mit den bereits im Frequenzbereich vorliegenden Lenkungseigenschaften gekoppelt zu werden.

Robuste Auslegung anhand von Parameterkorridoren

Robuste Auslegung bedeutet in diesem Zusammenhang, dass kein optimaler Achsentwurf gesucht wird, sondern möglichst breite Korridore für gewählte Auslegungsparameter identifiziert werden sollen. Dabei soll die Einhaltung gesteckter Auslegungsziele gewährleistet bleiben, solange die Auslegungsparameter sich innerhalb dieser Spannen bewegen.

Die grundsätzliche Idee, solche sogenannte Lösungsräume für beliebige Systeme zu berechnen, wurde in [6] eingeführt. Ein numerischer Algorithmus sucht zulässige Wertebereiche, sogenannte Korridore, für jeden Auslegungsparameter, so dass übergeordnete Auslegungskriterien in Form von Mindest- oder Maximalwerten erfüllt sind. Die dabei verwendete hochdimensionale Auswertung basiert auf repetitivem Monte-Carlo-Sampling, wie in [7] näher erläutert. Ein Beispiel für die Anwendung auf ein hochdimensionales Problem zur Auslegung mechanischer Strukturen ist in [8] gegeben. In [9] wird dieser Algorithmus zur Fahrwerk-Grundauslegung mit Prinzipmodellen eingesetzt.

Um die vorliegende Problemstellung mit dieser Methode zu bearbeiten, sind Metamodelle erforderlich, da pro Sample-Schritt über hundert Varianten hinsichtlich über hundert Designvariablen ausgewertet werden müssen und typischerweise 30 bis 50 Sample Schritte zur Identifikation der Lösungsräume notwendig sind. Mit dem originalen MKS-Modell wäre das trotz Beschränkung auf das Subsystem Vorderachse nicht möglich. Daher werden nach Durchführung der DoE-Studie die aufbereiteten Ergebnisse zum Training entsprechender Metamodelle in Form von neuronalen Netzwerken gemäß [10], [11] und [12] verwendet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Toolübergreifender Workflow zur Durchführung der DoE-Studie

Der in Abbildung 2 skizzierte Workflow besteht im Wesentlichen aus drei Teilschritten, der Definition, der Durchführung und der Auswertung jeder Vorderachsvariante. In [13] wird die genaue Umsetzung und die Bedienung durch den Anwender im Detail vorgestellt.

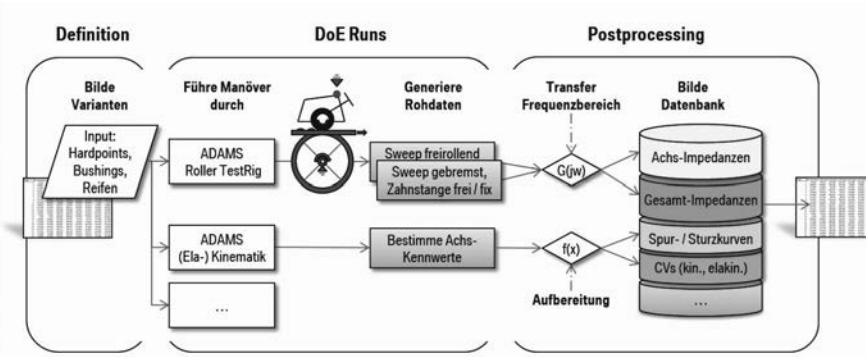


Abbildung 2: Übersicht der Prozessschritte während des DoE Workflows

Definition der DoE-Studie

Die Definition der DoE legt fest, wie viele und welche Varianten an Achsentwürfen untersucht werden. Im Einzelnen umfasst dies:

- Selektion der Auslegungsparameter = Designvariablen
- Definition der Wertebereiche sowie Art und Weise der Wertevariation
- Festlegung der Anzahl an Varianten = Experimente in Abhängigkeit der Anzahl an Designvariablen und des gewünschten Regressionsgrades bzw. Metamodells.

Abbildung 3 zeigt grafisch die variierten Auslegungsparameter (Designvariablen) der Vorderachse. Es werden sämtliche Kinematikpunkte einer Zweigelenk-Federbeinachse verwendet, wobei sich die rechte Hälfte aus der Symmetrie zu linken Hälfte ergibt. Zusätzlich werden weitere Auslegungsparameter der Achse, wie z.B. Steifigkeiten und Dämpfungswerte der Radaufhängung und sämtlicher Fahrwerklager über Skalierungsfaktoren zur Variation freigegeben. Kinematische Einstellgrößen wie Spur- und Sturzwinkel in Konstruktionslage werden ebenfalls gestreut. Aufgrund des in dieser Anwendung interessierenden Frequenzbereiches bis 30Hz werden zusätzlich ausgewählte statische und dynamische Reifeneigenschaften sowie Masse und Trägheit des Radkörpers variiert. Dazu werden Reifenmodelle wie MF-Tyre, basierend auf Pacejka‘s Magic Formula Tyre Model nach [14], oder MF-SWIFT von der Firma TNO, beschrieben in [15], eingesetzt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

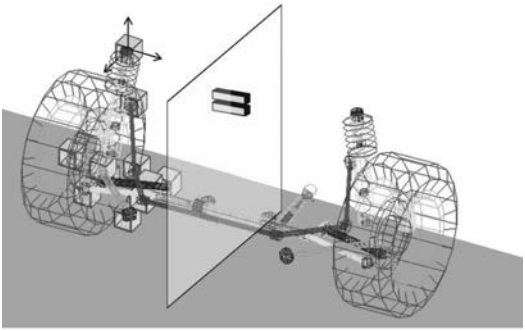


Abbildung 3: Untersuchte Freiheitsgrade der Vorderachse (Symmetrie!)

Durchführung der DoE-Studie

Jede Variante der Vorderachse wird während der Durchführung der DoE-Studie einer Reihe von Einstellungen und Analysen unterzogen:

- Modellaufbau der zufällig – nach Monte Carlo Sampling - kreierten Variante
- Vorspureinstellung des zufälligen Einstellwerts der Variante
- Radhubeinstellung bzw. Einstellung der Federvorspannung zur Sicherstellung einer konstanten Konstruktionslage
- Kinematik- und Elastokinematik-Analyse
- Anwendungsspezifische Manöver auf dem Rollenprüfstand

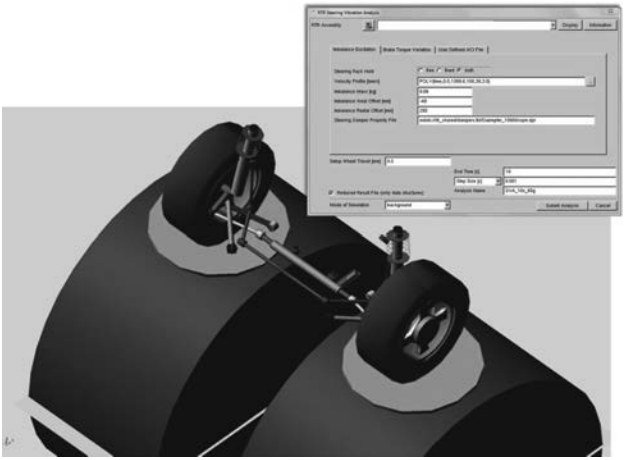


Abbildung 4: Virtueller Rollenprüfstand mit anwendungsspezifischem User-Interface

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Anwendungsspezifisches Postprocessing

Anhand der anwendungsspezifischen Manöver auf dem Rollenprüfstand werden die Charakteristika der jeweiligen Achsvariante bestimmt. Dazu werden die Zeitreihen in den Frequenzbereich transformiert, indem komplexwertige Übertragungselemente aus der Zahnstangenkraft (wenn diese fixiert ist) beziehungsweise der Zahnstangengeschwindigkeit (wenn diese freischwingend ist) und jeweils der Anregungskraft am Rad gebildet werden. Diese dynamischen Achs-Eigenschaften A_1^{ij} werden dann pro Variante mit den bereits vorliegenden, experimentell ermittelten Übertragungselementen A_2^{ij} der Lenkung mit Hilfe der in [2] eingeführten Gleichung (1) assembliert:

$$A_G^{12} = A_1^{11}A_2^{12} + A_1^{12}A_2^{22}. \quad (1)$$

Darin beschreibt die Übertragungsfunktion A_G^{12} die Impedanz des gekoppelten Systems bestehend aus Vorderachse und Lenksystem unter Störkraftanregung am Rad. Da die Impedanz den Widerstand gegen Schwingungsübertragung zwischen Fahrbahn und Lenkrad beschreibt, handelt es sich bei der in Abbildung 5 oben dargestellten Kurve um eine Mindestanforderung. D.h. die Fläche unter der Kurve ist der Bereich zu geringer Impedanz, was bei unveränderter Anregung zu überhöhten Lenkradbeschleunigungswerten führen würde. Um diesen zu vermeidenden Bereich kenntlich zu machen, ist die Fläche unter der Kurve rot eingefärbt.

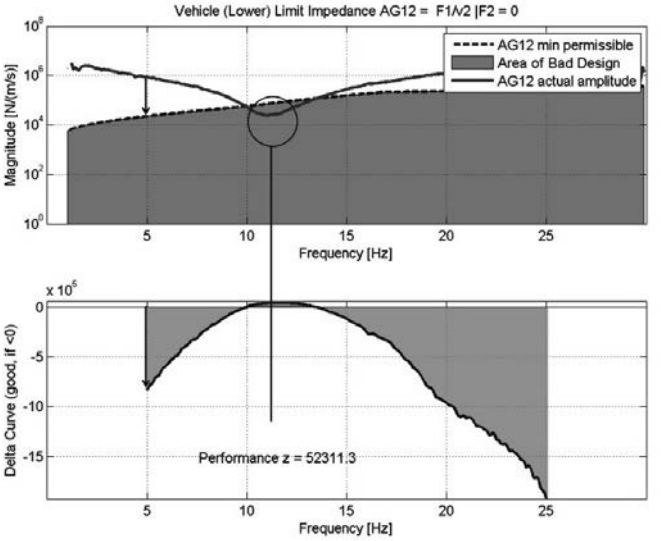


Abbildung 5: Postprocessing der anwendungsspezifischen Manöver, hier Lenkungsauslegung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Differenz zwischen zulässiger und tatsächlicher Impedanzkurve ist im unteren Diagramm der Abbildung 5 eingezeichnet. Der Abstand zur Nulllinie wird grün eingefärbt, wenn der Wert negativ ist, die geforderte (Mindest-) Impedanz also überschritten wird. Im umgekehrten Fall werden positive Werte rot eingefärbt, sie geben an, in welchem Frequenzbereich und in welcher Höhe die geforderte Impedanz unterschritten wird.

Als Ergebnis erhält man pro Variante den kleinsten Abstand bzw. die größte Höhe der Unterschreitung der geforderten Mindestimpedanz im betrachteten Geschwindigkeits- und damit Frequenzbereich. Unterschreitet sie das geforderte Mindestmaß (Werte abhängig von der Geschwindigkeit), ist eine Überschreitung der zulässigen Amplituden an Lenkrad-beschleunigung im Gesamtfahrzeug die Folge.

Strukturierung und Erfassung der Rohergebnisse

Sämtliche Ergebnisse der DoE werden pro Variante vollautomatisiert zeilenweise in eine Übersichtstabelle eingetragen. Nach erfolgreicher Durchführung der DoE findet man darin für sämtliche Varianten alle Parameterwerte (Inputs) sowie alle Zielgrößen und Ergebnisse der einzelnen „Manöver“ in skalarer Form (Outputs). In roher Form eignet sich diese Tabelle allerdings noch nicht zur Auslegung, sondern dient lediglich der Dokumentation der jeweiligen Variante für alle darauffolgenden Auswertungsschritte. Vor der Weiterverarbeitung zum Training von Metamodellen entfernt eine Plausibilitätsprüfung nicht fehlerfrei berechnete Varianten z.B. anhand fehlender oder stark abweichender Outputs.

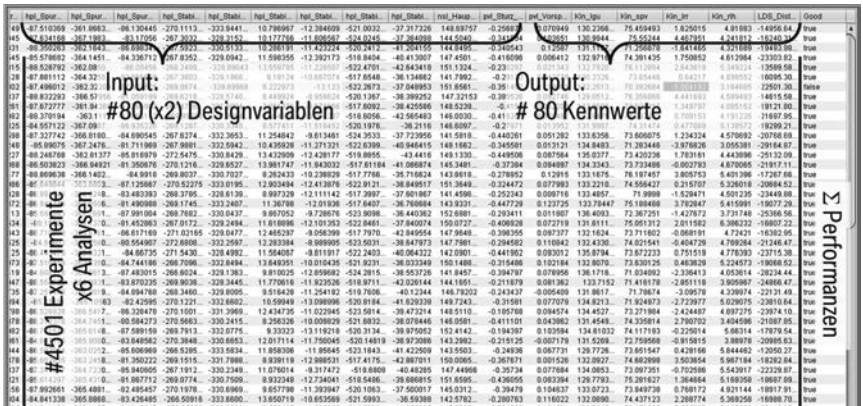


Abbildung 6: Tabellarische Übersicht der Rohergebnisse (Ausschnitt)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Ergebnisse

Die während der DoE-Durchführung gesammelten Daten enthalten wertvolle Informationen über die Zusammenhänge zwischen den Auslegungsparametern und den Achs-Charakteristika. Ebenso lassen sich unter den durchgeführten Experimenten bereits in den Rohdaten etliche Parametersets finden, welche die gestellten Auslegungsziele treffen.

Um die große Datenmenge effizient und schnell auswerten zu können, werden zunächst Metamodelle mit den Daten trainiert. Diese sind geeignet, sämtliche Parameter, die während der DoE-Durchführung als rein zufällige Kombinationen zusammengestellt worden sind (Monte-Carlo-Sampling), völlig frei und unabhängig voneinander zu interpolieren.

Korrelationen zwischen Achs-Charakteristika und anwendungsspezifischen Zielen

Mit Hilfe der Metamodelle lassen sich Korrelationsindices zwischen den unterschiedlichen Outputs der DoE auswerten. Die Samplegröße kann dabei – im Gegensatz zur DoE – beliebig gesteigert werden, um den gesamten hochdimensionalen Designraum möglichst engmaschig abzutasten.

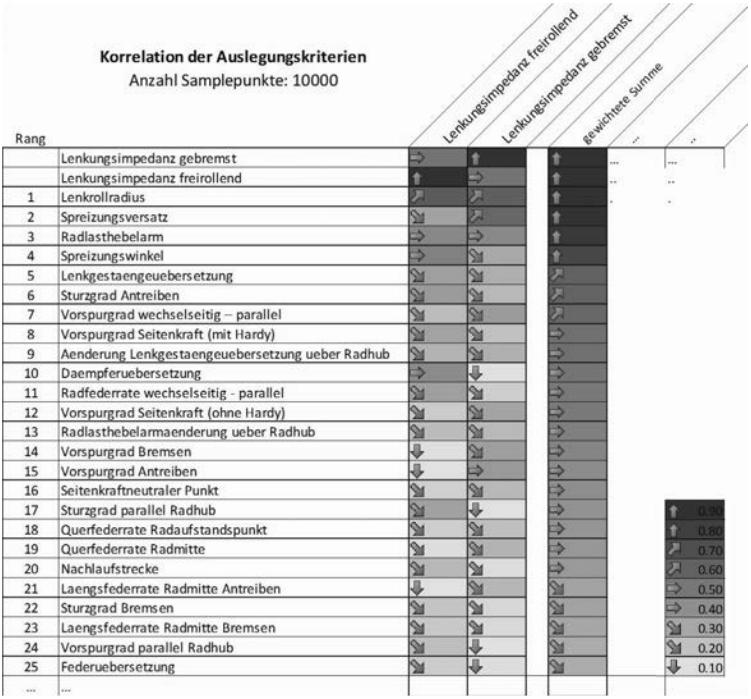


Abbildung 7: Korrelationen zwischen Achs-Charakteristika und Lenkungsimpedanz

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 7 gibt eine Übersicht, welche klassischen Achs-Charakteristika aus Kinematik und Elastokinematik am stärksten mit den neu entwickelten Charakteristika bzgl. der dynamischen Lenkungsausauslegung korrelieren. Die Reihenfolge ist absteigend nach einer kombinierten Einflussstärke sortiert, welche die Lenkungs-Charakteristika im freirollenden und gebremsten Betrieb gewichtet zusammenfasst. Die Korrelationen einzelner Charakteristika wie Spreizungsversatz, Sturzgradient oder Längsfederrate, die bereits in früheren Untersuchungen wie z.B. in [16], [17] und [18] mit Lenkradschwingungen in Verbindung gebracht wurden, sind zwar deutlich vorhanden, aber nicht in dem Maße, dass sie alleine die Schwingungsanfälligkeit bestimmen würden. Eine Reihe weiterer Charakteristika hängt ebenfalls mit der Robustheit gegen Schwingungsübertragung zwischen Achse und Lenkgetriebe zusammen.

Das heißt einerseits, dass die Lenkungs-Charakteristika nicht ohne weiteres durch andere, bereits etablierte Kennwerte ersetzt werden können. Andererseits eignen sich die neugewonnenen Erkenntnisse über die Korrelationen zwischen den etablierten und neuen Kennwerten aber, um bestehende Zielkonflikte zu erklären oder durch Veränderung von Zielbereichen etablierter Kennwerte diese Konflikte zu entspannen.

Sensitivität der Auslegungs-Parameter bezogen auf die Auslegungsziele

Mit dem Wissen, welche Kennwerte von besonderer Bedeutung sind, lässt sich die Frage beantworten, welche Auslegungs-Parameter die wirksamsten Stellhebel zur positiven

	→ Rangfolge Auslegungskriterien →			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
← Rangfolge Designvariablen ←	**Korrelation zwischen Designparametern und Auslegungskriterien** Anzahl Samplepunkte: 10000			Lenkungsimpedanz freirollend	Lenkungsimpedanz gebremst	Lenkrollradius	Spreizungsversatz	Radlasthebelarm	Spreizungswinkel	Lenkgestaengeuebersetzung	Sturzgrad Antreiben	Vorspurgrad wechselseitig - parallel	Vorspurgrad Seitenkraft (mit Hardy)	Aenderung Lenkgestaengeuebersetzung ueber Radhub	Daempferuebersetzung	...
1	Einpresstiefe	16.2%	17.4%	34.6%	40.7%	15.1%	0.0%	0.2%	1.8%	2.8%	0.0%	0.1%	2.9%	...
2	KarosserieZugdruckstrebeFx_fscale	18.8%	1.4%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	53.2%	0.5%	0.3%	0.1%	0.0%	
3	RadtraegerQuerlenker_x	12.1%	7.6%	17.3%	7.3%	80.8%	26.9%	0.0%	0.3%	2.7%	30.3%	32.1%	0.0%	
4	Radmasse	3.0%	11.6%	0.0%	0.3%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	
5	AnlagepunktFelge_y	5.6%	5.8%	8.5%	9.4%	4.2%	0.0%	0.1%	0.4%	0.8%	0.0%	0.0%	1.4%	
6	RadtraegerZugdruckstrebe_x	5.3%	5.6%	18.9%	8.4%	3.0%	30.2%	0.0%	0.4%	0.1%	0.2%	10.0%	0.6%	
7	QuerlenkerKarosserieFx_fscale	2.5%	7.7%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.2%	29.9%	69.2%	37.8%	0.0%	0.0%	
8	RadEinlauflaengeLaengskraft_fscale	0.0%	9.3%	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	1.1%	
9	RadtraegerZugdruckstrebe_y	4.4%	4.9%	16.8%	7.1%	2.7%	25.4%	0.0%	0.2%	0.1%	0.2%	6.4%	1.2%	
10	EinstellwertVorspur	6.6%	0.1%	1.5%	2.4%	0.4%	3.1%	0.0%	0.6%	0.4%	0.3%	0.0%	0.9%	
11	Rad_Ixx	5.7%	0.1%	0.0%	11.1%	0.7%	5.5%	0.0%	0.0%	1.3%	12.5%	0.0%	12.6%	
12	Rad_Izz	0.6%	4.4%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.5%	
13	KarosserieZugdruckstrebeTxDamping_fscale	1.9%	2.6%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.3%	1.1%	
14	Rad_Iyy	1.5%	2.4%	0.0%	11.1%	0.6%	5.8%	0.1%	0.1%	0.8%	11.4%	0.0%	11.2%	
15	Radlaengssteifigkeit_fscale	0.7%	2.8%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.3%	
16	QuerlenkerKarosserie_x	0.2%	1.9%	0.1%	0.2%	0.5%	0.3%	1.5%	4.9%	1.5%	0.4%	0.3%	0.0%	
17	QuerlenkerKarosserie_z	1.0%	0.2%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	0.1%	0.1%	0.4%	0.0%	5.6%	29.5%	
18	Radvertikalsteifigkeit	0.9%	0.3%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.1%	0.1%	0.1%	0.5%	
19	SpurstangeLenkgetriebe_x	0.1%	0.6%	0.0%	0.0%	0.0%	0.1%	1.2%	0.6%	1.0%	0.1%	0.4%	2.2%	
20	RadtraegerQuerlenker_y	0.4%	0.1%	0.4%	0.1%	1.1%	1.1%	0.3%	0.0%	0.0%	0.5%	6.6%	0.0%	
...	...													

Abbildung 8: Korrelationen zwischen Auslegungsparameter und Achs-Charakteristika

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Beeinflussung der Robustheit gegen Schwingungsübertragung darstellen. Abbildung 8 zeigt anhand einer Matrix dieser Zusammenhänge. Zeilenweise sind dort die Designvariablen (Auslegungsparameter) während der DoE absteigend nach ihrem Einfluss auf die Lenkungs-Charakteristika (freirollend und gebremst) aufgelistet. Spaltenweise sind die etablierten Kennwerte in nach rechts absteigender Korrelation mit den neuen Kennwerten angeordnet. Auf diese Weise entsteht eine sehr komprimierte Darstellung des Wissens, welches zwar von Anfang an in den Rohdaten der DoE enthalten ist, aber nicht ohne weiteres auf einen Blick interpretiert werden kann.

Als wirksame Stellhebel zeigen sich Lagersteifigkeiten, aber auch einzelne Kinematikpunkte der Vorderachse, genauso wie Reifeneigenschaften. Abhängig davon, welche Parameter, je nach Entwicklungsreife, in der Anwendungspraxis tatsächlich noch variiert werden können, kann eine Lösung bereits im Kinematikentwurf, oder später bei der Feinauslegung der Lagerkennlinien, beispielweise des Zugstrebenlagers, gefunden werden. Die Rad- und Reifeneigenschaften wie die Einlauflängen (beschreiben die Dynamik des Kraftaufbaus im Reifenlatsch) und die Radmasse lassen sich weniger frei gestalten, hängen aber mit der Robustheit gegen Lenkradschwingungen zusammen, wie bereits Gong und Pacejka in [17] feststellten. Daher sollte bei der Achsauslegung auch stets das gesamte vorgesehene Reifenportfolio berücksichtigt werden.

Identifikation robuster Parameterkorridore auf Basis von Metamodellen

Die während der DoE gesammelten Daten bzw. die daraus generierten Metamodelle erlauben eine hochdimensionale Analyse des Auslegungsproblems. Das heißt, unter stochastischer Variation der oben als wirksam identifizierten Auslegungsparameter lassen sich für jeden Parameter zulässige Bereiche identifizieren, welche in Kombination mit weiteren Bereichen für die anderen Parameter, alle gestellten Auslegungsziele einhalten. An den Beispielen der in den vorhergehenden Abschnitten als sensitiv identifizierten Auslegungsparameter wie Kinematikpunkte und Lagersteifigkeiten zeigt dieser Abschnitt, wie robuste Bereiche für die Auslegungsparameter konkret aussehen.

Die Abbildung 9 zeigt mehrerer Samples der Größe 1000 Experimente, durchgeführt mit den Metamodellen unter Variation ausgewählter, sensitiver Auslegungsparameter im gesamten Designraum (gesamtes Intervall pro Parameterwert). Jeweils zwei Parameter werden als X- und Y-Achse übereinander aufgetragen. Jeder Punkt steht für ein Experiment mit zufälliger Parameterkonstellation. Pro Experiment wird sofort ausgewertet, ob die gestellten Ziele erfüllt werden (grün) oder welches Kriterium für die Zielverfehlung verantwortlich ist (alle anderen Farben). Auf diese Weise lassen sich die Auslegungskonflikte bezüglich der unterschiedlichen Auslegungskriterien grafisch visualisieren. Eine gesamthafte Beispiel-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

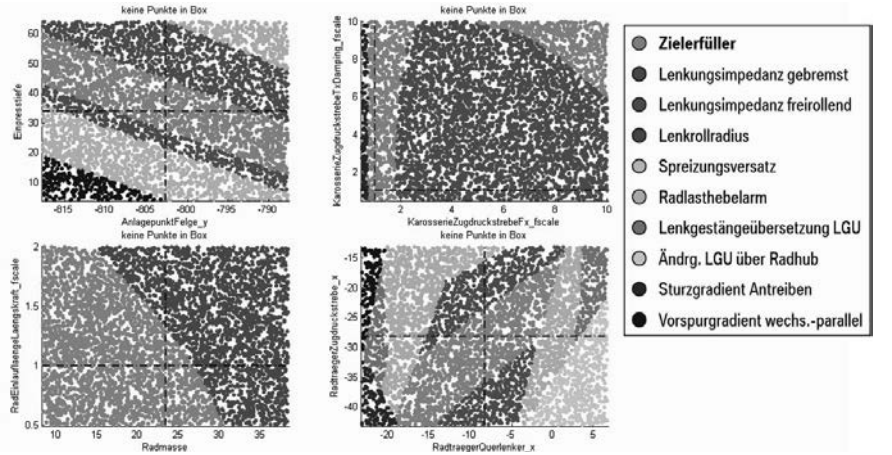


Abbildung 9: Ausgangskonfiguration der Lösungsraumauslegung

Lösung kann manuell gefunden werden, indem jeder Parameter so weit verschoben wird, dass er innerhalb der grünen zielerfüllenden Bereiche liegt.

Darüber hinausgehend besteht eine robuste Lösung des Auslegungsproblems darin, nicht nur *eine* gültige Lösungskombination (Einzeldesign) sondern jeweils möglichst breite Parameterbereiche (Korridore) für die Auslegungsparameter zu bestimmen. Dies geschieht mit Hilfe eines in [6] eingeführten Algorithmus, welcher iterativ alle Dimensionen des Raumes solange im Wechsel beschneidet, erweitert und erneut sampelt, bis ein vorgebbarer Anteil an zielerfüllenden Designs vorliegt.

Die Abbildung 10 zeigt das gefundene Resultat für die gewählten Auslegungsparameter anhand von eingezeichneten Ober- und Unterschranken für jeden Auslegungsparameter anhand mehrerer zulässiger Bereiche, die zur besseren Ablesbarkeit jeweils zweidimensional dargestellt. Sämtliche Designs, die sich innerhalb dieser Parameterkorridore bewegen, erfüllen sämtliche hier gestellten Auslegungskriterien.

Stellt man die Ober- und Unterschranken pro Parameter nicht paarweise als Rechteck, sondern vollständig nebeneinander dar, entsteht ein Multiparameterdiagramm nach Abbildung 11. Auf der X-Achse sind sämtliche Parameter aufgelistet, die Y-Achse gibt in normierter Schreibweise die zulässigen Intervalle an, innerhalb derer der jeweilige Parameterwert liegen muss, um alle Kriterien zu erfüllen. Für eine bessere Vergleichbarkeit sind die Intervallgrenzen normiert auf den sogenannten Nominalwert der Ausgangsvariante.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

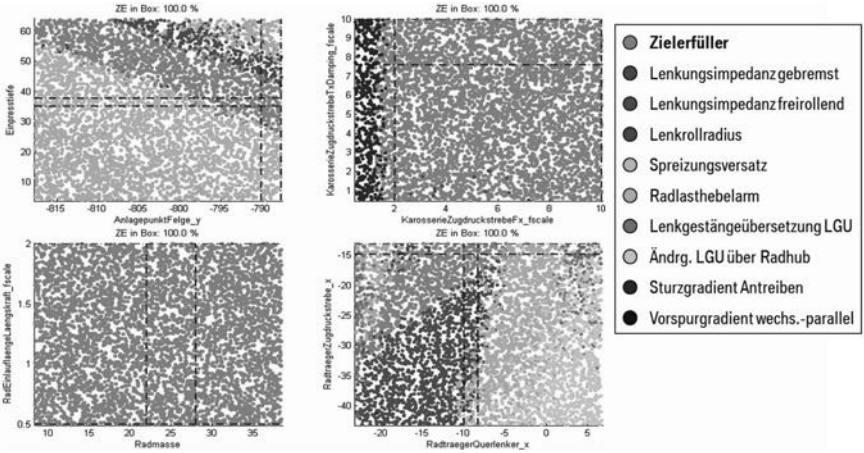


Abbildung 10: Endkonfiguration der Lösungsraumauslegung

Auf diese Weise ist übersichtlich zu erkennen, welchen Parametern ein breites Intervall zur Verfügung steht und welche Parameter sehr genau einzustellen sind. Auch etwaig notwendige Abweichungen vom Ausgangswert lassen sich in Abbildung 11 daran erkennen, dass der Ausgangswert nicht innerhalb der gefundenen Intervallgrenzen liegt.

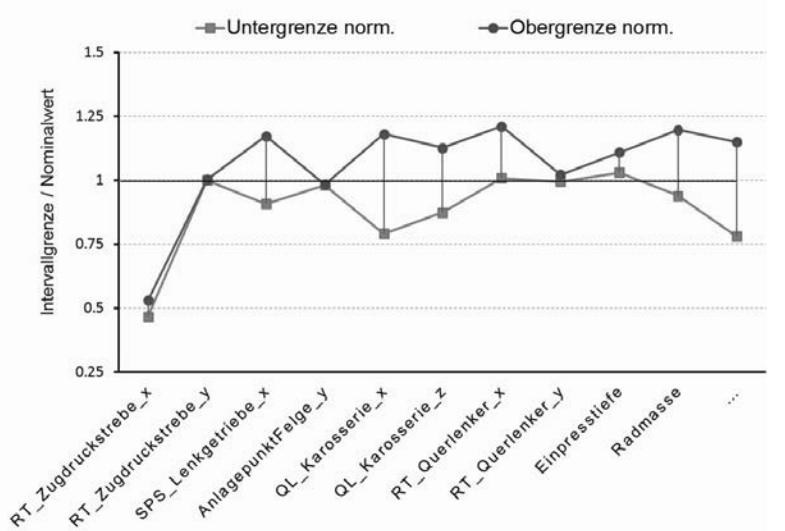


Abbildung 11: Intervallgrenzen für ausgewählte Auslegungsparameter der Vorderachse

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenfassung

Die in diesem Beitrag vorgestellte Vorgehensweise zur Auslegung von Vorderachsen hinsichtlich der Robustheit gegen Schwingungsübertragung unter Einhaltung klassischer Achskennwerte zeigt, dass durch die Vernetzung unterschiedlicher Methoden ein sehr effizienter Workflow entsteht. Dies ermöglicht die Durchführung umfangreicher DoE-Studien unter Verwendung detaillierter MKS-Modelle. Durch die Weiterverarbeitung der gewonnenen Rohergebnisse in Form von Metamodellen, lassen sich Methoden zur robusten Auslegung anwenden, die bisher nur stark vereinfachten Modellen vorbehalten waren. Insbesondere durch die durchgängige, nahtlose Vernetzung der einzelnen Methoden steht so dem Anwender ein mächtiges Auslegungswerkzeug zur Verfügung, welches bei weitem nicht nur auf die hier gezeigte Anwendung beschränkt ist.

Der Umgang mit großen Datenmengen, wie sie bei DoE-Studien mit hoher Parameterdimension vorkommen, stellt jedoch eine Herausforderung dar. Sowohl bei der effektiven Extraktion der Nutzinformationen aus den Rohdaten, als auch bei der übersichtlichen Darstellung der damit generierten Ergebnisse und identifizierten Zusammenhänge besteht noch Verbesserungspotential.

5. Literaturverzeichnis

[1] M. Muenster, M. Lehner und D. Rixen, „Requirements for the Disturbance Response of Steering and Suspension Systems based on Vehicle Targets," 14th International Stuttgart Symposium, Stuttgart, 2014.

[2] M. Muenster, M. Lehner und D. Rixen, „Ableitung von Störübertragungseigenschaften an Vorderachse und Lenksystem," in *Simvec*, Baden-Baden, 2014.

[3] J. Snowdon, "Mechanical Four-Pole Parameters: Transmission Matrices," State University, Pennsylvania, 1976.

[4] H. Sell, „Charakterisierung des dynamischen Verhaltens elastischer Bauteile im Einbauzustand," Dissertation, Vibracoustic GmbH, Hamburg, 2004.

[5] M. Muenster und R. Bosbach, „Virtual Roller Test Rig for dynamic suspension analysis," in *MSC Vehicle Dynamics Conference*, München, 2016.

[6] M. Zimmermann und J. von Hoessle, „Computing solution spaces for robust design," *International Journal for numerical methods in engineering,* pp. 290-307, 3 94 2013.

[7] M. Lehar und M. Zimmermann, „An inexpensive estimate of failure probability for high-dimensional systems with uncertainty," *Strutural Safety,* pp. 32-38, 36-37 2012.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[8] J. Fender, L. Graff, H. Harbrecht und M. Zimmermann, „Identifying key parameters for design improvement in high-dimensional systems with uncertainty," *Journal of Mechanical Design,* pp. 1-12, 4 136 2013.

[9] J. Wimmler, M. Wahle, M. Zimmermann und D. Schramm, „Optimizing Suspension Systems for Feasibility, Performance and Cost," in *AVEC'16, 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, München, 2016.

[10] D. Marquardt, „An Algorithm for Least-Squares Estimates of Nonlinear Parameters," *SIAM Journal on Applied Mathematics,* pp. 431-441, 2 11 1963.

[11] M. Hagan und M. Menhaj, „Training feed-forward networks with the Marquardt algorithm," *IEEE Transactions on Neural Networks,* pp. 989-993, 6 5 1999.

[12] M. Hagan, H. Demuth und M. Beale, „Neural Network Design," PWS Publishing, Boston, 1996.

[13] G. Klose und C. Kopp, „Suspension design based on DoE studies using a virtual roller test rig," in *MSC Vehicle Dynamics Conference*, München, 2016.

[14] H. Pacejka und E. Bakker, „The Magic Formula Tyre Model," in *Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Swets & Zeitlinger B.V.*, Amsterdam/Lisse, 1993.

[15] I. Besselink, H. Pacejka, A. Schmeitz und S. Hansen, „The SWIFT tyre model: overview and applications," in *AVEC 2004: 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Arnhem, the Netherlands, 2004.

[16] A. Grotewohl, Lenkunruhe bei Federbeinachsen;Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1974.

[17] S. Gong, A. Savkoor und H. Pacejka, „The influence of boundary conditions on the vibration transmission properties of tires," *SAE Paper,* Nr. 931280, 1993.

[18] U. Neureder, Untersuchungen zur Übertragung von Radkraftschwankungen auf die Lenkung von Pkw mit Federbeinvorderachse und Zahnstangenlenkung, VDI Berichte Reihe 12, Nr. 518, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2002.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Wichtigkeit der Bauteil-Ebene für die modellbasierte Kalibrierung und Validierung von Motoren

The Importance of the Component Level for Model-based Engine Calibration and Validation

Dr. **M. Schüßler**, Dipl.-Ing. **Th. Glatz**, Dipl.-Ing. **M. Hollander**,
Dr. **M. Piffl**, Dr. **M. Zallinger**, Dipl.-Ing. **P. Zanolin**,
AVL List GmbH, Graz, Österreich

Kurzfassung

Das Anwendungsgebiet der Motorsimulation umfasst neben der Konzept- und Auslegungsphase vor allem auch die Kalibrierung und Validierung. Ein Anwendungsgebiet, in dem die Modellgenauigkeit ein entscheidender Faktor ist. Daher wird in diesem Beitrag der Zusammenhang von Messgenauigkeit und Modellgenauigkeit anhand eines Beispiels aus der RDE-Simulation untersucht. Es wird weiterhin dargestellt, wie die Einzelvermessungen von Motorkomponenten die Parameterbestimmung verbessert.

Im zweiten Schritt werden neue Anwendungsgebiete gezeigt, die nur mit Hilfe von detaillierten Daten aus Komponententests erreicht werden können: Statistische Verteilungen von Bauteileigenschaften werden genutzt, um frühe Robustheitsanalysen des Motorsystems bezüglich Fehlfunktionen in der Flotte durchzuführen. Alterungsmodelle erweitern die Robustheitsanalysen und ermöglichen die Simulation von Emissionen am Ende der gesetzlich gegebenen Nutzungszeit.

Abstract

Engine system simulation has been extended from concept and layout tasks to application in the field of calibration and validation. For such applications, model accuracy is one of the decisive factors. Therefore, this paper investigates the interdependence of test data accuracy and model accuracy using an example from RDE simulation. Subsequently it is shown how test data from component level improves the identification of model parameters.

Secondly, additional applications for engine system modeling are presented that can only be achieved, when detailed component test data is taken into account: Statistical distributions of component characteristics are used for early robustness checks of the engine system regarding malfunctions in the fleet. Component aging models extent the robustness investigation to aged systems and enable emission simulation at full useful engine life.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Die modellbasierte Entwicklung hat sich in den Bereich der Funktionsentwicklung und Kalibrierung von Motorsteuergeräten ausgedehnt [1 bis 5]. Einsatzgebiete mit höheren Anforderungen an die Modellgenauigkeit sind heute bereits sinnvoll, insbesondere wenn die Bereitstellung der realen Prüfumgebung mit relativ hohen Kosten verbunden ist (Umgebungsbedingungen, Versuchsfahrzeuge) oder hoher Zeitdruck in der Entwicklung besteht. Mit Hilfe eines virtuellen Motors kann so der Aufwand in der realen Testumgebung deutlich gesenkt werden. Für die weitere Vergrößerung der Einsatzbereiche von Motormodellen kann die Einzelvermessung von Bauteilen einen wichtigen Beitrag leisten, wie im Folgenden gezeigt werden soll.

2. Erreichbare Modellgenauigkeit auf Basis von Motorvermessungen

Die Parametrierung, d.h. die Festlegung der freien Einstellgrößen eines Motormodells, erfolgt üblicherweise auf Basis von Messdaten vom Motorprüfstand oder der Fahrzeugrolle. Diese Messdaten stammen aus stationären Kennfeldvermessungen und transienten Zyklen. Bild 1 zeigt am Beispiel der NOx-Emissionen eines PKW-Dieselmotors, welche Genauigkeit die Simulation im Vergleich zur Messung erreichen kann. Dabei ist die Modell-Parametrierung für alle Zyklussimulationen unverändert.

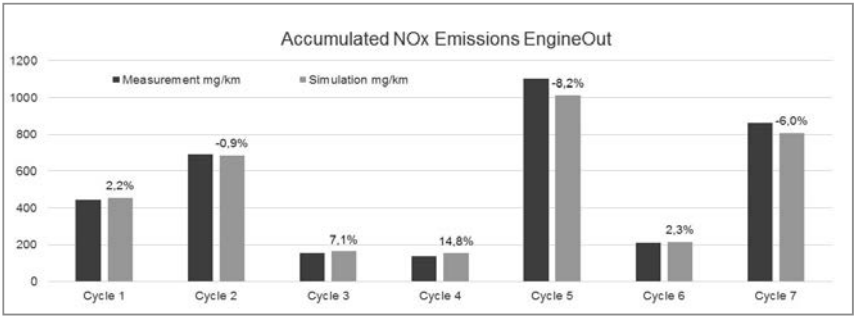


Bild 1: Vergleich Messung vs. Berechnung bei NOx-Rohemissionen in RDE-Zyklen

Es ergibt sich die Frage, wie die gezeigte Modellgenauigkeit zu bewerten ist und damit die Frage, ob reale Messungen möglicherweise durch Simulationen ersetzt werden können.
Zur Bewertung der Modellgenauigkeit wird nun näher auf den Zusammenhang zwischen Messgenauigkeit und Modellgenauigkeit eingegangen. Hierzu wird in Bild 2 der Parametrierprozess schematisch dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

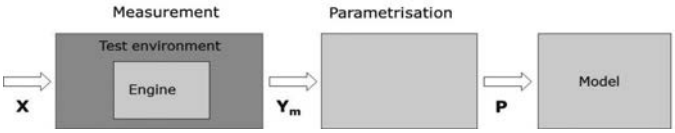


Bild 2: Prozess zur Parametrierung eines Motormodells (X: Messprogramm inklusive der Randbedingungen der Messung, Y_m: Gesamtheit der Messergebnisse, P: Gesamtheit der Parameterwerte)

Bei der Prüfumgebung kann es sich um einen Motorprüfstand, eine Fahrzeugrolle oder auch um das Fahrzeug auf der Straße handeln. Ausgehend von einem Messprogramm X werden in der Prüfumgebung Messungen am Motor durchgeführt. Die unvermeidbaren Messabweichungen, die Y_m vom „wahren" Y (gemeint ist das Ergebnis einer perfekten Messung) unterscheiden, haben vielfältige Ursachen:

- Randbedingungen der Messung (z.B. Wärmeabgabe des Motors an die Umgebung),
- Messroutinen (Initialisierung/Konditionierung, Haltezeiten, Service-Pläne)
- Messfehler (gerätebedingte Messabweichung, Sensorlage/Probennahme)
- Datenstand des Motorsteuergeräts (z.B. Status von Lernfunktionen) – dies wird hier der Messumgebung zugeordnet, weil das Modell nur den Motor ohne Steuergerät umfasst.

Der Parametrierprozess selbst kann zusätzlich zu den fehlerbehafteten Messwerten weitere Abweichung der Modellparameter P von ihren idealen Werten hervorrufen. Ist der Motor einmal instrumentiert und am Prüfstand aufgebaut, werden typischerweise um Größenordnungen mehr Daten gemessen als freie Parameter im Modell vorhanden sind, wodurch eine statistische Auswertung möglich ist. Allerdings ist eine geschlossene mathematische Optimierungsstrategie bei physikalischen Modellen nicht zielführend, weil in den verschiedenen Phasen der Parametrierung die Zwischenergebnisse auf Basis von Entwicklungserfahrung bewertet werden – eine Tätigkeit, die (noch?) von Ingenieuren vorgenommen wird, insbesondere wenn dieselben Ingenieure auch den Messvorgang begleitet haben.
Abschließend verursacht natürlich auch das Gleichungssystem des Modells eigene Abweichungen vom wahren Ergebnis. Ursachen hierfür sind vereinfachte Geometrien und Vernachlässigung von räumlichen Dimensionen (z.B. radiale Strömungsverteilungen), sowie die Vernachlässigung von physikalischen Effekten (z.B. Gasdynamik, Wärmestrahlung).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vergleicht man nun die alternativen Entwicklungsmethoden „Messung“ oder „Simulation“ (Bild 3) hinsichtlich der Abweichung von Y_m bzw. Y_s vom wahren Y, so ist der oben skizzierte Parametrierprozess ausschlaggebend:

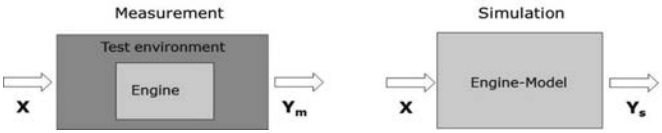


Bild 3: Schematische Darstellung alternativer Entwicklungsmethoden „Messung“ oder „Simulation“

Über die Parametrierung (vgl. Bild 2) übertragen sich, anschaulich gesprochen, die Messabweichungen (Y_m-Y) in das Modell und der Schluss liegt nahe, dass das Modell kaum genauer sein kann als die Messung. Oder positiv gesprochen: Wenn der Parametrierprozess und das Modell selbst ein hohes Entwicklungsniveau haben, kann das Modell gleichwertige Ergebnisse erzielen.

3. Verbesserte Modellgenauigkeit durch separierte Parameterbestimmung

Anhand eines Beispiels soll nun die Fehlerfortpflanzung von der Messung in die Parametrierung genauer betrachtet werden. Die Parameterbestimmung hängt oft von einer Vielzahl an Messgrößen ab, weil ein Parameter in der Messumgebung nicht direkt gemessen werden kann. Als Beispiel für einen solchen Parameter soll die Charakteristik einer Abgasrückführungs(AGR)-Klappe dienen. Für die Modellierung wird der funktionale Zusammenhang (siehe Gleichung 1) von Steuergeräteeintrag s und effektivem Durchfluss-querschnitt A_{eff} der Klappe benötigt. Es werden also im Modell die Signalerzeugung im Steuergerät, der elektrische Klappensteller (incl. Lagerückmeldung) und die Klappengeometrie in eine Transferfunktion $f_T(s)$ zusammengefasst. Diese Transferfunktion muss im Rahmen der Parametrierung definiert werden.

Gl. 1: $$A_{eff} = f_T(s) \cdot A_{geom}$$ (A_{geom}: geometr. Querschnitt der Klappe)

Hierzu wird der Wert der Transferfunktion $f_T(s)$ gemäß Düsenströmungs-Gleichung (Gl. 2) aus stationären Messpunkten ermittelt und dem jeweiligen Steuergeräteeintrag s zugeordnet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gl. 2: $$\frac{dm}{dt} = f_T(s) \cdot A_{geom} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2M}{R \cdot T_1}} \cdot \sqrt{\frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{1{,}4}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1{,}4+1}{1{,}4}} \right]}$$

(dm/dt: AGR-Massenstrom, R: Gaskonstante, M: spezifische Masse des Gases, p_1: totaler Druck stromaufwärts, p_2: statischer Druck stromabwärts, T_1: Gastemperatur stromaufwärts)

Es ergeben sich so Wertepaare wie in Bild 4 dargestellt, die schließlich durch die Transferfunktion angenähert werden.

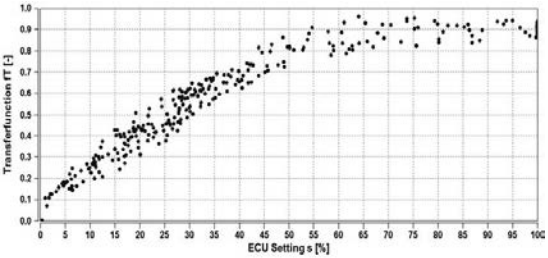


Bild 4: Berechnungsergebnisse für Transferfunktion $f_T(s)$ gemäß Gleichung 2 auf Basis von Messdaten aus Motorversuchen

Zur Berechnung der Genauigkeit, mit der dieser Parameter gemäß Gleichung 2 anhand von verschiedenen Messumgebungen bestimmt werden kann, werden typische relative Standard-abweichungen (aus Datenblättern oder Expertenschätzung) für Massenstrom-, Druck- und Temperaturmessung in Tabelle 1 zusammengestellt. Im Fahrzeug auf der Straße stehen nur Messwerte der Fahrzeug-Sensoren zur Verfügung. Zu den vom Sensor-Hersteller angegebenen Abweichungen kommen bei den Fahrzeugsensoren noch Fehler aufgrund nicht-idealer Einbaupositionen hinzu. Zudem basiert im Fahrzeug die Messung des Massenstroms in der AGR-Leitung auf einem Modell im Steuergerät, in das wiederum eine Reihe von Sensoren eingehen. Am Prüfstand hingegen wird der AGR-Massenstrom aus dem Frischluftmassenstrom und den CO_2-Konzentrationen im Abgas und am Einlass berechnet.
Vermisst man die AGR-Klappe einzeln an einem hierfür spezialisierten Heißgas-Prüfstand, so lassen sich Größen genauer bestimmen (Spalte 3 in Tabelle 1): Der Massenstrom kann direkt und pulsationsfrei gemessen werden, Ein- und Auslaufstrecken können ohne Bauraum-beschränkung realisiert werden und bei Positionierung, Anzahl und Qualität der Sensoren kann hoher Aufwand betrieben werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im nächsten Schritt wird die Verteilung der Transferfunktion gemäß Gleichung 2 computergestützt aus den Verteilungen der Eingangsgrößen erzeugt. Die sich so für den Parameter „Transferfunktion“ ergebenden Standardabweichungen sind ebenfalls in Tabelle 1 eingetragen.

Tabelle 1: Relative Standardabweichungen σ_{rel} (auch „Variationskoeffizient“) für Messgrößen und Ergebnisgröße bei verschiedenen Prüfumgebungen

	Fahrzeug	Motorprüfstand	Komponentenprüfstand
σ_{rel} (AGR-Massenstrom)	8%	5%	1%
σ_{rel} (statischer Druck)	2%	2%	1%
σ_{rel} (Gastemperatur)	2%	1%	1%
σ_{rel} ($f_T(s)$)	8,1%	5,1%	1,1%

Es ist erkennbar, dass die Einzelvermessung eine erhebliche Reduktion der Standardabweichung vom idealen Parameterwert bringt (in diesem Beispiel im Wesentlichen aufgrund der genaueren Messbarkeit des Massenstroms).
Die Einzelvermessung bietet zusätzlich den Vorteil, dass der Variationsraum aller Eingangsgrößen in der Messung vollständig abgedeckt werden kann, wodurch die Parametrierung robuster wird bzw. über die im Motorversuch abgedeckten Betriebsbedingungen hinaus validiert ist.
Ähnliche Zusammenhänge, wie hier für die AGR-Klappe beschrieben, lassen sich für viele andere Bauteile des Motors zeigen. So ist zum Beispiel auch die Bestimmung von Katalysatoreigenschaften auf Basis von Bauteilvermessungen vorteilhaft und oft schon Bestandteil des Parametrierprozesses.
Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich die Genauigkeit des Motormodells vergrößert, wenn für ausgesuchte Parameter auf eine Komponentenvermessung zurückgegriffen wird.

4. Berechnung des statistischen Vorkommens von Ereignissen in der Fahrzeugflotte

In den vorangegangenen Kapiteln ist von einem vollständig definierten Zustand des Motors ausgegangen worden, so dass auf einen Satz von Eingangswerten X eine klar definierte „Antwort“ Y des Motors folgt. In der Realität führen baugleiche Motoren zu einer Variabilität in Y, das heißt, es gibt eine Streuung, die vor allem auf die Toleranzen der verbauten Komponenten zurückzuführen ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die in Kapitel 2 beschriebenen Abweichungen beziehen sich auf den individuellen Motor, der in der Prüfumgebung untersucht wurde. Beim Übergang auf einen anderen Motor derselben Baureihe kommt folglich zu den beschriebenen Abweichungen noch die Unsicherheit aller Bauteiltoleranzen hinzu, wenn man den wahren Wert der Messung Y auf den wahrscheinlichsten Motor bezieht (Bild 5). Bauteiltoleranzen wirken also wie systematische Messfehler - sie verschieben die Verteilung der Messwerte zum Erwartungswert Y* des einen am Prüfstand realisierten Motors.

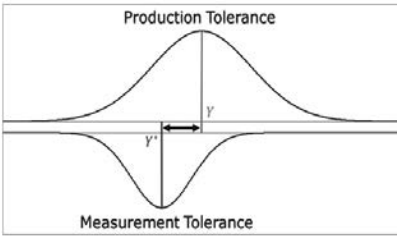
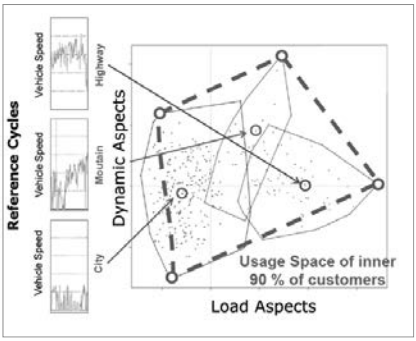


Bild 5: Schematische Darstellung der Messunsicherheit in Kombination mit streuenden Bauteileigenschaften
(Y: Erwartungswert der Produktionsstreuung, Y*: Erwartungswert der Messung für den individuellen Motor am Prüfstand)

Im klassischen Entwicklungsansatz berücksichtigt man Bauteiltoleranzen während der Entwicklung unter anderem über das „Engineering target“ - einer Art „Sicherheitsabstand“ von Zielwerten. Für wichtige Bauteilstreuungen (z.B. Injektoren oder Turbinen) werden auch während der Entwicklung experimentelle Toleranzuntersuchungen durchgeführt. Zudem kompensiert die Motorsteuerung viele Effekte der Bauteilstreuung. Dennoch ist erst der Flottenversuch vor SOP die Phase intensiven Testens des Einflusses von Bauteiltoleranzen.
Es soll nun gezeigt werden, wie durch Motorsimulationen der Einfluss der Toleranzen zu einem wesentlich früheren Zeitpunkt untersucht werden kann und so das Risiko hoher Servicekosten reduziert werden kann.
Als Entwicklungsumgebung wird das Motormodell an einem HiL-Prüfstand mit dem Steuergerät kombiniert. Die vielfältigen Nutzungsprofile des Motors im Feld werden auf repräsentative Zyklen verdichtet, wie in Bild 6 dargestellt. Sie werden durch Projektion auf dynamische und lastspezifische Schlüsselgrößen statistisch aufbereitet [6]. Zur Abbildung der Flottennutzung wird darüber hinaus die Variabilität der Umgebungsbedingungen (Temperatur, Druck und Feuchte) berücksichtigt und schließlich mit den Verteilungen der Bauteileigenschaften kombiniert.
Bauteilstreuungen unterliegen der statistischen Prozesskontrolle [7], wo sie üblicherweise mathematisch durch eine Normalverteilung um einen Zielwert angeben werden. Die definierende Standardabweichung wird während oder nach der Komponentenherstellung erhoben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Jede Stichprobe aus der gegebenen Toleranzverteilung (siehe Bild 7) entspricht somit einer bestimmten Komponente, und die Kombination aus Stichproben verschiedener Bauteilverteilungen bildet einen zufälligen Motor.



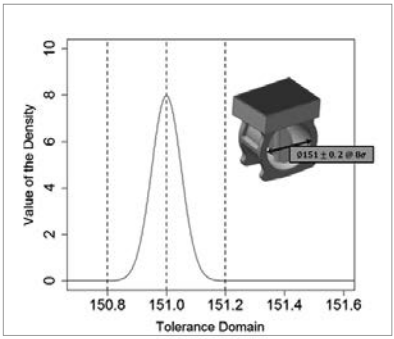


Bild 6: Verteilung des Nutzungsverhaltens und Auswahl von Referenzzyklen
Bild 7: Modellierung von Produktionstoleranzen (Beispiel: Innendurchmesser einer Drossel)

Mittels Methoden der statistischen Versuchsplanung werden Einzelmotoren aus der Gesamtheit herausgegriffen und in den repräsentativen Fahrzyklen am HiL „gefahren“. Auf Basis der durchgeführten Simulationen werden anschließend Metamodelle erzeugt. Diese stellen dann einen funktionalen Zusammenhang zwischen variierenden Bauteileigenschaften als Eingangsgrößen und den resultierenden Beobachtungsgrößen (z.B. Gesamtemission eines gesetzlichen Zyklus oder Zählerwert eines ECU-internen Fehler-Codes) her. Aufgrund der hohen Rechengeschwindigkeit des Metamodells ist es im nächsten Schritt möglich, Verteilungen der Ergebnisgrößen repräsentativ zu erzeugen [8].

So konnten zum Beispiel für eine Nutzfahrzeugflotte die Wahrscheinlichkeiten von unberechtigten Fehlermeldungen (MIL-Ereignissen) im Feld abgeschätzt werden. Zusätzlich erlaubte die Methode eine Analyse, in welchem Maß jede der Eingangsgrößen zur Streuung der Zielgröße beitrug. Bild 8 zeigt eine im obigen Projekt durchgeführte Ursachenanalyse für eines der untersuchten MIL-Ereignisse. Dafür wurde die Fehlerwahrscheinlichkeit für fixierte Werte („bedingte Wahrscheinlichkeit“) der signifikantesten Eingangsgrößen ermittelt. An den bedingten Wahrscheinlichkeiten im Bild 8 ist neben dem erwarteten Einfluss von Höhe und Temperatur auch der Einfluss der Toleranzverteilung von Bauteilen erkennbar. Somit kann zielgerichtet über die Beeinflussung von Bauteiltoleranzen die Wahrscheinlichkeit unberechtigter Fehleranzeigen reduziert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

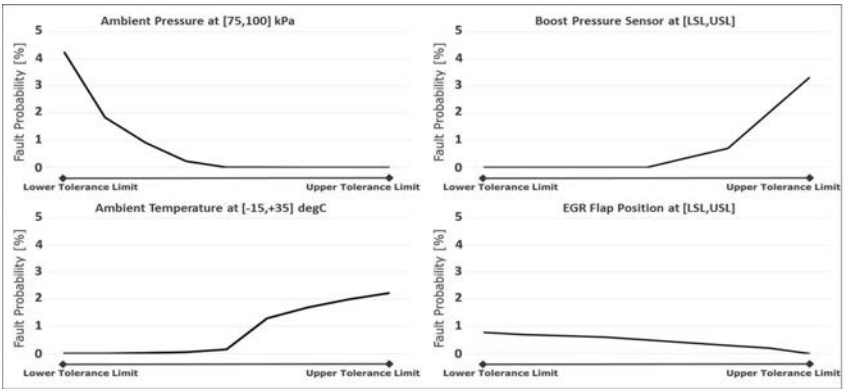


Bild 8: Ursachenanalyse des Fehlerereignisses „Überschreitung maximaler Drehzahl des Turboladers“. Dargestellt ist die Fehlerwahrscheinlichkeit für fixierte Werte der jeweiligen Eingangsgröße („bedingte Wahrscheinlichkeit“ für Auftreten des Fehlers).

Um die absoluten Zahlenwerte der oben gezeigten Toleranzanalyse belastbar zu machen, kommt der Einzelvermessung von Bauteilen eine hohe Bedeutung zu: Sie ermöglicht, wie in Kapitel 3 gezeigt, die genauere Identifikation der Modellparameter des am Prüfstand vermessenen Motors und erlaubt zusätzlich die Einordnung dieser Werte in die Verteilung der jeweiligen Bauteileigenschaft – damit ist klar, welcher der statistisch möglichen Motoren am Prüfstand vermessen wurde.

5. Simulation der Emissionen nach Alterung im Kundenbetrieb

Die bisherigen Überlegungen hatten die Annahme konstanter Bauteileigenschaften für einen individuellen Motor. Tatsächlich aber unterliegen einige Eigenschaften einer belastungsabhängigen Degradation. Wie sich die Eigenschaften eines Motors über der Lebensdauer verändern, ist neben dem Einfluss der Produktionstoleranzen ebenfalls ausschlaggebend für Ereignisse innerhalb der Kundennutzung.

Die Gesetzmäßigkeiten der Bauteildegradation lassen sich in vielen Fällen quantitativ beschreiben – sogenannte Schädigungs- oder Alterungsmodelle prognostizieren, wie sich Bauteileigenschaften als Funktion der Betriebsbedingungen verändern [9, 10].

Bauteile der Abgasnachbehandlung unterliegen vielfach einer kontinuierlichen Alterung. Am Beispiel der Entstickung („DeNOxierung“) im SCR-Verfahren für eine Off-Road-Anwendung soll die Vermessung und Anwendung von Alterungsmodellen dargestellt werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Versuchsreihen am Synthesegas-Teststand wurde der Einfluss von hohen Temperaturen auf die kinetischen Eigenschaften detailliert untersucht. Als Beispiel ist in Bild 9a der Verlauf des Parameters „NH3-Speicherfähigkeit“ des SCR Katalysators als Funktion der thermischen Belastung dargestellt. Ebenso wurde die irreversible Alterung auf Basis des Eintrags von chemischen Substanzen und Partikeln (als „chemische Alterung“ bezeichnet) vermessen. Dieser Alterungseffekt wird üblicherweise in Kombination mit dem Motor ermittelt.

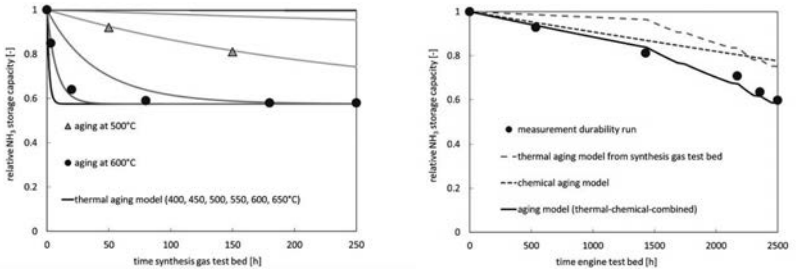


Bild 9: Wirkung von thermischen Belastungen (a) und thermisch/chemischen Belastungen (b) auf den Parameter „NH3-Speicherfähigkeit“ Katalysators.

Ein Dauerlaufversuch am Motorprüfstand wurde hierfür so gestaltet, dass in den ersten 1300 Stunden hohe Betriebstemperaturen vermieden wurden, so dass der Effekt der chemischen Alterung isoliert betrachtet werden konnte. Bild 9b zeigt den Verlauf der Speicherfähigkeit während des Versuchs, wie sie sich aus den regelmäßigen Zwischenmessungen ergeben hat. Der zweite Teil des Dauerlaufs diente dann zur Verifikation der beiden Modelle, indem Bedingungen eingestellt wurden, die beide Alterungsphänomene gleichzeitig aktivierten.

Zur Anwendung kamen die parametrierten Alterungsmodelle nun, indem die schädigenden Randbedingungen (Abgastemperaturen, Stoffeintrag) eines realen Nutzungsprofils als Eingangsdaten in das Modell gegeben wurden. Es wurde in einer Extremfallbetrachtung die Alterungswirkung von 8000h zyklischem Hochlast-Betrieb (Bild 10) berechnet.
Nun wurden die mit Hilfe der Alterungsmodelle berechneten Alterungswirkungen in das SCR-Modelle übertragen. Somit repräsentierte dieses SCR-Modell dann den Katalysator nach 8000h extremen Motorbetriebs.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

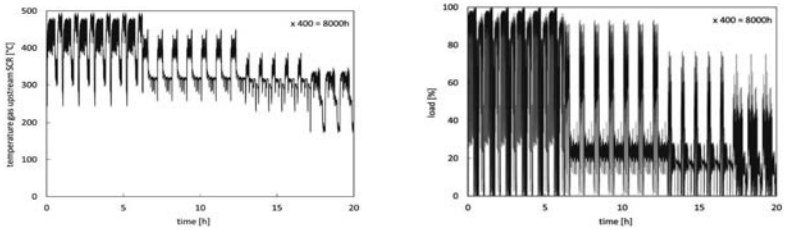


Bild 10: 8000h zyklischer Hochlast-Betrieb als Eingangsspuren für das SCR-Alterungsmodell

Im letzten Schritt wurde am HiL-System überprüft, wie das Steuergerät auf die geänderten Eigenschaften des SCR Katalysators reagiert und ob schlussendlich die gesetzlichen Emissionsvorgaben eingehalten werden konnten (Bild 11).

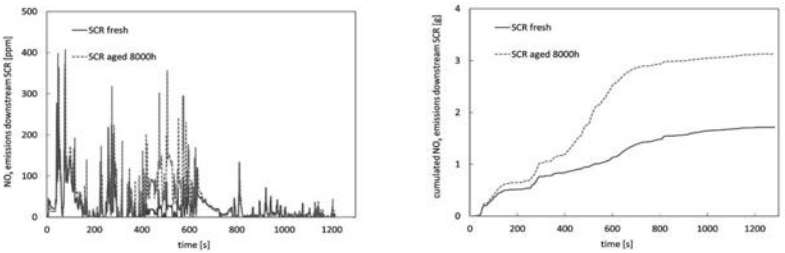


Bild 11: Vergleich von simulierten Zyklusspuren, sowie kumulierten NOx-Emissionen, vor und nach SCR-Alterung

6. Zusammenfassung und Ausblick

Bei der weiteren Ausdehnung der modellbasierten Entwicklungsmethoden spielen Messdaten aus Einzeluntersuchung von Bauteilen eine wichtige Rolle:

- Sie erhöhen die Genauigkeit und Extrapolationsfähigkeit der Simulation.
- Die Kenntnis von Produktionstoleranzen und Alterungsverhalten ist notwendig, um neue Anwendungsgebiete modellbasiert zu erschließen.

Die vorgestellten Beispiele lassen erkennen, dass die Kombination von Motorsimulation mit vertieftem Bauteil-Wissen eine wesentliche Erweiterung bringt: Sie ermöglicht, dass die Gesamtheit aller produzierten Motoren zum Simulationsgegenstand wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hierbei profitiert man von den spezifischen Stärken des HiL-Prüfstands als Simulationsumgebung, weil dem realen Steuergerät ein virtueller Motor mit frei einstellbaren Bauteileigenschaften und Umgebungsbedingungen gegenübergestellt wird. Zudem kommen durch die fehlerfreie „Messung“ am HiL und die perfekte Reproduzierbarkeit keine weiteren Unsicherheiten in die Analyse.

Die Nutzung der Bauteilmessungen für die Motorsimulation bewirkt zudem, dass diese Daten mit den späteren Motormessdaten zu einem konsistenten Datensatz in einem durchgängigen Motormodell verbunden werden. Dies fördert die Einordnung und Interpretation der späteren Messergebnisse aus Entwicklung, Produktion und Flottenbetrieb.

7. Literaturhinweise

[1] Schüßler, M.; Allmer, I.; Hollauf, B.; Kordon, M.; Kozlik, Ch.; Seewald, G.; Hülser, H.: „Modellbasierte Emissionsoptimierung auf Triebstrang-Ebene“. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2008.

[2] Schüßler M.; Decker, M.; Hohl Y.; Kordon, M.: “Modellbasierter Entwicklungsansatz für Partikelfilter”. ATZ Offhighway, Sonderausgabe September 2010. S. 40-51.

[3] Kordon, M.; Vitale, G.; Schüßler, M.; Combé, T.; Martini, E.; Krammer, J.: “Changing Calibration paradigm: Innovative ways to increase calibration quality within the limits of acceptable development effort”. VDI Tagung “SIMVEC”, Baden-Baden 2012.

[4] Vitale, G.; Kordon, M.; Fortuna, T.; Koegeler, H.-M.; Schuch, N.: „DoE und darüber hinaus: Die Evolution des modellbasierten Entwicklungsansatzes“. Int. Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden 2015.

[5] Hollander, M.; Vos, B.; Scheidel, S.: “Successful integration of a model based calibration methodology for non-standard corrections and protection functions”. Int. Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden 2015.

[6] Kirschbaum, E.; „Entwicklung einer Statistischen Methodik zur Charakterisierung von Lastkollektiven". Master Thesis, Graz University of Technology

[7] Leitfaden für die Implementierung statistischer Prozesslenkung (SPC), ISO Genf 2001

[8] Siebertz, K. et al.; Statistische Versuchsplanung. Berlin Heidelberg: Springer VDI Verlag 2010.

[9] Denkmayr, K. et al; „Load-Matrix: Der Schlüssel zum „intelligenten“ Dauerlauf“, MTZ 11/2003

[10] Rinne, H.; "The Weibull Distribution". 1st Ed., Boca Raton: Chapman and Hall CRC (2009).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Druckschwingungsanalyse von Leitungssystemen mit viskoelastischem Materialverhalten der Rohrwand

Modellsynthese und messtechnische Ermittlung der Modellparameter

Dr.-Ing. **Heiko Baum**, M. Sc. **Enrico Pasquini**,
FLUIDON GmbH, Aachen

Kurzfassung

In fluidtechnischen Systemen sind Druck- und Volumenstrompulsationen eine häufige Ursache für Probleme und Beanstandungen, besonders wenn es im Leitungssystem zum Resonanzfall kommt. Wichtig für die simulative Analyse der Druckschwingungen ist die Berücksichtigung der druckabhängigen Rohraufweitung. Bei bestimmten Materialien wie z. B. Kunststoff- oder Gewebeschlauchleitungen muss hierfür auf erweiterte Modellierungsansätze zurückgegriffen werden, die auch das viskoelastische Verhalten der Werkstoffe berücksichtigen. Da die Druckschwingungssimulation häufig zur zeitkritischen Problemlösung eingesetzt wird, dürfen die Modellierungsansätze keine komplizierten physikalischen Ansätze enthalten, die aufwändige Berechnungen und Validierungen benötigen.

In diesem Beitrag wird daher ein alternativer Ansatz vorgestellt, bei dem ein empirischer Modellierungsansatz zum Einsatz kommt, dessen Parameter mittels numerischer Optimierung aus Messdaten ermittelt werden.

Abstract

Pressure and flow ripple in fluid power systems are frequent causes of problems and complaints. The pulsations are of particular concern if the ripple frequencies match the natural frequencies of the pipe network. When simulating hydraulic transients, it is important to model the pressure dependent hydraulic line expansion properly. For viscoelastic materials like polyamide or rubber, advanced wall models which take the viscoelastic material properties into account are required.

Since the pressure vibration simulation is frequently used for acute problem solving the modeling approaches may not contain any complicated physical approaches, which need effortful calculations and validation.

In this paper an alternative empirical modeling approach is introduced to model the viscoelastic material behavior. By means of numerical optimization the model parameters are derived from measured data.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Druck- und Volumenstrompulsationen in fluidtechnischen Systemen sind eine häufige Ursache für Probleme und Beanstandungen, besonders wenn es im Leitungssystem zum Resonanzfall kommt. Aus den Pulsationen resultiert Flüssigkeitsschall, der sich im Leitungssystem ausbreitet und als Wechselbelastung die Körperschallanregung der umgebenden Bauteile bewirkt. Im fluidtechnischen System kommt es hierdurch zu unerwünschten Geräuschemissionen (Luftschall), die Bauteile erfahren ungünstige Dauerbelastungen, und natürlich werden auch Funktion und Zuverlässigkeit negativ beeinträchtigt.

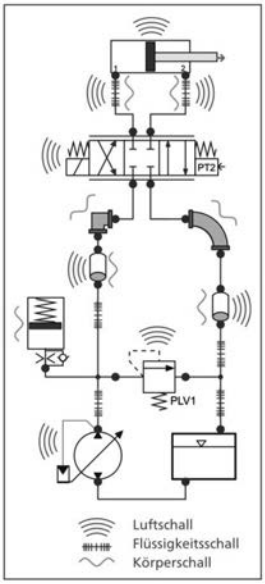


Bild 1: Schallarten im Hydrauliksystem

Sollen für ein Druckschwingungsproblem Abhilfemaßnahmen konzipiert werden, sind die Kenntnis der Resonanzfrequenzen und die genaue Lokalisierung von Bereichen hoher und niedriger Druckpulsationen innerhalb des Leitungssystems die Grundvoraussetzungen für die erfolgreiche Auslegung. Beide Voraussetzungen lassen sich heutzutage durch eine Simulation des Druckschwingungsproblems ermitteln. Die Simulation ist anschließend auch das ideale Werkzeug für die Überprüfung der Dimensionierung und die richtige Positionierung der Abhilfemaßnahmen, denn es können problemspezifische Versuche durchgeführt werden, die so in der realen Welt ohne Gefährdung der Anlage nicht möglich wären.

Wichtig für die Druckschwingungssimulation ist die genaue Berücksichtigung der druckabhängigen Rohraufweitung, da diese einen direkten Einfluss auf die Dämpfung der Druckpulsation und auf die Schallgeschwindigkeit, mit der sich die Druckwellen im Leitungselement ausbreiten, hat. Bei Rohren aus linear-elastischen Werkstoffen wie Stahl und Aluminium ist die Parametrierung der Rohrwandung kein Problem. Über Modellierungsansätze wie z. B. die allseits bekannte „Kesselformel“ wird die druckabhängige Aufweitung bei diesen Rohren hinreichend genau beschrieben. Bei Materialien mit komplizierterem Aufbau wie z. B. Kunststoff- oder Gewebeschlauchleitungen, deren Eigenschaften sich druck-, temperatur- und sogar frequenzabhängig deutlich ändern, muss auf erweiterte Modellierungsansätze zurückgegriffen werden, die auch das viskoelastische Verhalten dieser Werkstoffe berücksichtigen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da die Druckschwingungssimulation häufig zur Lösung von akuten Problemfällen eingesetzt wird, bei denen es auf eine zeitnahe Hilfestellung ankommt, dürfen die Modellierungsansätze zur Abbildung einer viskoelastischen Rohrwandung jedoch keine komplizierten physikalischen Ansätze enthalten, die zeitaufwändige Berechnungen benötigen oder die aufwändig zu validieren sind.

In diesem Beitrag wird daher ein alternativer Ansatz vorgestellt, bei dem ein empirischer Modellierungsansatz zum Einsatz kommt, dessen Parameter aus aufbereiteten Messdaten ermittelt werden. Hierzu kommt ein Prüfstand zum Einsatz, mit dem die Vierpol-Übertragungsmatrix und das Durchgangsdämmmaß beliebiger hydraulischer Bauteile kurzfristig messtechnisch ermittelt werden kann, um hieraus dann die für die Simulation benötigten Materialparameter mittels Parameteroptimierung zu bestimmen.

2. Synthese des viskoelastischen Schlauchwandmodells

Im Zentrum der Modellsynthese steht die Berechnung von viskoelastischen Elastomer- und Kunststoffleitungen mit dem Softwarepaket „DSHplus“ [1]. Das zugrundeliegende Rechenmodell basiert auf einer Arbeit von MÜLLER [2]. Anhand eines Beispiels wird gezeigt, dass die Schallgeschwindigkeit in viskoelastischen Leitungen im Allgemeinen frequenzabhängig ist. Zunächst werden die Grundgleichungen des Verfahrens vorgestellt.

2.1 Grundgleichungen

Soll bei einer Simulationsrechnung das viskoelastische Verhalten der Rohrwand berücksichtigt werden, kann zur Beschreibung des Materialverhaltens ein *Zener-Körper*, d. h. eine Reihenschaltung einer linearen Feder und eines Kelvin-Voigt-Körpers, verwendet werden:

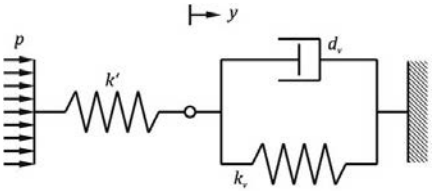


Bild 2: Ersatzschaltbild des Zener-Körpers beim DSHplus-Wandmodell.

Die Feder mit der Steifigkeit k' berücksichtigt die rein elastische radiale Aufweitung der Rohrwand, wie sie auch bei einem linear-elastischen Rohr auftreten würde; durch den Kelvin-Voigt-Körper wird der viskoelastische Anteil y der radialen Wandaufweitung abgebildet. Die Parameter k_v und d_v bezeichnen die Steifigkeits- und Dämpfungskonstanten des Kelvin-Voigt-Körpers. Für den viskoelastischen Anteil y der radialen Wandaufweitung gilt die folgende Differentialgleichung:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$k_v y + d_v \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} = p \tag{1}$$

Der Beitrag der axialen Dehnung zur Volumenänderung wird von diesem Modell nicht berücksichtigt. Einsetzen der oben stehenden Beziehung in die Kontinuitätsgleichung ergibt die erweiterte Kontinuitätsgleichung nach MÜLLER [2]:

$$\frac{1}{K'}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial z} + \frac{2}{r_i}\frac{p - k_v y}{d_v} = 0 \tag{2}$$

Der effektive Kompressionsmodul K' wird dabei nach dem folgenden Ansatz berechnet, der für dünnwandige Rohre bei behinderter Axialdehnung gilt:

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{K_s} + \frac{2}{E'}\frac{r_i}{e} \tag{3}$$

2.2 Frequenzabhängige Schallgeschwindigkeit

Mit der Kontinuitätsgleichung und dem Materialmodell stehen alle Beziehungen zur Berechnung der effektiven Schallgeschwindigkeit zur Verfügung. Unter Vernachlässigung der konvektiven Ableitungen (sog. *akustische Approximation*, Annahme $Ma \ll 1$) ergibt sich die Laplace-Transformierte der Kontinuitätsgleichung nach MÜLLER zu folgendem Ausdruck, wobei die transformierten Größen durch das „*“-Symbol gekennzeichnet werden:

$$sp^* \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2}{E'}\frac{r_i}{e}\right) + \frac{1}{A}\frac{\partial Q^*}{\partial z} + \frac{2}{r_i d_v}(p^* - k_v y^*) = 0 \tag{4}$$

Im Frequenzbereich kann die Materialgleichung des Kelvin-Voigt-Körpers, der das viskoelastische Verhalten der Rohrwand abbildet, explizit nach der Aufweitung y^* umgestellt werden, wenn die konvektiven Ableitungen auch hier vernachlässigt werden:

$$y^* = \frac{p^*}{k_v + s d_v} \tag{5}$$

Substitution in die Kontinuitätsgleichung ergibt den folgenden Ausdruck:

$$sp^* \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2}{E'}\frac{r_i}{e} + \frac{2r_i^{-1}}{k_v + s d_v}\right) + \frac{1}{A}\frac{\partial Q^*}{\partial z} = \frac{sp^*}{K^*} + \frac{\partial \bar{u}^*}{\partial z} = 0 \tag{6}$$

Aus dem Koeffizienten der transformierten zeitlichen Druckableitung sp^* (entspricht $\partial p/\partial t \approx \mathrm{d}p/\mathrm{d}t$ im Zeitbereich) kann die komplexe effektive Schallgeschwindigkeit $a^*(s)$ identifiziert werden:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$a^*(s) = \frac{a_s}{\sqrt{1 + K_s\left(\frac{2}{E'}\frac{r_i}{e} + \frac{2r_i^{-1}}{k_v + sd_v}\right)}} \tag{7}$$

Bei harmonischer Erregung gilt für die Laplace-Variable $s = j\omega$, sodass die komplexe effektive Schallgeschwindigkeit a^* offensichtlich eine frequenzabhängige Größe darstellt. Um die Frequenzabhängigkeit dieser Eigenschaft zu veranschaulichen, ist der Frequenzgang der effektiven Schallgeschwindigkeit von HLP-Hydraulikölen in einer typischen viskoelastischen Leitung in der folgenden Abbildung dargestellt:

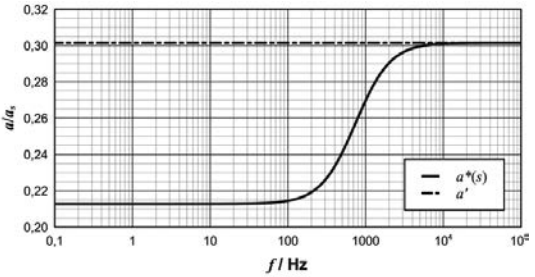


Bild 3: Beispielhafter Frequenzgang der effektiven Schallgeschwindigkeit.

Die gestrichelt gezeichnete Linie zeigt die – frequenzinvariante – effektive elastische Schallgeschwindigkeit a', die sich einstellen würde, wenn das Materialverhalten der Rohrwand nur durch die linear-elastische Einzelfeder k' bestimmt würde.

Der Befund lässt sich folgendermaßen erklären: Für den Grenzfall einer verschwindenden Frequenz (quasistatische Belastung) strebt der Beitrag des Dämpferelements zur komplexen Steifigkeit des Kelvin-Voigt-Körpers gegen Null. Damit degeneriert der Zener-Körper zu einer Reihenschaltung der Federn k_v und k'. Für den umgekehrten Grenzfall einer unendlichen Frequenz strebt die komplexe Steifigkeit des Kelvin-Voigt-Körpers ebenfalls gegen unendlich, d. h. gegen ein Starrkörperverhalten. In diesem Fall verbleibt nur die Steifigkeit der Einzelfeder k'.

Für den Einsatz in der Simulation müssen die Werte für den Ersatzelastizitätsmodul der Rohrwandung E' und die viskoelastischen Parameter k_v und d_v materialspezifisch ermittelt werden. Hierzu werden Messdaten benötigt, die das viskoelastische Verhalten des Materials im interessierenden Frequenzbereich hinreichend genau charakterisieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Messung der Vierpol-Übertragungsfunktion

Für die Messungen kommt ein Prüfstand zum Einsatz (**Bild 4**), aus dessen Messdaten die Vierpol-Übertragungsmatrix und das Durchgangsdämmmaß beliebiger hydraulischer Bauteile berechnet werden kann. Eine umfassende Beschreibung, des ursprünglich aus der Akustik stammenden Messverfahrens und der möglichen Messaufbauten, inklusivere einer Diskussion deren spezifischer Vor- und Nachteile, findet sich bei TAO [3].

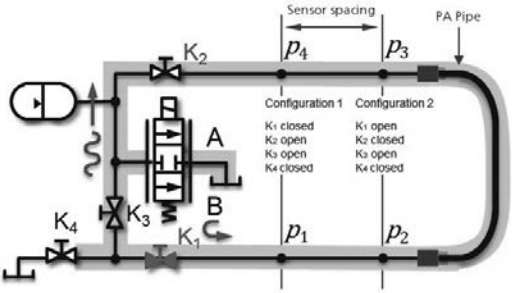


Bild 4: Prüfaufbau zur Vierpol-Messung nach der Secondary-Source Methode

Das verwendete Messsetup ist die Secondary-Source-Methode. Die hierfür benötigten zwei unterschiedlichen Resonanzbedingungen werden durch verschiedene Kugelhahnkonfigurationen am Prüfstand eingestellt. Der Prüfstand ist so gebaut, dass er in eine Kühlkammer passt, sodass auch die Temperaturabhängigkeit des viskoelastische Materialverhaltens ermittelt werden kann.

Aus den Vierpol-Übertragungsfunktionen – **Bild 5** zeigt den Verlauf der Übertragungsfunktion T_{11} für unterschiedliche PA-Materialien – kann dann das Durchgangsdämmmaß (**Bild 6**) berechnet werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

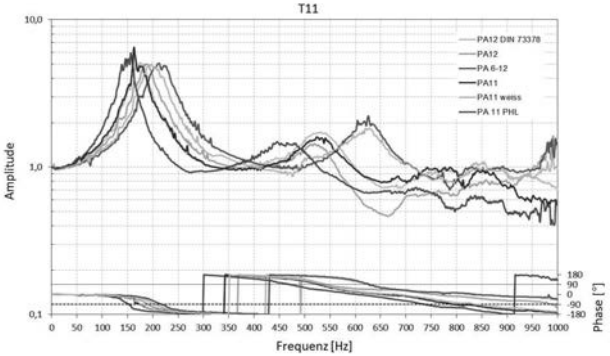


Bild 5: Vierpol-Übertragungsfunktion T_{11} verschiedener 500 mm PA-Leitungen bei 23°C

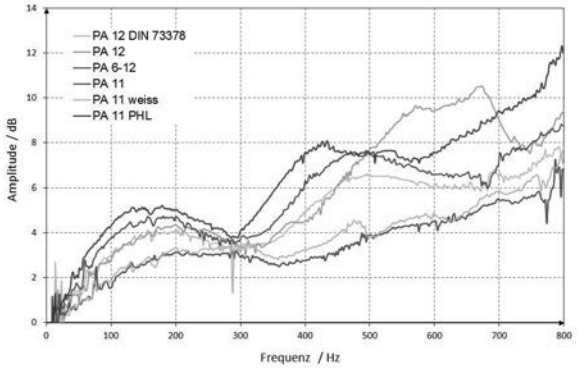


Bild 6: Durchgangsdämmmaß verschiedener 500 mm PA-Leitungen bei 23 °C

In der Simulation werden die Zeitdaten der Prüfstandsmessungen zur Bestimmung der viskoelastischen Materialparameter genutzt. Die Vierpol-Übertragungsmatrizen und das Durchgangsdämmmaß dienen hier als Vergleichsreferenz bei der Ergebnisbewertung.

4. Identifikation der viskoelastischen Materialparameter

Die Identifikation der viskoelastischen Materialparameter erfolgt automatisiert mittels numerischer Optimierung. Ein Teilsystem des Prüfstands (**Bild 7**), das von Sensor 1 bis zum Sensor 4 reicht und somit den Prüfling mit einschließt, wird hierzu in der Simulation nachgebaut.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

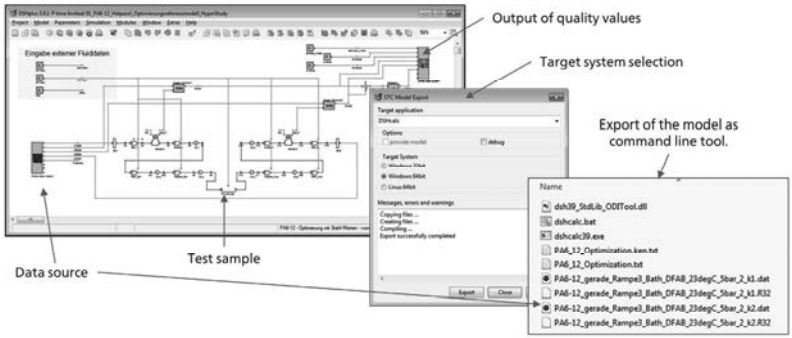


Bild 7: Vorbereitung der Parameteridentifikation mit einem externen Optimierer

Parallel zur Simulation werden die Zeitdaten einer Messung eingelesen. Die Drucksignale $p1$ und p_4 dienen der Anregung des Prüfstandsteilsystems und die Drücke p_2 und p_3 werden mit den Drücken $p_{2,sim}$und $p_{3,sim}$ aus der Simulation verglichen. Die Addition der Differenzen der jeweiligen Druckwertepaare über dem Simulationslauf ergibt einen Gütewert. Diesen Gütewert gilt es zu minimieren, denn er ist ein Qualitätsmaß für den Grad für die Abweichung zwischen dem viskoelastischen Verhalten der simulierten Rohrwand und dem viskoelastische Verhalten der realen Rohrwand. Der Optimierer variiert hierzu in jedem Simulationslauf die Werte für k_v und d_v und bewertet die Veränderung des Gütewerts. Der Wert für den Ersatzelastizitätsmodul der Rohrwandung E' wird aus dem aktuell gewählten Wert für k_v und dem Elastizitätsmodul E des PA-Werkstoffs für jeden Simulationslauf neu berechnet. Der Basiswert für den Elastizitätsmodul E ist temperaturabhängig und wird aus den Materialdaten entnommen. **Bild 8** zeigt für unterschiedliche PA-Materialien eine Übersicht der temperaturabhängigen Elastizitätsmodule E.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

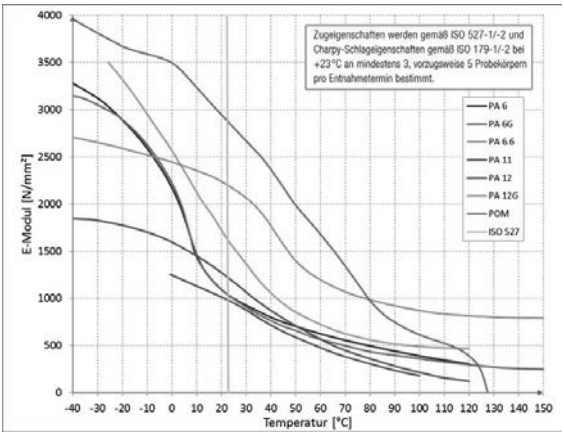


Bild 8: Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls unterschiedlicher PA-Materialien

Die Berechnungsgleichung für E' ergibt sich aus der Grenzfallbetrachtung für eine verschwindende Frequenz (quasistatische Belastung) zu:

$$E' = \frac{E}{1 - \frac{Ee}{{r_i}^2 k_v}} \tag{8}$$

Die Optimierung kann sowohl direkt mit DSHplus erfolgen oder aber, wie **Bild 9** zeigt, auch mit einem externen Optimierer durchgeführt werden. Hierfür wird das Simulationsmodell wie in **Bild 7** dargestellt exportiert. Die Steuerung der weiteren Berechnung erfolgt dann über eine Batch-Datei. Moderne Optimierer verfügen über eine Vielzahl von Optimierungsstrategien, die auch eine parallele Berechnung ganzer Parameterbereiche unterstützen. Hierdurch kann die Parameteroptimierung sehr schnell durchgeführt werden, sodass die Materialparameter zeitnah für die Projektarbeit zur Verfügung stehen.

In **Bild 9** ist die Entwicklung der Gütewerte für zwei exemplarische Optimierungsstrategien dargestellt. Im mittleren Bildteil ist gut zu erkennen, wie die Abweichung zwischen Simulation und Messung sukzessive minimiert wird. Im rechten Bildteil ist außerdem zu sehen, wie die Parameterwerte für k_v und d_v zu ihren Optima konvergieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

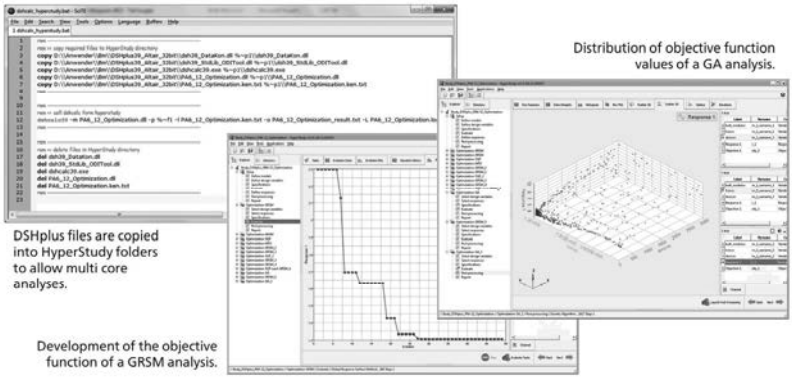


Bild 9: Automatisierte Parameteridentifikation mit HyperStudy [4]

Der Vergleich von gemessenem und simuliertem Durchgangsdämmmaß einer 500 mm langen Leitung aus PA 6-12 ist in **Bild 10** aufgetragen. Der qualitative Verlauf der beiden Kurven stimmt recht gut überein, auch wenn das simulierte Ergebnis ab ca. 600 Hz eine höhere Dämpfung zeigt als die Messung. Im Frequenzbereich unterhalb von 500 Hz, der z. B. für die simulative Analyse von Kraftstoff-Niederdrucksystem von Bedeutung ist, zeigen die beiden Kurven bereits eine sehr gute Übereinstimmung, so dass die gefundenen viskoelastischen Materialparameter hier sofort in der Projektarbeit genutzt werden können.

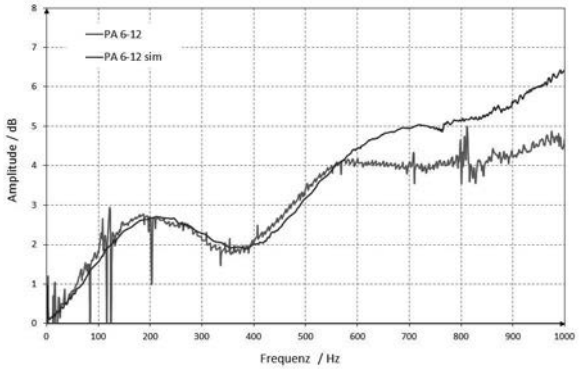


Bild 10: Simuliertes und gemessenes Durchgangsdämmmaß einer 500 mm PA 6-12 Leitung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Simulation einer Leitung mit viskoelastischem Materialverhalten

Die typische Vorgehensweise bei der Analyse einer Leitung mit viskoelastischem Materialverhalten wird anhand einer 8,1 m langen Beispielleitung (**Bild 11**) vorgestellt.

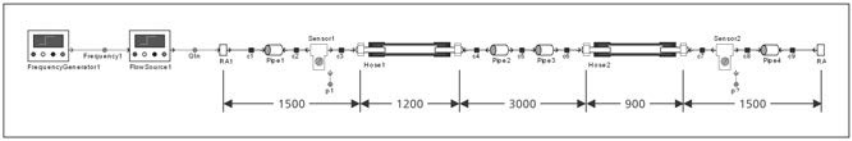


Bild 11: Beispielleitung aus Stahlrohren und Gewebeschläuchen

Kommt es in einem Leitungssystem zu Pulsationsproblemen, stehen gewöhnlich nur die Signale einzelner über die Anlage verteilter Drucksensoren für die Untersuchung der Schwingungssituation zur Verfügung. In der Beispielleitung ist dies durch Sensorbauteile gekennzeichnet. Mit den Drucksignalen lassen sich dann zwar die Frequenzen der Schwingung ermitteln, im Spektrum der Drucksignale (**Bild 12**) sind das z. B. die Hauptfrequenzen 65 Hz, 157 Hz und 330 Hz, es ist aber nur schwer möglich, hieraus Rückschlüsse auf die Schwingungsform und die Wirkzusammenhänge in der Leitung zu ziehen.

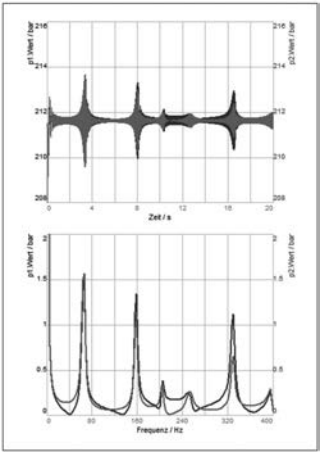


Bild 12: Zeitsignale und FFT-Spektren zweier in der Anlage verteilter Drucksensoren

Wird das Leitungssystem hingegen simulativ untersucht, stehen ergänzende Information für die Schwingungsanalyse zur Verfügung. Durch die Visualisierung der Druckschwingung im sogenannten „Druckvektorplot“ erhält man eine Übersicht über die räumliche Verteilung der Druckpulsation entlang der Mittellinie des Leitungssystems. Die Anregungsfrequenz bildet

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die x-Achse und die Leitungslänge die y-Achse (**Bild 13**). Positionen hoher Pulsation (Druckbauch) und niedriger Pulsation (Druckknoten) können hier sehr einfach durch die farbliche Markierung abgelesen werden. Aus dem Druckvektorplot wird auch deutlich, dass die Resonanz bei 205 Hz, durch die unglückliche Positionierung der Drucksensoren in Druckknoten dieser Schwingungsordnung, fast gar nicht im Frequenzspektrum sichtbar ist und somit bei der Problemanalyse vermutlich unberücksichtigt bleiben würde.

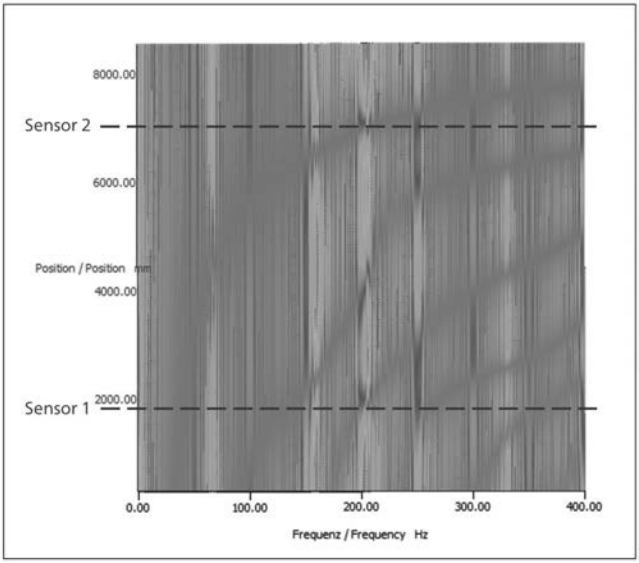


Bild 13: Druckbauchpositionen entlang der Leitungsmitte bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen

Die weitere Analyse der Schwingungssituation startet gewöhnlich mit der Suche nach λ/2- und λ/4-Resonanzen, um die Randbedingungen der Schwingungssituation eingrenzen zu können. Nach der Theorie sollte die λ/2-Resonanz für das 8,1 m lange Beispielleitungssystem bei einer Schallgeschwindigkeit von 1320 m/s bei ca. 80 Hz liegen. Sichtbar ist eine λ/2-Resonanz aber bereits bei 65 Hz (**Bild 13**). Theoretisch sollten die höheren Ordnungen dieser Schwingung jetzt bei jeweils ganzzahligen Vielfachen der Grundfrequenz erkennbar sein, also bei 130 Hz und 195 Hz. Im Druckvektorplot ist jedoch zu erkennen, dass die 2. und 3. Schwingungsordnung bei 157 Hz bzw. 205 Hz liegen.

Die Ursache dieser „Verzerrung" in der Abfolge der Resonanzfrequenzen ist die Unterteilung der Leitung in Stahlrohr- und Schlauchsegmente. Selbst bei gleichen Durchmessern der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Segmente bewirkt der Materialwechsel, also das viskoelastische Materialverhalten der PA-Leitungen, eine Änderung der Druckwellenausbreitungsgeschwindigkeit im jeweiligen Segment. Verzerrungseffekte der Systemresonanzen ergeben sich außerdem, wenn das Leitungssystem aus Segmenten unterschiedlichen Durchmessers oder aus parallelen Leitungssträngen aufgebaut ist. Ändern sich zusätzlich auch noch die Temperaturen bei denen das hydraulische System betrieben wird, hat dies wiederum Einfluss auf die Fluiddaten und auf die Materialdaten der Leitungswandungen (siehe **Bild 8**). Abhängig von der Richtung der Temperaturveränderung kommt es zu Verschiebungen der Resonanzfrequenzen und zu einer Veränderung der Systemeigendämpfung. Eine Umfassende Analyse der Schwingungssituation ist dann nur noch mittels der gezeigten simulativen Vorgehensweise möglich.

6. Zusammenfassung

Der Beitrag präsentierte ein empirisches Rohrwandmodell, mit dem das viskoelastischen Materialverhalten von Kunststoff- und Gewebeleitungen in der hydraulischen 1D-Leitungssimulation abgebildet werden kann. Am Beispiel einer PA-Leitung wurde die Vorgehensweise beschrieben, wie die viskoelastischen Materialparameter aus Messungen identifiziert und für die simulative Druckschwingungsanalyse genutzt werden.

Praxisanwendungen bei FLUIDON haben gezeigt, dass die beschriebene Vorgehensweise zur Druckschwingungsanalyse Ergebnisse liefert, die mit einer CFD-Simulation vergleichbar sind, dabei jedoch nur einen Bruchteil von deren Rechenzeit benötigt. Wenn darum geht, eine Effektanalyse durchzuführen oder Abhilfemaßnahmen mittels Parametervariation vorzubereiten oder zu optimieren, ist dies eine geeignete Methode.

Aktuell bei FLUIDON laufende Forschungsarbeiten konzentrieren sich auf die Verbesserung des Optimierungsergebnisses für die höheren Frequenzbereiche. Die Parameteroptimierung soll dann nicht mehr im Zeitbereich sondern im Frequenzbereich erfolgen, um neben einer Qualitätsverbesserung auch eine Reduzierung der Optimierungszeit zu erreichen.

Literatur

[1] DSHplus Bauteilhandbuch (Hydraulik). FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Aachen 2015

[2] Müller, B.: Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen. Dissertation. RWTH Aachen 2002

[3] Tao, Z.; Seybert, A. F.: A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss, 03NVC-38, SAE Technical Paper 2003-01-1653, 2003

[4] HyperStudy. Altair Engineering, Inc., 2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

System Simulation and Verification of an Innovative Active Torsional Vibrational Absorber for Engine Cylinder Deactivation, Down Speeding & Best Comfort

M. Sc. **F. Schneider**, M. Eng. **V. Saxena**, Dipl. Ing. **A. Moser**,
BorgWarner Transmission Systems, Ketsch

Summary

Vehicle powertrains are strongly following the trend of down-speeding and down-sizing in combination with highly turbocharged engines and reduced number of cylinders. These measures challenge the capability of current torsional vibrational damping (TVD) systems. Introduction of cylinder deactivation adds a new dimension of complexity to this, as now the TVD systems have to tackle with different orders of torque fluctuation in the same drive train.

In this paper we present our highly innovative active torsional vibration absorber system, which provides an excellent damping performance. The paper includes the concept description of the absorber system, which includes a variable torsional stiffness that can be actively changed to achieve best isolation of the particular dominant fluctuations. The isolation performance of the system is evaluated with drive line simulations and verified with component tests. The presented results show this systems capability, which perfectly supports the trends of cylinder deactivation, extreme down speeding, and downsizing. In addition to this the system further reduces damper noises, which are caused during engine cranking, and therefore can provide a big advantage by complementing the needs of engine start-stop systems.

1 Introduction and Working Principle

Current trends in vehicle powertrain development raise new challenges for torsional vibration damping. Dual mass flywheels (DMF), located between the engine and the transmission have reached their damping limits for new engines with high specific torque and less number of cylinders. Even at low rotational speeds, these engines have sufficient torque for most driving conditions. The trend moves towards driving at low speed with no slip in the drivetrain, i.e. the launch clutch or the torque convertor lock-up clutch is locked, to further reduce slippage losses. Driving at high torque in higher gears at low engine speeds results in high torsional vibrations in the drivetrain.

An efficient way to reduce these vibrations is to use an absorber system, in addition to the DMF, which utilizes the torque fluctuations to produce opposing torque. A spring-mass sys-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tem or a pendulum system is such an absorber system. The resonance frequency of the absorber system is tuned to match the torque fluctuation frequency, and the absorber vibrates in opposite phase to the engine torque, hereby reducing torsional vibrations in the drivetrain in an very efficient way.

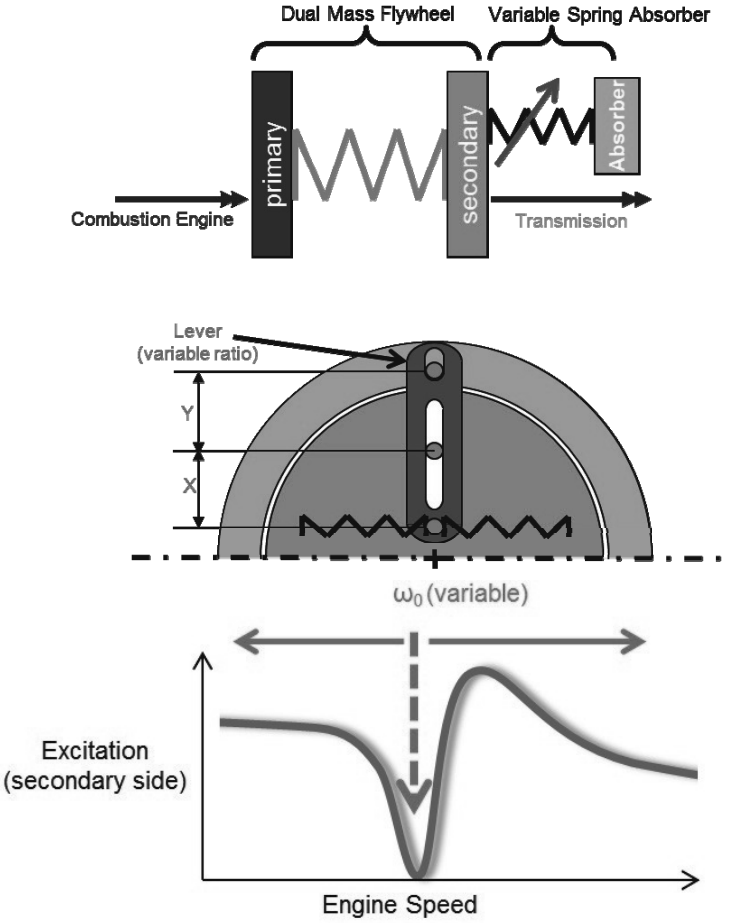


Fig. 1: Working principle of variable spring absorber (VSA)

As the torque fluctuation frequency changes in proportion to the engine speed a change in the absorber frequency is required. A centrifugal pendulum, which is currently the state of the

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

art absorber system, achieves this frequency change through the change in the centrifugal force. This papers presents an absorber concept, where active change in frequency is possible.

Figure 1 shows the basic idea behind the variable spring absorber (VSA). The system consists of an absorber inertia ring, which is connected to coil springs on the secondary side of the dual mass flywheel with a tilt lever. The springs and the absorber inertia form a rotational spring-mass system. The fulcrum or the pivot of the lever is variable and can be positioned to change the lever ratio "X:Y", which changes the effective spring stiffness acting on the absorber ring, thus changing the resonance frequency of the spring-mass system. During operation the absorber system frequency is set to that of the torsional vibrational frequency of the powertrain. As a result the absorber vibrates with the same frequency, but opposite in phase thus cancelling vibrations on the secondary side.

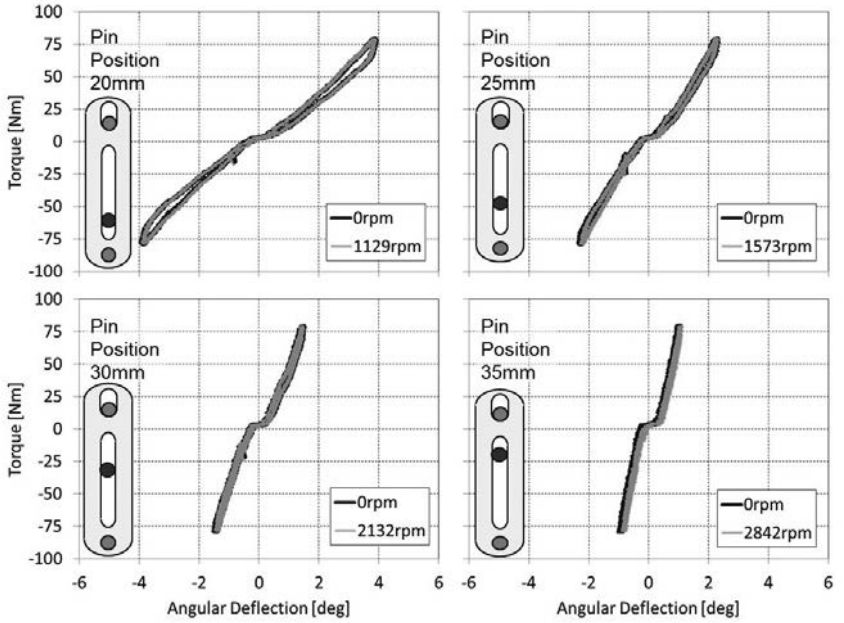


Fig. 2: Variation in spring stiffness for different position of pivot point

Figure 2 shows measurements of absorber system stiffness for various pin positions. It can be seen that the variable spring absorber has a wide range of torsional stiffness that can be actively adjusted to match the required fluctuation frequency. The measurement was con-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ducted with rotational speed and in stationary condition. It can be seen that the curves superimpose and there is not influence of rotational speed on the spring characteristic.

One major advantages of using mechanical coil spring to store the vibrational energy is the fact that high amount of energy can be stored in a small space with no significant influence of temperature and rotational speed i.e. centrifugal force, resulting in an absorber, which is equally effective at high as well as low engine speeds. As the absorber frequency can be actively changed irrespective to the engine speed, the same absorber can be used for different engines with different number of cylinders as well as for engines with cylinder deactivation.

During engine start-stop the absorber systems in a drive train are susceptible to clonk noise. The main reason for this is, that the absorber masses hit their end positions when subjected to high torque peaks during engine cranking. In order to address this issue the variable spring absorber system, in its normal state, remains mechanically blocked as long as the engine speed is below idle. Once the engine start is successful and the engine runs at idle or higher rpm the absorber system is unblocked and the correct absorber frequency is set.

2 Design and Sizing

For proper design and sizing of the Variable Spring Absorber components it is important to firstly specify the absorber capacity required. This is done by powertrain simulation consisting a damper, for example a dual mass flywheel without an absorber. The amount of rest vibrational energy per ignition on the secondary side of the powertrain, i.e. after the damper, is calculated. The absorber spring is then designed to be able to store this energy in form of spring deformation. In parallel the absorber inertia is designed to match the springs in order to dynamically store the rest energy and function as a proper spring-mass system oscillating in the desired frequency range. Finally, the lever including the variable range of pivot point is designed to have the desired frequency range for the intended engines.

Figure 3 shows the possible range of operating frequencies and engine operating speeds for a particular variable spring absorber design. The figure shows the various orders of the engine speed, which are typical for 2, 3, 4 and 6-clyinder engines. The design is optimized for a 4-cylinder engine with cylinder deactivation as well as for 2 and 3 cylinder engines. The variability of the system also allows for further intermediate frequencies that might be relevant for rolling cylinder deactivation [2].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

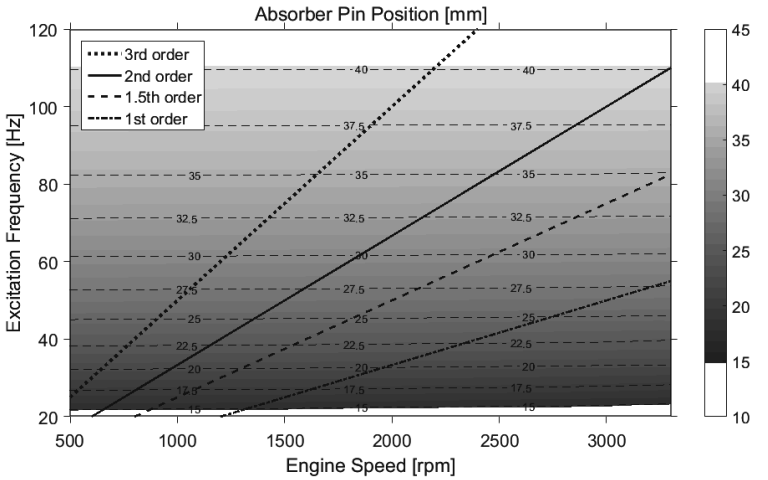


Fig. 3: VSA pivot pin position vs. excitation frequency vs. engine speed for different orders of torsional vibration

Figure 4 shows the variable spring absorber designed for an automatic transmission. Absorber inertia can be seen at the outer radius and the springs and lever system is enclosed radially within the absorber inertia. The actuation system, which is designed to operate with hydraulic oil pressure, is also enclosed inside the absorber inertia. The variable spring absorber is mounted on the secondary side of the dual mass flywheel i.e. before the transmission input shaft.

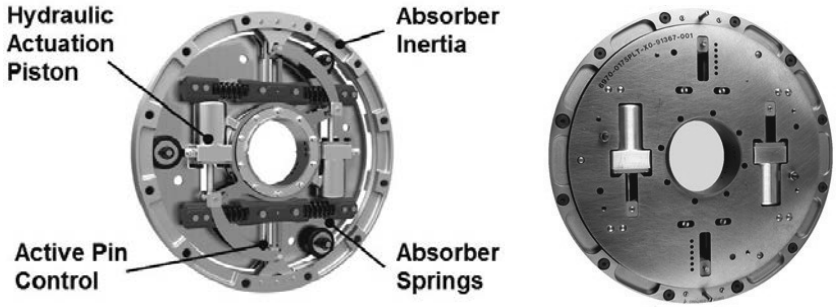


Fig. 4: Variable Spring Absorber design for an Automatic Transmission

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Simulations of Isolation Performance

To evaluate the isolation performance, the simulation is performed for variable spring absorber included in the drivetrain. On comparing the result with and without variable spring absorber, the amount of improvement is obvious. Figure 5 shows the simulation results of the same drivetrain with and without the variable spring absorber. The simulation result presented here is based on a 4-cylinder turbocharged diesel engine for full load forward drive in high gear. A powertrain with turbo charged diesel engine is used here to evaluate the isolation performance of the VSA as this type of engine is more critical when it comes to torsional vibrations. The target was to achieve the second order secondary side torsional vibration amplitudes below 300 rad/s^2 for the entire speed range of the engine. It can be seen from the results with a suitable Dual Mass Flywheel and variable spring absorber the torsional amplitudes have a maximum value of 180 rad/s^2 for engine speeds between 800rpm and 3500rpm. This shows the immense potential of a variable spring absorber to enable engines to operate at much slower speeds than possible today. This extreme downsizing possibility has a significant contribution towards fuel consumption and CO2 emissions reduction.

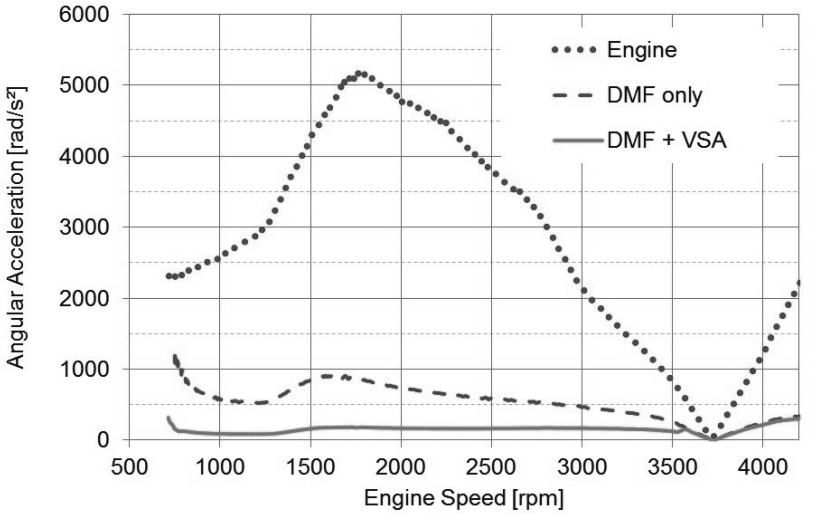


Fig. 5: Simulation results showing torsional vibration reduction with variable spring absorber (VSA)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4 Fuel Savings Potential

The main motivation behind the development of new torsional vibrational damping system is to effectively enable vehicle manufacturers to develop fuel efficient vehicles while maintaining or even improving the driving performance and comfort. The variable spring absorber supports this in several ways.

4.1 Cylinder deactivation (CDA)

Variable spring absorber is an enabler for cylinder de-activation, as it can adjust its absorber frequency to the change fluctuating frequencies due to the change in main torque fluctuating frequency. For example, if a 4-cylinder engine is switched to a 2-cylinder mode by deactivating 2 cylinders, the main torque fluctuating frequency changes from the second order to first order. Respectively, the resonance frequency of the variable spring absorber can be changed to achieve better isolation of torsional vibration in 2-cylinder mode. Improving the vibration isolation also helps to reduce the lowest possible engine speed at which the cylinders can be deactivated [1].

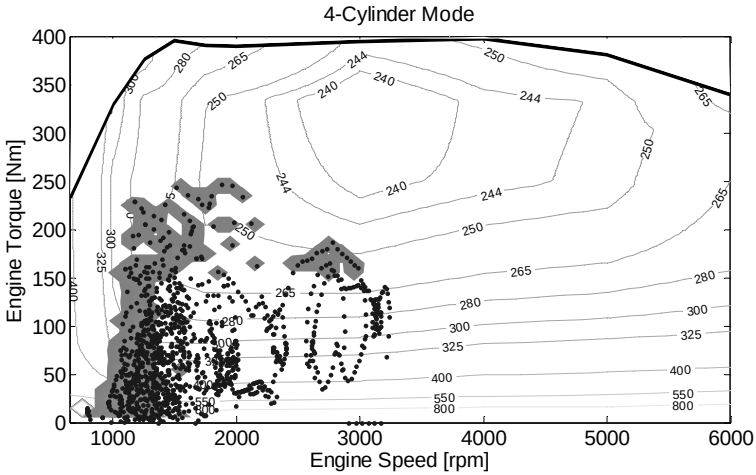


Fig. 6: Cylinder deactivation 4-cylinder gasoline engine: gray region shows operation in 4-cylinder mode

The black points plotted in Figure 6 and Figure 7 represent the engine operating points in the entire WLTP drive cycle for a turbocharged gasoline engine with cylinder deactivation. The gray shaded portions show the operating regions in 4-cylinder and 2-cylinder modes respec-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tively. For this example, the fuel consumption was reduced by 5.2%. Depending on the cylinder deactivation strategy and the drive cycle, fuels savings improvement in the range of 3% to 7% can be achieved.

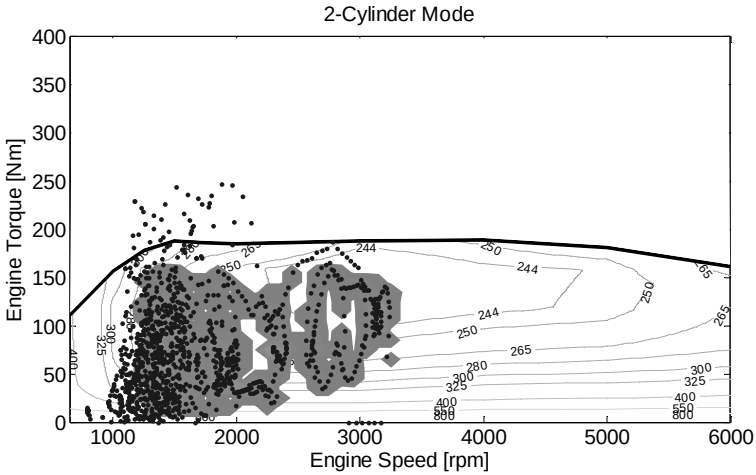


Fig. 7: Cylinder deactivation 4-cylinder gasoline engine: gray region shows operation in 2-cylinder mode

4.2 Down-speeding

VSA supports extreme down-speeding, i.e. lowering the minimum engine operating speed, which is currently restricted by comfort requirements. Table 1 shows the fuel saving potential for diesel and gasoline vehicles.

Tab. 1: Fuel Saving potential through down-speeding

Percentage fuel saving per 100rpm down-speeding		
	Cruise at 70 km/h	Cruise at 100 km/h
Gasoline (Simulation)	2.80%	1.50%
Diesel (Measurement)	3.13%	1.92%

Further, the variable spring absorber would enable the use of 2 and 3-cylinder engines with acceptable torsional vibration performance. This could be one of the keys towards using

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

these engine in premium vehicles where 4-cylinder engine is currently the lower limit on number of cylinders.

5 Test Results

As part of proof of concept, which is an integral part of advanced product development, numerous tests were conducted with the variable spring absorber on torsional vibrational test bench. Here a torsional vibration was input to the system and tests were conducted with the absorber system active as well as in blocked mode. The fluctuating torque amplitude was 70Nm and the fluctuation frequency was 2nd order of the rotational speed. This represents the main torsional vibration in a 4-cylinder engine.

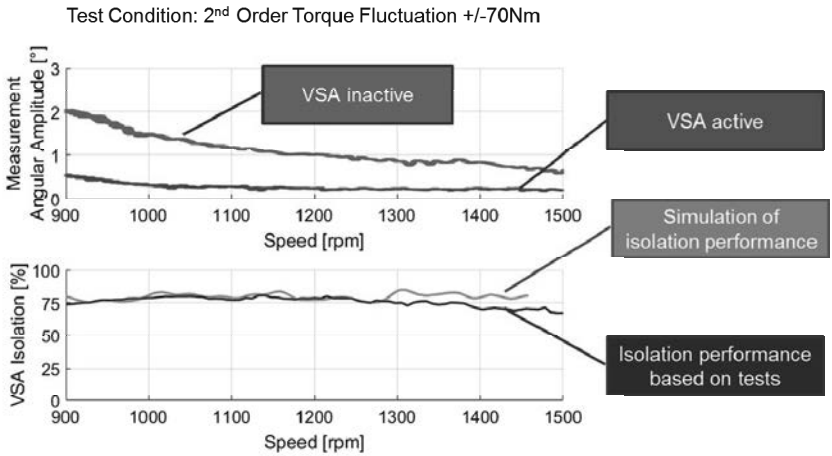


Fig. 8: Measurements: torsional vibration reduction with variable spring absorber

Figure 8 shows the amplitude of vibration as measured on the test bench. It was observed that an active absorber system contributes to around 75-80% of reduction in vibrations on the secondary side i.e. after the damper. Simulations results showed similar isolation performance. The isolation performance measured above is for the VSA alone on the test bench. In a real powertrain the VSA is used together with a damper (DMF) which itself has an isolation performance of around 80%. Together the VSA and DMF can have a total isolation performance of over 95%.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6 Conclusion and Future Prospects

Variable spring absorber concept presented in this paper has proved to be an interesting solution for reducing torsional vibrations in future powertrains with combustion engines. Simulations and test conducted show the potential of this concept as an enabler for extreme down speeding and engine cylinder deactivation.

Further scope of development includes integrating the variable spring absorber in a demonstrator vehicle and to conduct intensive testing. In parallel there will be further investigations to check the implementation and benefits in electrified powertrains like hybrids and electric vehicles with range extenders.

References

[1] Pagliari, D; Cecur, M.
Dynamic Cylinder De-Activation: System Approach and Performance Potential
24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2015
Aachen, 2015

[2] Kooy, A.
Torsional damping systems for all relevant powertrains
16th International VDI Congress, Drivetrain for Vehicles 2016
Friedrichshafen, 2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Simulation der Frequenzantwort des Rad-Bremse Verbundes auf gemessene Anregungssignale

Deborah Müller, **Daniel Wallner**, **Sergio Carvajal**,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart;
Frank Gauterin,
Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Kurzfassung

Bei der Entwicklung von Bremsen rückt neben den sicherheitsrelevanten Schwerpunkten Performance und Zuverlässigkeit auch die Optimierung des Bremskomforts immer stärker in den Fokus. Durch die Abnahme von Geräuschemissionen in allen Bereichen moderner Fahrzeuge werden auch Bremsgeräusche vom Kunden immer weniger akzeptiert und zum Teil sogar als Mangel an Qualität wahrgenommen.
Um Zeit und Kosten im Entwicklungsprozess zu sparen, kommen immer häufiger simulative Methoden zum Einsatz. In der Simulation von Bremsenquietschen ist die Komplexe Eigenwertanalyse (KEA) Stand der Technik. Mit dieser Methode, bei der die instabilen Moden des Systems ermittelt werden, kann das Geräuschverhalten bereits erfolgreich simulativ bewertet werden. Es gibt aber auch Geräuschphänomene (z.B. Knarzen und Muhen), die in der Realität auftreten, jedoch mittels KEA nicht simuliert werden können.

In dieser Abhandlung wird eine Methode zur Untersuchung solcher Phänomene vorgestellt. Durch die Implementierung gemessener Kraftsignale in ein FE-Modell kann die Frequenzantwort des Systems berechnet werden. Die Methode bietet so einen tieferen Einblick in das Zusammenspiel der an der Schwingung beteiligten Bauteile und liefert Ansätze zur Reduktion der Geräusche.

Zur Ermittlung der Anregungssignale für die Simulation musste zunächst eine Methode zur Ermittlung der Reibkräfte am Originalsystem weiterentwickelt werden. Dabei werden die Belagführungsbolzen des Bremssattels durch mit Foliensensoren ausgestattete Messbolzen ersetzt. Das gemessene Kraftsignal lässt Rückschlüsse auf das vorherrschende Reibgesetz zu und kann direkt als Eingangsgröße für die Simulation genutzt werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die entwickelte Methode wurde anhand einer Fallstudie getestet. Die dabei entstandenen Ergebnisse und Erkenntnisse werden vorgestellt und diskutiert.

1. Einleitung

Eine Vielzahl von Bremsgeräuschen, insbesondere niederfrequente Phänomene unter 1000 Hz, werden erst relativ spät im Entwicklungsprozess im Fahrversuch entdeckt. Zu diesem Zeitpunkt sind keine tiefgreifenden Änderungen des Systems mehr möglich. Somit sind auch die Möglichkeiten zur Umsetzung von Gegenmaßnahmen eingeschränkt.

Simulationsmethoden bieten die Möglichkeit, Bremssysteme früher im Entwicklungsprozess bezüglich ihrer akustischen Robustheit zu bewerten und Gegenmaßnahmen zu entwickeln, noch bevor Prototypen gefertigt werden. Bremsenquietschen, also Bremsgeräusche über 1000 Hz können mit der Komplexen Eigenwertanalyse (KEA) simulativ untersucht werden. Für niederfrequente Geräusche liefert sie jedoch keine brauchbaren Ergebnisse.

Diese Arbeit präsentiert eine Simulationsmethode für diese niederfrequenten Geräusche und konzentriert sich dabei auf das Phänomen Kaltmuhen, das bei ca. 500 Hz liegt. Dieses Phänomen entsteht bei sehr niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten von unter 1 km/h und tendenziell bei niedrigen Bremsdrücken. Kaltmuhen tritt im Wechsel mit Knarzen auf, weshalb davon ausgegangen wird, dass beide Phänomene auf denselben Anregungsmechanismus zurückzuführen sind. In der Literatur wird Knarzen auf den Stick-Slip Mechanismus zurückgeführt, vgl. [1], [2]. Dieser Anregungsmechanismus ist durchaus auch für das Muhen plausibel, da die niedrige Fahrzeuggeschwindigkeit eine solche Anregung begünstigt. Zur Simulation des Phänomens wird die Frequenzantwort auf ein im Betriebszustand gemessenes Anregungssignal berechnet und so das dynamische Verhalten des Systems bewertet.

Zur experimentellen Bestimmung des Anregungssignals soll die Reibkraftdynamik gemessen werden. Hierzu wird die Methode von Wallner [3] weiterentwickelt. Wallner stattet die Belagführungsbolzen eines Monoblock-Festsattels mit Dehnungsmessstreifen aus, um die Belagabstützungskräfte zu bestimmen. Dabei wird angenommen, dass die Reibkraft zwischen der Belagrückenplatte und den Kolben konstant und deutlich kleiner als die Reibkraft zwischen Bremsscheibe und Belägen ist. Somit kann die gemessene Kraft als die dynamische Anregung des Systems interpretiert werden. Da die aktuelle Bauweise der Porsche Bremssättel keinen Platz bietet, um Dehnmessstreifen anzubringen, wurde eine alternative Methode entwickelt. Bei dieser Methode werden die Belagabstützungskräfte mit piezoresistiven Foliensensoren gemessen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Experimentelle Untersuchung des Geräuschphänomens Kaltmuhen

Die Dynamik des Systems währen des Kaltmuhens soll mithilfe der Frequenzantwortanalyse simulativ beschrieben werden. Um die Frequenzantwort berechnen zu können, ist die Kenntnis des Anregungssignals notwendig. Dieses soll zunächst experimentell bestimmt werden, indem das dynamische Verhalten der Reibkraft gemessen wird. Außerdem werden zur Validierung der Simulationsergebnisse Beschleunigungen an verschiedenen Punkten gemessen.

Messmethode

Die Belagkräfte werden mithilfe von Foliensensoren mit einer Dicke von 0,208 mm gemessen. Abbildung 1 zeigt rechts die Richtungen der Belagabstützungskräfte, welche aufgrund des Belagdesigns geometrisch eindeutig bestimmt sind.

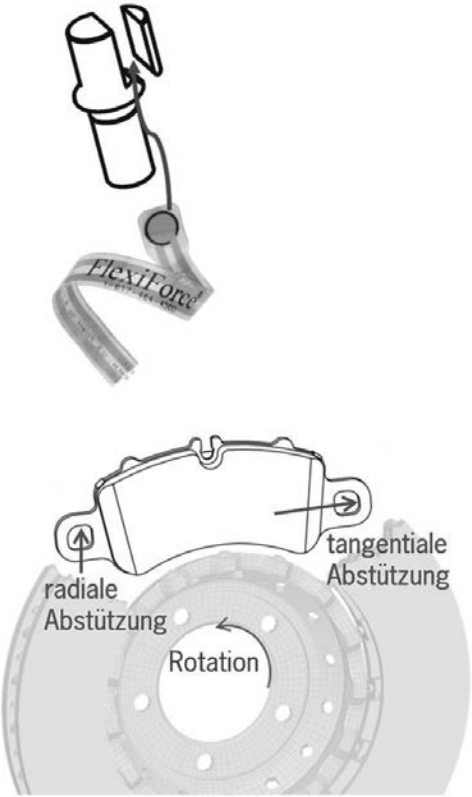


Bild 1: Messbolzen und Kraftrichtungen an den Belagabstützungspunkten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die FlexiForce®-Sensoren der Firma Tekscan werden in Kraftrichtung an den Belagführungsbolzen angebracht. Die Sensoren können Kräfte von bis zu 4,4 kN aufnehmen und weisen mit einer maximalen Abtastrate von 5,7 kHz ein gutes dynamisches Verhalten auf. Sie können in einem Temperaturbereich von -9° C bis 60° C betrieben werden. Da bei den Untersuchungen nur Komfortbremsungen mit niedrigen Bremsdrücken und Geschwindigkeiten untersucht werden, sind diese Werte ausreichend. Aufgrund ihrer kleinen Messfläche mit einem Durchmesser von 9,5 mm ist das Anbringen an kleinen, schwer zugänglichen Messstellen, wie den Belagführungsbolzen, möglich.

Um die Sensoren vor Alterung aufgrund von großen Linienlasten und Scherkräften zu schützen, werden die Bolzen, wie in Abbildung 1 links zu sehen, zweigeteilt und der Sensor zwischen den Teilen positioniert. Dadurch ergibt sich im ungünstigsten Fall, bei einem Belagverschleiß von 50%, eine Reduktion der statischen Steifigkeit der Belagführungsbolzen von nur 10%. Außerdem sind die während des Kaltmuhens auftretenden Bremskräfte und der Belagverschleiß relativ niedrig. Deshalb wird die Schwächung des Bolzens als unkritisch bewertet

Bei der Kalibrierung der Sensoren ist auf eine möglichst dem Betriebszustand entsprechenden Krafteinleitung und Belastung der Sensoren zu achten. Hierzu wird die Folie an einem Messbolzen angebracht und in eine statische Materialprüfmaschine eingespannt. Nach einer Vorkonditionierungsphase von vier bis fünf Be- und Entlastungen mit 110% der maximal zu messenden Kraft wird die Kalibrierkurve aufgenommen und in einem Polynom 6. Grades ausgedrückt.

Zur Validierung des Messaufbaus wurden Versuche an einem Bremsgeräuschprüfstand mit einem System bestehend aus Bremse und Halbachse durchgeführt. Der Reibwert kann dann zum einen aus den Kraftbeträgen der Messbolzen F_R, dem Bremsdruck p und der Kolbenfläche A gemäß

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{F_R}{p\,A}$$

berechnet werden.

Außerdem kann der Reibwert gemäß dem Standard SAE-J2521 [4] aus dem am Prüfstand gemessenen Bremsmoment M und dem Bremsdruck ermittelt werden. Mit dem minimalen Bremsdruck p_{Grenz}, dem geschätzten effektiven Reibradius r_{eff} sowie dem Bremsenwirkungsgrad η ergibt sich der Reibwert aus

$$\mu = \frac{10^6\,M}{2\,(p - p_{Grenz})\,A\,r_{eff}\,\eta} \quad .$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Es ist nicht zu erwarten, dass die Werte exakt übereinstimmen, da bei der Messung mit den Messbolzen die Reibkräfte zwischen Belagrückenplatte und Kolben vernachlässigt werden. Andererseits ist auch die Methode aus dem SAE Standard J2521 mit einer gewissen Unsicherheit behaftet. Beispielsweise ist der effektive Reibradius nicht bekannt und muss geschätzt werden. Außerdem wird er als konstant angenommen, obwohl er sich in der Realität während einer Bremsung verschiebt. Auch die Messung des Bremsmoments ist aufgrund der Prüfstandsträgheit mit gewissen Unsicherheiten behaftet. Nach Degenstein et al. [5] variieren die so ermittelten Reibwerte um ±5%.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Messungen mit den Messbolzen gute qualitative Ergebnisse liefern, jedoch betragsmäßig deutlich unter den Prüfstandsergebnissen liegen. Dies kann zum einen an einer abweichenden Krafteinleitung bei der Kalibrierung und zum anderen an dem nichtlinearen Spannungs-Kraftverlauf der Schaltung liegen. Diese beiden Aspekte werden noch genauer untersucht und optimiert. Außerdem zeigt sich bei Messungen mit dem Originalbolzen ein deutlich stärkerer, negativer Einfluss der Sensoralterung als bei dem zweigeteilten Messbolzen.

In weiteren Versuchen wurden verschiedene NVH Phänomene, wie Stick-Slip-Vibrationen, Knarzen, Muhen und niederfrequentes Quietschen untersucht. Es zeigt sich, dass die unterschiedlichen Charakteristiken der Phänomene deutlich in den Kraftsignalen zeigen, vgl. [6].

Ergebnisse der Messung

Mit dem beschriebenen Messaufbau wurden Versuche auf einem Rollenprüfstand an einem Gesamtfahrzeug durchgeführt. Abbildung 2 zeigt das resultierende Kraftsignal im Betriebszustand. Der Bremsdruck bei dieser Messung beträgt ca. 30 bar und es zeigt sich, dass die gemessenen Belagkräfte unrealistisch klein sind. Es ergibt sich aus den gemessenen Werten ein Reibwert von 0,02. Eine Nachuntersuchung zeigt, dass der Sensor kaum gealtert ist, demnach muss die Krafteinleitung bei der Kalibrierung optimiert werden. Dennoch kann man erkennen, dass die Kräfte in tangentialer Richtung deutlich höher als in radialer Richtung sind.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

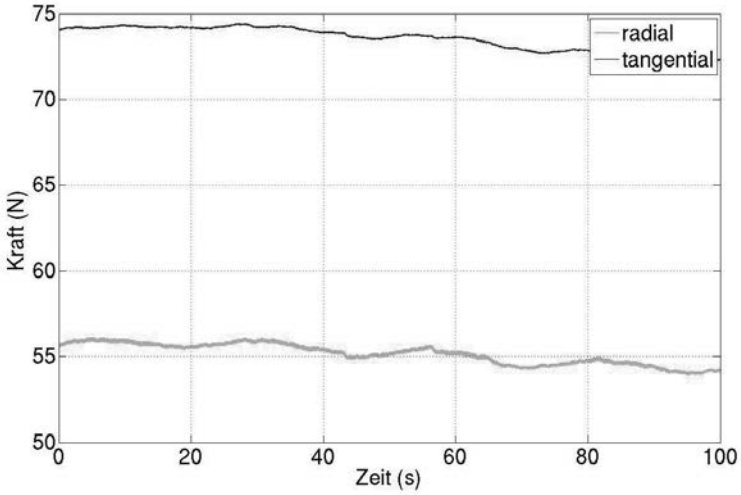


Bild 2: Zeitsignal der Belagkraft während des Muhens.

Betrachtet man das Amplitudenspektrum des Signals in Abbildung 3, so kann man einen deutlichen Peak bei der Muhfrequenz von ca. 512 Hz erkennen. Die Schwingungsamplituden sind in radialer Richtung um ein Vielfaches größer als in tangentialer Richtung. Außerdem kann man neben der Muhfrequenz und der zweiten Harmonischen niederfrequente Anteile bei ca. 20 Hz, 40 Hz, 50 Hz sowie 100 Hz erkennen. Diese Frequenzen sind auch charakteristisch für Knarzsignale treten dort jedoch mit größeren Amplituden auf.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

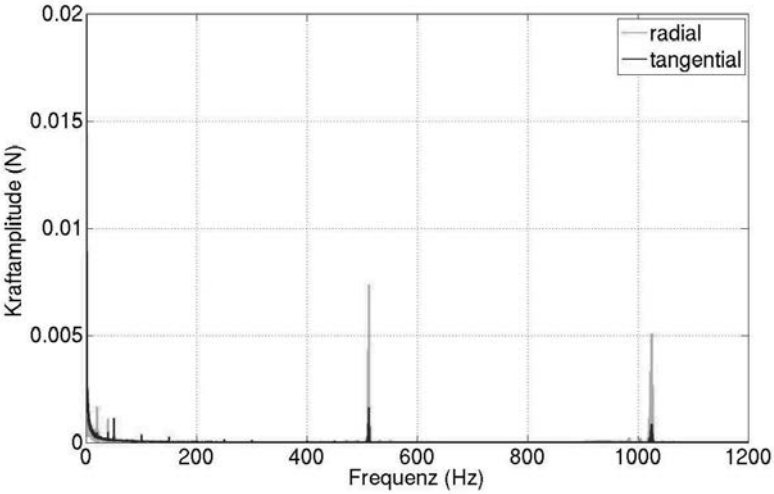


Bild 3: Amplitudenspektrum des Kraftsignals

Das Ergebnis der Untersuchung zeigt eine Harmonische Schwingung, was zunächst im Widerspruch mit der These steht, Kaltmuhen sei auf einen Stick-Slip Mechanismus zurückzuführen. Offensichtlich tritt während des Kaltmuhens kein globales Haften und Gleiten zwischen Belägen und Scheibe auf. Betrachtet man jedoch reale Bremssysteme, so kann es innerhalb der Kontaktfläche Bereiche geben, die haften, während andere Bereiche gleiten. Diese Bereiche können idealisiert als gekoppelte Massen dargestellt werden. Mit einem einfachen Modell solcher gekoppelter Massenschwinger kann gezeigt werden, dass – abhängig von den Systemeigenschaften – aus dem Stick-Slip Mechanismus Sägezahnprofile aber auch chaotische oder sogar harmonische Schwingungen entstehen können, vgl. [7].

3. Simulative Beschreibung des Geräuschphänomens Kaltmuhen

Die Modellbildung erfolgt mit der Finiten Elemente Methode (FEM). Das System besteht aus einer Halbachse mit Bremse und Rad sowie einem stark vereinfachten Reifenmodell, siehe Abbildung 4. Hierfür werden Punktmassen am äußeren Radius des Rades aufgebracht und die Aufstandsfläche über ein dreidimensionales Feder-Dämpferelement gelagert.
Die Einleitung der Kraftsignale zur Anregung des Systems erfolgt an den Messstellen aus Abbildung 1.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 4: FE-Modell für die Simulation im Frequenzbereich.

Beschreibung der Simulationsmethode

Die Simulation erfolgt in drei Rechenschritten.

Im ersten, statischen Schritt wird eine nichtlineare Kontaktberechnung unter Normalkraft durchgeführt. Dabei wird der Kontaktstatus der Kontaktknoten ermittelt und die Reibkräfte aufgrund der Rotation ermittelt.

Daraufhin wird das System linearisiert, indem die Kontakte in Normalenrichtung geschlossen werden. Wenn das System in der Haft-Phase linearisiert wird, werden die Kontakte auch in der Scheibenebene geschlossen. Für eine Linearisierung im Gleitzustand werden die Kontaktkräfte durch zusätzliche Steifigkeits- und Dämpfungsterme ersetzt, vgl Hochlenert [8]. Durch diese Darstellung der Kontaktkräfte entstehen unsymmetrische Anteile in den Systemmatrizen.

Im zweiten Schritt werden die reellen Eigenwerte der ungedämpften Bewegungsgleichung

$$M\ddot{u} + Ku = 0$$

ermittelt. Mit dem Lösungsansatz

$$u = \Phi e^{i\omega t}$$

ergibt sich das Eigenwertproblem

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$\left(-\lambda M + K\right) \Phi = 0$.

Dabei sind $\lambda_i = \omega_i^2$ die reellen Eigenwerte, ω_i die Eigenkreisfrequenzen und Φ die Eigenvektoren des Systems.

Um die Rechenzeiten zu optimieren, wird das System anschließend auf den modalen Unterraum der reellen Eigenmoden projiziert. Die Bewegungsgleichung schreibt sich mit den generalisierten Koordinaten q, wobei $u = \Phi q$ gilt, dann zu

$\breve{M}\,\ddot{q} + \breve{D}\,\dot{q} + \breve{K}\,q = \breve{F}$.

Dabei ist $\breve{M} = \Phi^T M \Phi = E$, $\breve{D} = \Phi^T D \Phi$, $\breve{K} = \Phi^T K \Phi = \omega^2$ sowie $\breve{F} = \Phi^T F$

Unter der Annahme linearer oder modaler Dämpfung können dadurch die Freiheitsgrade des Systems entkoppelt werden. Die dabei entstehenden Bewegungsgleichungen lauten dann

$\ddot{q}_i + 2\,\breve{d}_i\,\omega_i\,\dot{q}_i + \omega_i^2\,q_i = \breve{f}_i$.

Mit dem Lösungsansatz $q = e^{i\,\Omega\,t}$ gilt

$-\Omega^2\,q_i + 2\,i\,\Omega\,\breve{d}_i\,\omega_i\,q_i + \omega_i^2\,q_i = \breve{f}_i$, vgl. [9].

Schließlich wird im dritten Schritt die Frequenzantwort des Systems auf das gemessene Anregungssignal berechnet. Die Übertragungsfunktion H berechnet sich aus dem Quotienten aus der Antwort des Systems u und der Erregerkraft F. Mit $u = \sum_{i=1}^{N} \varphi_i\,q_i$ und $\breve{f} = \varphi_i^T F$ gilt

$$H(\Omega) = \frac{\varphi_i\,\varphi_i^T}{-\Omega^2 + 2\,i\,\Omega\,\breve{d}_i\,\omega_i + \omega_i^2}\,.$$

Als Sekundärergebnis lässt sich nach [10] mit den Schallschnellen v_n in Normalenrichtung die Schallleistungsdichte einer Fläche A berechnen

$P = \frac{1}{A} \int v_n^2 \; dA$.

Soll die Versteifung aufgrund der Rotation berücksichtigt werden, so können nach der Linearisierung in einer quasistatischen Berechnung die Zentrifugalkräfte berechnet werden. Auf Basis dieses Ergebnisses können dann zusätzliche Steifigkeitsterme ermittelt und in den dynamischen Schritten berücksichtigt werden. Es zeigt sich jedoch, dass diese Terme bei den in der Simulation verwendeten, geringen Geschwindigkeiten zu keinem signifikanten Unterschied im Ergebnis führen, weshalb dieser Rechenschritt bei der Simulation von Kaltmuhen entfallen kann.

Ergebnisse der Simulation

Die Ergebnisse der Simulation werden im Folgenden exemplarisch für drei Knoten beschrieben und mit Messungen verglichen. Die Position der Knoten ist in Abbildung 5 dargestellt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da das Rad das abstrahlende Bauteil ist, werden zunächst die Beschleunigungen auf der Mitte einer Speiche betrachtet.
In Vorversuchen wurden der untere Querlenker und der Radträger als besonders stark beteiligte Bauteile identifiziert, weshalb sich der zweite Knoten am unteren Querlenker und der dritte am Radträger oben befinden.

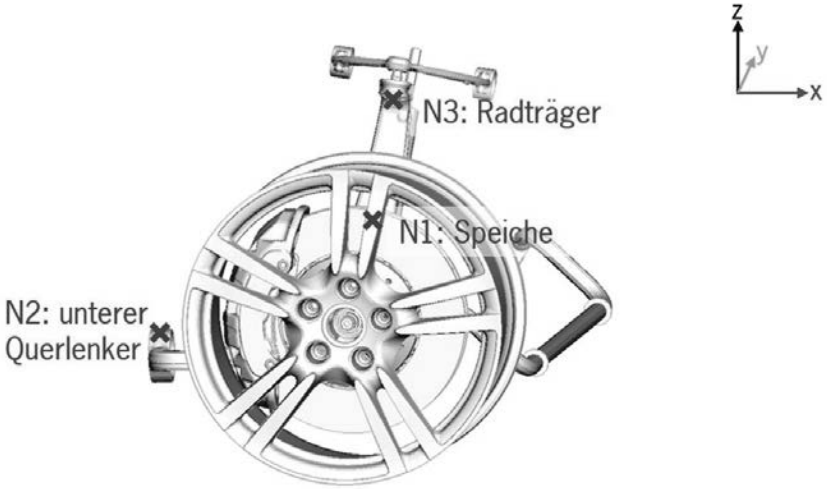


Bild 5: Charakteristische Positionen zur Auswertung der Antwortspektren

Da die Messung mit den Folien-Sensoren mit gewissen Unsicherheiten behaftet und daher nur qualitativ verwertbar ist, wurde das Anregungssignal skaliert, um den Einfluss von Messfehlern auf die Frequenzantwort zu bestimmen.
Abbildung 6 zeigt die Antwortspektren am Knoten 1 auf der Speiche für die Skalierungen mit den Faktoren 1, 22 und 50. Mit dem unskalierten Anregungssignal erhält man einen unrealistisch niedrigen Reibwert von 0,02. Zum Vergleich wurde das Anregungssignal mit dem Faktor 22 multipliziert, um einen realistischeren mittleren Reibwert von 0,4 zu erhalten. Dieser Wert entspricht auch den Ergebnissen aus dem SAE Standard J2522 [11]. Zum Vergleich wurde das Signal außerdem mit dem Faktor 50 skaliert, was zu einem relativ hohen mittleren Reibwert von 0,9 führt.
Man kann erkennen, dass sich die Muhfrequenz im Antwortspektrum der unskalierten Anregung kaum von den numerischen Schwankungen abhebt. Bei den Ergebnissen der skalierten Anregungen sind die beteiligten Frequenzen deutlich zu erkennen. Die Vergrößerung der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Amplituden ist nicht exakt linear, da für die Kontaktrechnung und somit für die Linearisierung unterschiedliche Reibwerte angenommen werden.

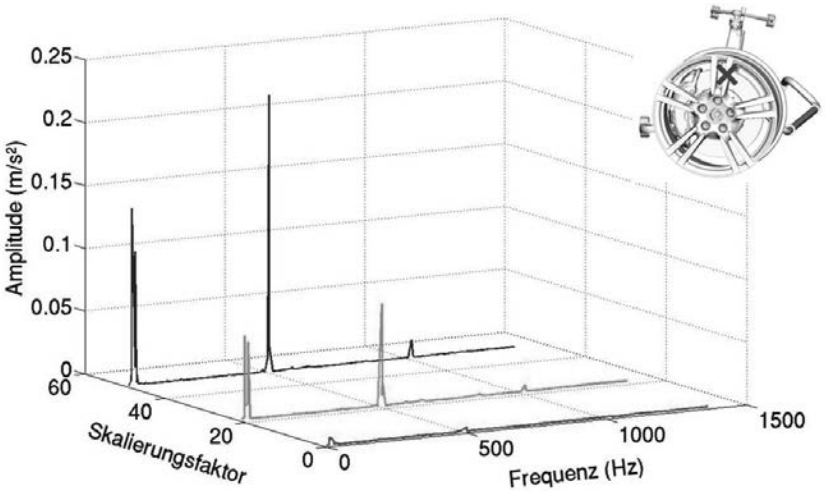


Bild 6: Antwortspektren für unterschiedlich skalierte Anregungssignale

Da das gemessene Signal unrealistisch niedrig ist und die Peaks im Antwortspektrum extrem klein sind, wird für die folgenden Betrachtungen das mit dem Faktor 22 skalierte Anregungssignal verwendet, was dem erwarteten Reibwert entspricht.

Abbildung 7 stellt die Ergebnisse für den Knoten 1 bei der Linearisierung in der Stick-Phase und bei der Linearisierung in der Slip-Phase gegenüber. Die niederfrequenten Anteile in beiden Antwortspektren sind deutlich zu erkennen. Die Muhfrequenz und die zweite Harmonische treten zwar auch in beiden Spektren auf, sind jedoch in der Slip-Phase sehr undeutlich. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass das System in der Stick-Phase deutlich steifer ist.

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse für die Stick-Phase mit den Versuchsergebnissen verglichen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

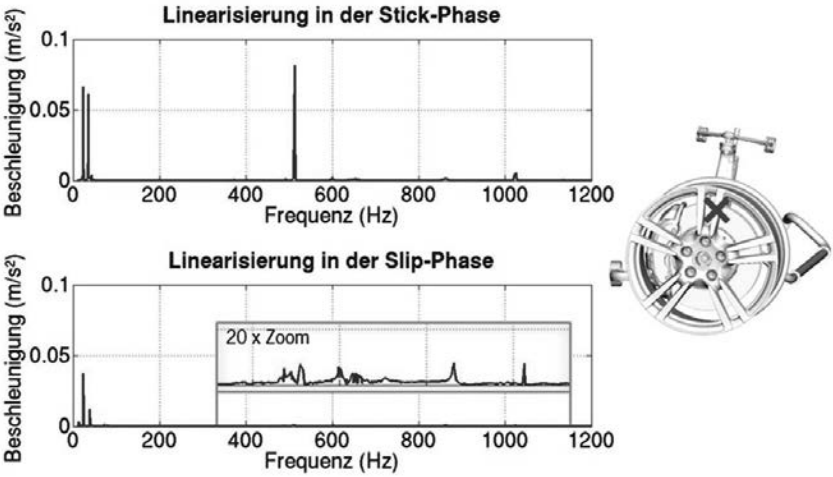


Bild 7: Vergleich der unterschiedlichen Ansätze zur Linearisierung

In Abbildung 8 sind die Beschleunigungen der Frequenzantwort für alle drei Raumrichtungen des ersten Knotens dargestellt. Es ist ein deutlicher Peak bei der Muhfrequenz von ca. 512 Hz zu erkennen. Auch die zweite Harmonische hebt sich deutlich ab. Die niederfrequenten Anteile treten im Vergleich zur Muhfrequenz deutlich stärker auf als in der Messung. Dies lässt darauf schließen, dass das Dämpfungsverhalten des realen Systems nicht exakt nachgebildet wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

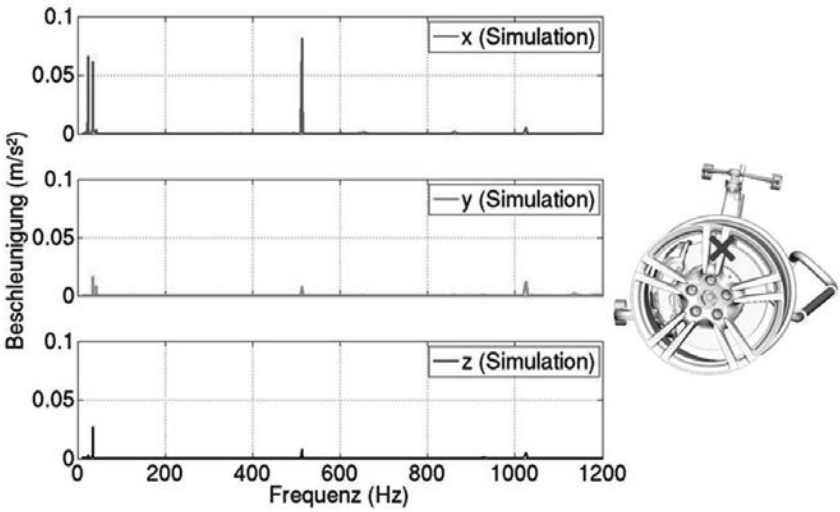


Bild 8: Frequenzantwort an der Speiche.

In Abbildung 9 ist das Simulationsergebnis für den unteren Querlenker den gemessenen Beschleunigungen gegenübergestellt.

Die Frequenzen stimmen sehr gut überein, die Amplituden der Messung übertreffen jedoch das Simulationsergebnis um mehr als das Doppelte. Diese Abweichung kann durch Nichtlinearitäten, die im realen System auftreten und von dem linearisierten Modell nicht abgebildet werden, erklärt werden. In der Simulation ist die Schwingungsamplitude bei der Muhfrequenz für alle drei Raumrichtungen nahezu gleich, während im Versuch die Amplituden in y-Richtung deutlich kleiner sind als in x- und z- Richtung. Die abweichende Reihenfolge der Richtungen lässt sich auf Ungenauigkeiten bei der Applikation der Beschleunigungsaufnehmer sowie das vereinfachte Dämpfungsverhalten des Simulationsmodells zurückführen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

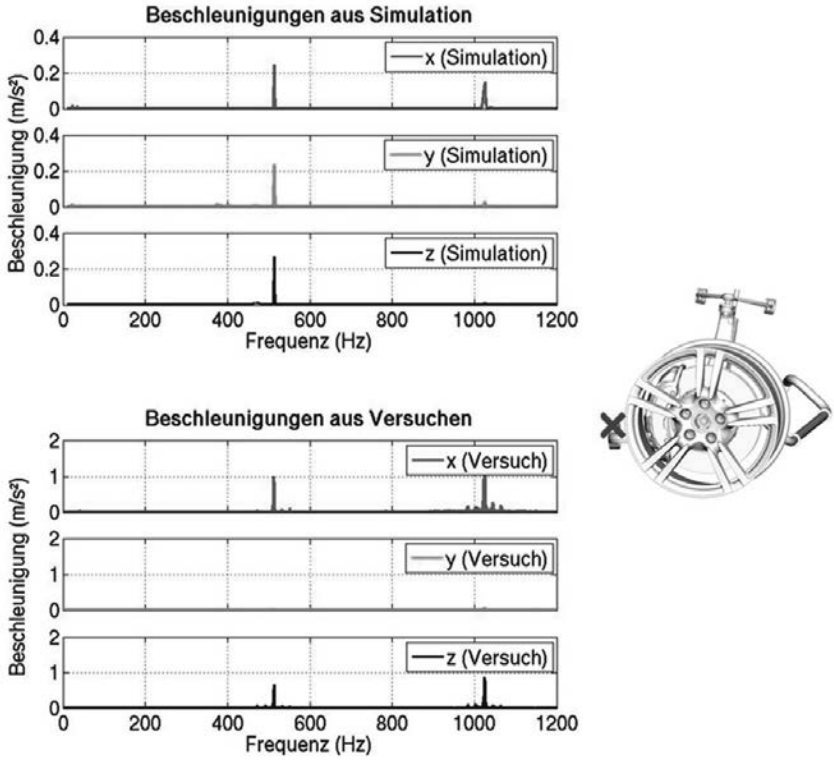


Bild 9: Vergleich der Simulations- und Messergebnisse am unteren Querlenker

Auch am Radträger stimmt die Reihenfolge der gerechneten Beschleunigungen nicht mit den gemessenen überein, siehe Abbildung 10. Betragsmäßig ist der Fehler sogar noch etwas größer als am unteren Querlenker.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

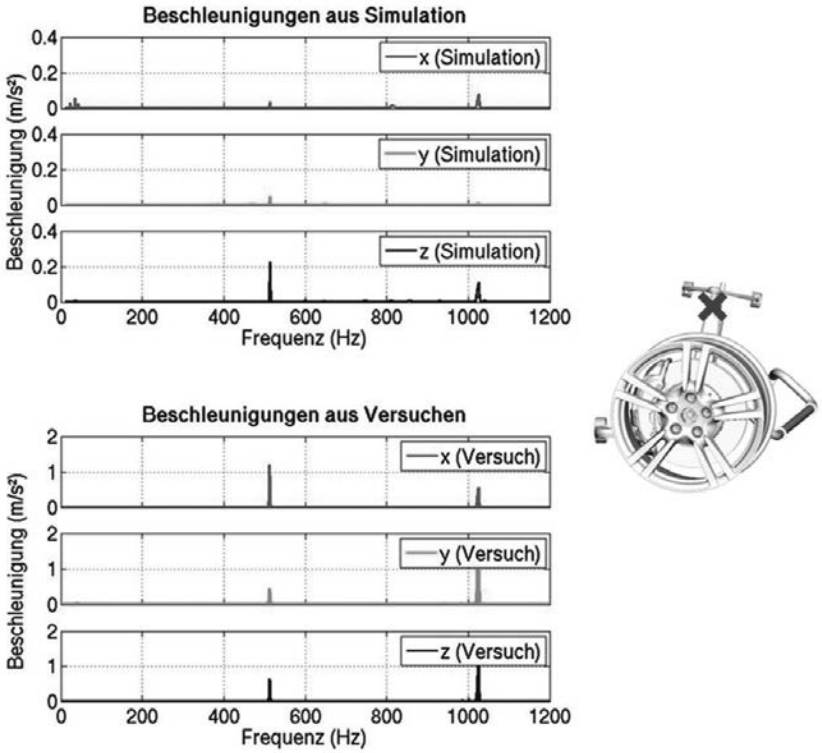


Bild 10: Vergleich der Simulations- und Messergebnisse am Radträger

Abbildung 11 zeigt links die simulierte Schwingform des Systems bei der Muhfrequenz. Wie auch aus dem Versuch bekannt, sind der obere und der untere Querlenker besonders stark an der Schwingung beteiligt. Das Rad zeigt eine leichte Torsionsschwingung, was ebenfalls aus Versuchen bekannt ist. Rechts in Abbildung 11 ist zum Vergleich das Ergebnis einer Laser-Doppler-Vibrometrie, mit der die Schwingform des Rades im Betriebszustand experimentell untersucht wurde, zu sehen. Weitere Validierungsversuche werden durchgeführt, um die simulierten Schwingformen genauer abzugleichen. So ist zu überprüfen, ob die in der Simulation auftretende erzwungene Biegung der Scheibe auch in der Realität zu beobachten ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 11: Schwingform aus Simulation (links) und aus Versuch (rechts).

4. Zusammenfassung, Ausblick, Fazit

Diese Arbeit beschreibt eine Simulationsmethode für niederfrequente Bremsgeräusche, bei der gemessene Kraftsignale als Systemanregung implementiert werden.
Es wurde eine Methode zur Messung der Belagkräfte weiterentwickelt und erprobt. Erste Untersuchungen zeigen eine gute qualitative Darstellung der dynamischen Reibkräfte und erlauben so tiefergehende Einblicke in die zugrunde liegenden Mechanismen von NVH Phänomenen.
Ein gewisses Optimierungspotential liegt in den zu niedrigen Messwerten für die absoluten Kraftbeträge. Hierzu werden die Schaltung der Folienmesstechnik sowie die Kalibrierungsmethode weiterentwickelt.
Die Beträge der gemessenen Kräfte wurden aufgrund von Erfahrungswerten aus Messungen gemäß dem SAE Standard J2522 [11] skaliert und als Input für die Simulation der Frequenzantwort genutzt. Die Ergebnisse der Simulation zeigen eine gute Übereinstimmung mit Ergebnissen aus Experimenten, jedoch sind auch hier die berechneten Beschleunigungsamplituden deutlich kleiner. Dies lässt sich auf Nichtlinearitäten im realen System zurückführen, die von dem linearisierten Modell nicht abgebildet werden können.
Dennoch liefert die Simulation brauchbare Ergebnisse hinsichtlich des dynamischen Verhaltens und kritischer Schwingformen. Durch die Berechnung der Schalleistung können abstrahlende Flächen identifiziert werden. So sollen verschiedene Konfigurationen bezüglich

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ihrer akustischen Robustheit bewertet und Ansätze zur Vermeidung der kritischen Schwingformen gefunden werden.
Mit weiteren Versuchen sollen die simulierten Schwingformen validiert werden. Mittels einer Struktur-Fluid Kopplung sollen die Möglichkeiten zur Bewertung der akustischen Kritizität eines Systems erweitert werden.
Da bislang für die Ermittlung der Kraftanregung Experimente erforderlich sind, liegt in Zukunft ein besonderer Fokus auf der simulativen Beschreibung des Reibkontakts.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Literatur

[1] Brecht, J., Schiffner, K.: An Experimental Investigation of Disk Brake Creep-Groan in Vehicles and Brake Dynamometer Correlation. SAE Annual Brake Colloquium & Exhibition, New Orleans, 2001.

[2] Crowthera, A., Singhb, R.: Identification and quantification of stick-slip induced brake groan events using experimental and analytical investigations. Noise Control Engineering Journal 56(4), 2008.

[3] Wallner, D., Bernsteiner, S.: Measuring System Approach to Analyze Brake Squeal Triggering Mechanism. SAE Annual Brake Colloquium & Engineering Display, New Orleans, 2011.

[4] SAE International: Surface Vehicle Recommended Practice – Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure. SAE J2521, 2013.

[5] Degenstein, T., Dohle, A., Elvenkemper, A., Lange, J.: The µ-Value: Friction Level Determination in Brake Systems. 8th Colloquium Internacional SAE Brasil de Freios, 2007.

[6] Müller, D., Wallner, D., Carvajal, S.: Measurement of Excitation Characteristics of Brake Pads Using Foil Force Sensors. Euro Brake, 2016.

[7] De Sousa Vieira, M.: Chaos in a simple spring-block system. Elsevier Physics Letters A 198 (1995) 407-414, 1995.

[8] Hochlenert, D.: Selbsterregte Schwingungen in Scheibenbremsen: Mathematische Modellbildung und aktive Unterdrückung von Bremsenquietschen. Aachen: Shaker Verlag 2006.

[9] Nasdala, L.: FEM – Formelsammlung Statik und Dynamik. Wiesbaden: Springer Vieweg 2012.

[10] Intes: PERMAS User's Reference Manual. INTES Publication No. 450, 2014.

[11] SAE Standard J2522, Dynamometer Global Brake Effectiveness, SAE International, 2014

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Entwicklungsbegleitender Befähigungsprozess für neue Technologien in der Karosserieentwicklung

Dr.-Ing. **Matthias Nossek**, BMW AG, München

Kurzfassung

Entlang kritischer Fahrzeuganforderungen wird eine synchron virtuell und erprobungsbasierte Befähigungsmethodik für neue Technologien präsentiert, welche den Fahrzeugentwicklungsprozess bezüglich Werkstoff- und Technologieentscheidungen unterstützt. Die Begleitung des Fahrzeugentwicklungsprozesses von der Frühen bis zur Serienphase und die Möglichkeit einer prozessbegleitenden Funktions- und Qualitätssicherungsprüfung in der Serienfertigung nach SOP (Start of production) gewährleistet eine Steigerung der Qualität des Entwicklungsprozesses. Neben der reinen Bauteilbewertung bilden diese Versuche eine ideale Ausgangsbasis für die Befähigung und Validierung der virtuellen Methoden und ermöglichen eine Bewertbarkeit der Prognosegüte der entsprechenden Entwicklungsphasen.

Einleitung

Die Produktentwicklung von Fahrzeugarchitekturen wird dominiert von Leichtbau, Entwicklungszeiten und Kosten. Für bestmögliche Lösungen, die passend zu den kontinuierlich steigenden Anforderungsprofilen aus Gesetzgebung, Verbraucherschutz und internen Anforderungen sind, ist ein hochintegrativer, prozesskettenabgestimmter Entwicklungsprozess notwendig, um die Vielzahl von Innovation in neue Produkte zu integrieren.

Die Überführung vielzähliger, neuer Einzeltechnologien in den Entwicklungs- und Absicherungsprozess von Gesamtfahrzeugen führt stets zu größten Herausforderungen in der Potentialbewertung einzelner Technologien. Dabei sind in den frühen Entwicklungsphasen durch prototypische Darstellung auch Kompromisse zum Serienstand hinsichtlich Geometrie, Werkstoff, Verbindungstechnik und Prozesskette Fertigung unumgänglich. Auch virtuelle Auslegungsmethoden sind in diesen Phasen selten final befähigt und erfordern mit der Anwendungsüberführung eine Validierung an realen und komplexen Strukturen.

Um diese hohe Komplexität zu beherrschen, sind gestufte Absicherungspyramiden unumgänglich, beginnend bei der Werkstoffcharakterisierung über Komponenten bis hin zu Gesamtfahrzeugversuchen. Bei Versuchen auf Komponentenebene besteht insbesondere die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Herausforderung in der Ableitung geeigneter Ersatzversuche für einzelne Komponenten, die entsprechend des Anforderungsprofils im Gesamtfahrzeug bei gleichzeitiger Reduzierung der Komplexität wirken.

Fahrzeugentwicklungsprozess

Die Entwicklung neuer Fahrzeuge, insbesondere von Leadfahrzeugen, erfolgt in mehreren Phasen mit zunehmender Genauigkeit bis hin zum Serienprodukt bei entsprechenden und abnehmenden Varianten durch Festlegung der Serientechnologien, siehe Bild 1.

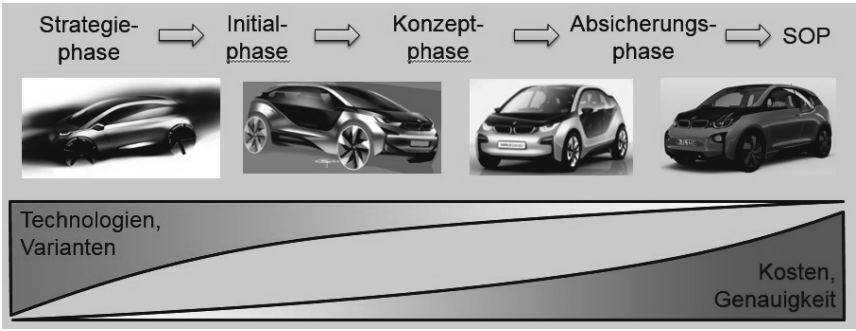


Bild 1: Fahrzeugentwicklungsprozess: Neue Technologien und Varianten vs. Konzeptgenauigkeit und Kosten.

Die frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung sind geprägt von maximalen Freiheiten in Design, Lösungsspielraum für Funktion und Industrialisierung zur Identifikation der bestmöglicher Bauweisen und Technologien der zukünftigen Produkte. Gleichzeitig werden mit Technologieentscheidungen entscheidend die Charakteristika des Serienprodukts mit Kosten, Design und Industrialisierbarkeit beeinflusst. Herausfordernd bei der Identifikation von Technologien des Serienprodukts ist die Funktionserfüllung auf Gesamtfahrzeugebene mit der Berücksichtigung der vielen parallelen Technologieentwicklungen, was in frühen Phasen nur mit großen Unschärfen erfolgen kann. Ursache dafür ist neben den Unschärfen der Befähigung einer Einzeltechnologie insbesondere die Interaktion aller vorgesehener Technologieentwicklungen mit den anfänglich begrenzt zur Verfügung stehender Hardware in prototypische Materialien und Bauweisen und häufig nur hinreichende prognosefähige virtuelle Methoden. Insbesondere bei Faserverbundbauteilen, bei denen der Werkstoff erst mit der Bauteilherstellung im Fertigungsprozess entsteht, ergeben sich für eine Potentialbewertung enorme Herausforderungen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um derartige Komplexitäten beherrschbar zu machen, ist eine hierarchische Befähigungs- und Absicherungsstrategie unumgänglich. In der Luftfahrt sind derartige Absicherungspyramiden Stand der Technik und spiegeln Versuchsanzahl und Aufwand / Kosten in den steigenden Komplexitätsebenen von der Werkstoffprobe bis zum Gesamtprodukt wieder, siehe Bild 2.

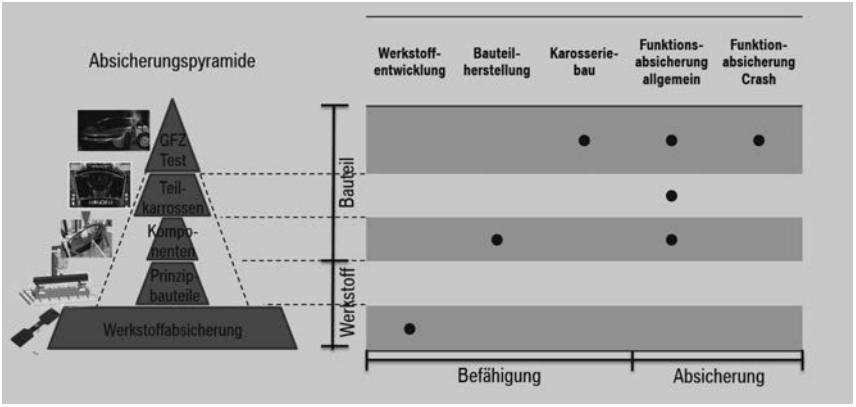


Bild 2: Hierarchische Absicherungsstrategie im Automobilbau.

Im Gegensatz zu Luftfahrt ist die Fahrzeugentwicklung entscheidend von den passiven Sicherheitsanforderungen geprägt, bei denen Gesamtfahrzeuganforderungen nur selten direkt auf Bauteilanforderungen herunter gebrochen werden können, da sich die Funktion aus der Gesamtwirkkette ergibt. Dies führt in der Entwicklung zu einer zur Luftfahrt verschiedenen Gewichtung der Absicherungspyramide, mit einer auf Teilkarossen- und Gesamtfahrzeugebene hohen notwendigen Erprobungszahl und nur ergänzenden Komponenten und Prinzipbauteilversuchen. Wie die auf Bild 2 rechts dargestellte Tabelle zeigt, dienen die Versuche der Ebene Werkstoffabsicherung und Prinzipbauteil vorrangig der Werkstoff und Methodenbefähigung, die Bauteil- / Komponentenebene der Prozessbefähigung und der Funktionsabsicherung auf Bauteilebene und die Gesamtfahrzeugtests der Funktionsabsicherung des Endproduktes.

Entwicklungsbegleitende Bauteilversuche.

Für die Befähigung neuer Bauweisen und Technologien bieten Bauteil- oder Komponentenversuche das Potential, effizient und schnell Technologiehübe und Variationen zu bewerten. Herausfordernd für crashrelevante Bauteilfunktion ist, dass die direkte Funktionserfüllung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Crash nur im Gesamtkontext darstellbar ist, da sich Lastpfade und Wirkketten aus der Summe aller wirkenden Bauteile ergeben. Um die Übertragbarkeit von Einzelbauteilen eines Strukturkonzeptes bestmöglich zu gewährleisten, müssen spezifische Absicherungsversuche basierend auf dem Verhalten im Gesamtfahrzeug abgeleitet werden, wofür deren Verhalten im Gesamtfahrzeug zu analysieren ist. Dabei wird identifiziert, in welchem Lastfall ein Befähigungsbauteil oder -technologie maßgeblich die Gesamtfahrzeugfunktion beeinflusst und welche Beanspruchungen das Bauteil dabei erfährt. Beispielhaft ist das ein Profilbauteil in Bild 3 dargestellt, mit den für kritische Lastfälle auftretenden Deformationen und wirkenden Lasten. Ziel eines Ersatzversuches ist dabei dieses relevante Bauteilverhalten bestmöglich abzubilden bei gleichzeitiger Reduktion der Versuchskomplexität um damit zielorientiert und reproduzierbar einen Rückschluss auf das Fahrzeugverhalten zu gewährleisten.

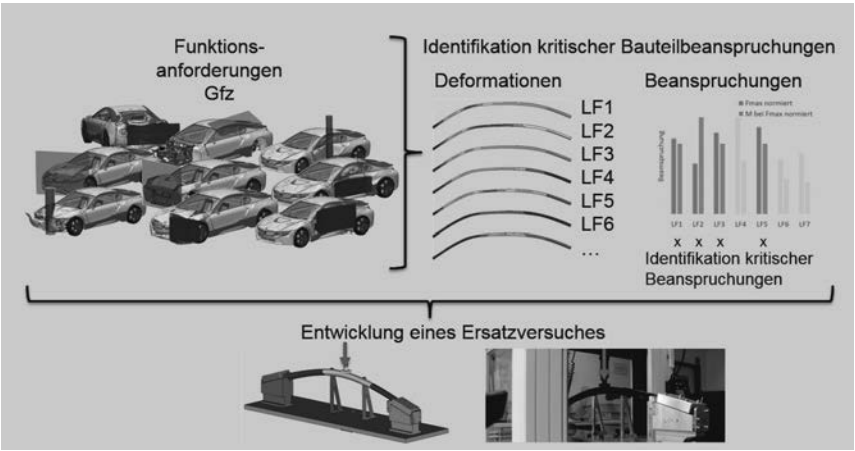


Bild 3: Entwicklung bauteilbezogener Befähigungs- und Absicherungsversuche.

Im Rahmen der Entwicklung des BWM 7er wurden derartige entwicklungsbegleitende Versuche gezielt eingesetzt, um für mehrere sensitive Einzelbauteile den Entwicklungsprozess zu begleiten, siehe Bild 4. Für diese Bauteile wurden die kritischen Beanspruchungen identifiziert, Ersatzversuche entwickelt und eine Befähigungsstrategie aufgebaut, um die Entwicklungshübe in Werkstoff und Fertigungsprozess bewerten zu können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

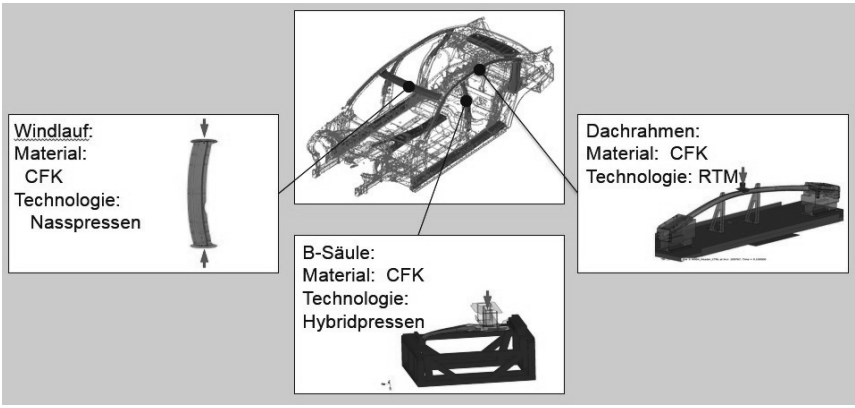


Bild 4: Fokusbauteile einer bauteilbegleitenden Absicherungsstrategie und zugehörige Ersatzversuche.

Neben den reinen mechanischen Versuchsergebnissen ist für den Absicherungsprozess die Entwicklung der Bauteilqualität entscheidend, die sich beginnend von prototypischen, seriennahen bis hin zu Serienprozess entwickelt und das Bauteilverhalten beeinflusst. Durch zerstörende und nicht zerstörende Prüfverfahren, siehe Bild 5, können so zu jeder Entwicklungsphase die mechanischen Versuchsergebnisse gestützt werden. So lassen sich dadurch bei den hier begleitenden CFK-Absicherungsbauteilen beispielsweise Informationen zu den Faserorientierungen der Einzellagen, der Bauteilwandstärken, der Faserlage im Querschnitt oder auch Prozessinformationen wie die Porosität bei der Harzinfiltration ermitteln. Daneben liefern zerstörende Materialprüfungen aus Proben des Bauteils Erkenntnisse der Materialeigenschaften im realen Bauteil im Vergleich zu den Daten des Werkstoffentwicklungsprozesses.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

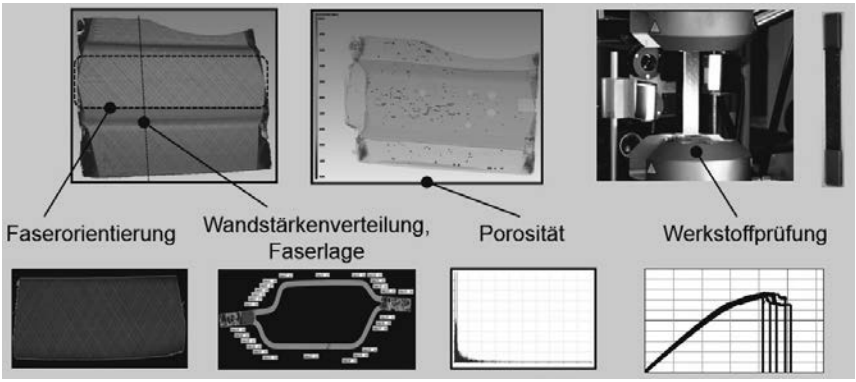


Bild 5: Qualitätsbewertung Absicherungsbauteil, zerstörend und nicht zerstörend.

Durch die Herauslösung fahrzeugkritischer Bauteile und Funktionen über Ersatzversuche und den Erkenntnissen der Bauteilqualität bietet sich auch für die virtuellen Methoden eine ideale Entwicklungs- und Absicherungsmöglichkeit. Damit kann die Überführung der virtuellen Methoden von der Werkstoffebene auf die Produktebene gewährleistet werden, da für neue Werkstoffe und Technologien die virtuellen Berechnungsmethoden im Allgemeinen auf Basis von Werkstoffgrundversuchen (Steifigkeiten, Festigkeiten und Bruchverhalten) und dem Abgleich an einfachen technologischen Proben (Prinzipbauteile) starten.

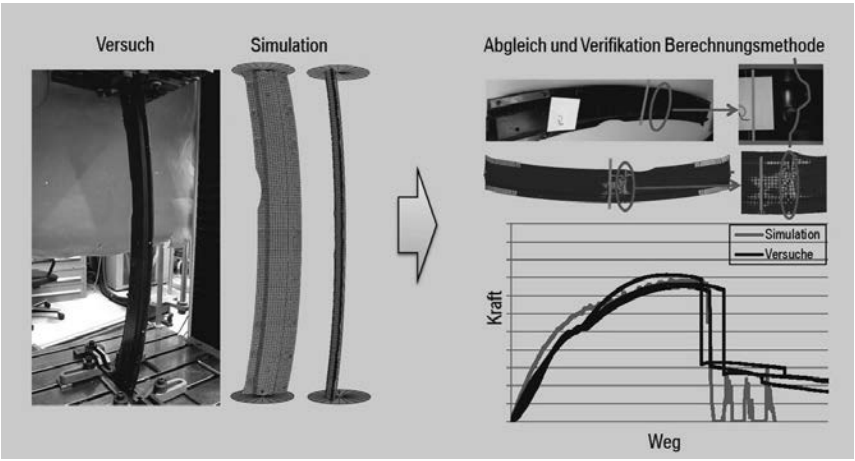


Bild 6: Absicherungsversuch Hardware und begleitende virtuelle Verifikation.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit der virtuellen Begleitung der Absicherungsversuche bietet sich die Möglichkeit einer Verifikation an den Zielbauteilen anhand des Abgleichs des Deformationsverhalten, der Versagensorte und Kraft-Weg-Messgrößen aus Simulation und Versuch, siehe Bild 6. Darüber hinaus lassen sich gezielt numerische Effekte auf Bauteilebene direkt analysieren, wie beispielsweise die Diskretisierung (Schalennetzen, Geometrieapproximation), Materialmodelle, nummerischer Parameter (z.B. Kontaktparameter, Elementformulierungen) oder auch der Verbindungsmodellierungen.

Mit dieser erhöhten Komplexität der Bauteilversuche gegenüber Werkstoffgrundversuchen und technologischen Proben (einfach komplexe Bauteilstrukturen) entsteht ein wichtiger Baustein zur Bewertung der Prognosegüte der virtuellen Berechnungsmethode im Gesamtfahrzeug, siehe Bild 7. Die Simulation einfacher Grundversuche der Basiskalibrierung als auch die von technologischen Proben liefern nur eine Erstaussage zur Prognosegüte, welche meist durch die Einfachheit der Probekörper noch weit entfernt von der Simulationskomplexität im Gesamtfahrzeug ist. Daneben kann im Gesamtfahrzeug die Prognosegüte von Methoden einzelner Bauteile nicht direkt bewertet werden, da durch die hohe Komplexität der Modelle, der Vielzahl interagierender Bauteile und auch durch vereinfachende Modellierungsansätze der direkte Rückschluss nicht möglich ist.

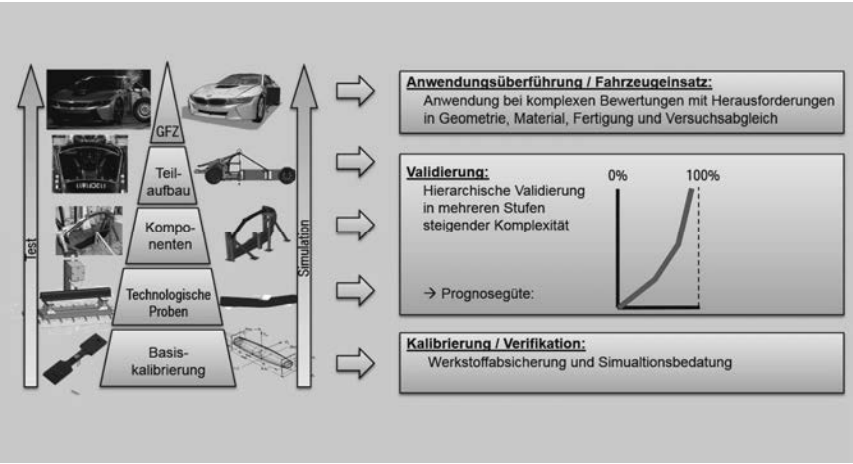


Bild 7: Hierarchische Validierung der virtuellen Methoden zur Steigerung der Prognosegüte.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Gesamtkontext einer Fahrzeugentwicklung mit der bei Lead-Fahrzeugen üblichen vielzähligen Werkstoff- und Technologieneuerungen ermöglicht die bauteilbegleitende Absicherungsstrategie einen direkten Erkenntnisgewinn innerhalb einer Entwicklungsphase und bildet eine Basis und Bezugspunkt zu den benachbarten Entwicklungsphasen. Dadurch lassen sich in jeder Entwicklungsphase die aktuellen Reifehübe in Werkstoff und Prozess für das Befähigungsbauteil ausweisen. Auf Werkstoff- und Prozessebene ergibt sich zudem über diese Komponentenversuche eine effiziente Bewertungsmöglichkeit für Konzeptentscheidungen, wie beispielsweise verschiedene Werkstoffgüten, CFK-Architekturen in Halbzeug und Lagenaufbauten oder verschiedene Prozessoptimierungen in der Bauteilherstellung / Fertigung zur Identifikation der Zielkonfiguration. Vorteilhaft dabei ist, dass der Erkenntnisrückfluss schneller als bei vollständigen Gesamtfahrzeugversuchen erfolgt sowie ein direkter Rückschluss zu den Technologiehüben am Befähigungsbauteil möglich ist und das bei geringeren Absicherungskosten. Dieser Vorteil kann gezielt für die Optimierung einzelner Prozessschritte und der Identifikation von Prozessgrenzen genutzt werden. Darüber hinaus bietet die Absicherungsstrategie nach Erreichen des Produktionsstarts (SOP) eine ideale Ausgangsbasis für eine serienbegleitende Qualitätsprüfung auf Bauteilebene, zur Kontrolle der Fertigungsqualität auf Bauteilebene anhand der identifizierten Prozessgrenzen.

Dieser Gesamtprozess aus entwicklungsbegleitendem Bauteilversuch, Bauteilanalyse und Simulationsbefähigung ermöglich in Summe eine Reduktion einzelner Hardwareversuche auf Gesamtfahrzeugebene. Auf Basis der Ergebnisse der Bauteilversuche lassen sich direkt Entwicklungsentscheidungen ableiten, wodurch sich eine gesteigerte Entwicklungsgeschwindigkeit ergibt. Eine finale Bestätigung der Wirksamkeit im Gesamtfahrzeug ist dennoch weiterhin unverzichtbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durchgängige Gesamtfahrzeugentwicklung durch SW/HW Integration

Consistent Vehicle Development through SW/HW Integration

Dr. **M. Benedikt**, Dr. **Ch. Bacher**, VIRTUAL VEHICLE Research Center;
A. Koller, Dr. **T. Lemke**, Porsche AG, Stuttgart;
G. Lang, Dr. **W. Puntigam**, AVL List GmbH, Graz, Österreich;
Prof. **G. Hohenberg**, IVD Prof. Hohenberg GmbH, Graz, Österreich

Kurzfassung

Die Modularität der Co-Simulation erlaubt neben der flexiblen Integration domänenspezifischer Simulationsmodelle (z.B. Motor, Getriebe, Kühlsystem, etc.) auch die Einbindung von Testsystemen samt realen Komponenten. Eine Integration von (früh) verfügbaren Prototypen in frühen Auslegungsphasen sowie eine gemischt virtuell/reale Systementwicklung sind durch moderne Kopplungsalgorithmen möglich [1, 2]. Gegenüber diesen technischen Lösungen existiert jedoch eine Reihe von Unklarheiten bezüglich der Erstellung, Schnittstellen, Modellierung und Entwicklungsplattform des Gesamtsystems.

Im Rahmen dieses Vortrages wird die industrielle Anwendung Thermalsystemauslegung der Porsche AG aufgegriffen und mittels durchgängiger SW/HW Integrationsmethode vorgestellt, wie virtuelle Kühlsystemlayouts [3], simuliert in einem domänenspezifische (offline) Simulationswerkzeug, an den Motorprüfstand gekoppelt werden. Hierfür notwendige thermische Konditioniereinheiten als Bindungsglieder werden diskutiert. Neben dieser horizontalen Durchgängigkeit vom Office (offline) bis zum realen System (online) durch Integration individueller Teilmodelle werden auch die vertikale Durchgängigkeit (Detailierungsgrad und Skalierung) dargestellt. Der Rückfluss von Messungen zum Modellabgleich wird diskutiert zum Zweck validierter digitaler Prototypen.

Die vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen eines Forschungsprojektes am VIRTUAL VEHICLE gemeinsam mit den Partnern AVL List GmbH, Porsche AG und IVD Prof. Hohenberg GmbH erarbeitet.

Abstract

The modular character of co-simulation allows a flexible integration of domain-specific simulation models (e.g. engine, gear-box, cooling system etc.) as well as the integration of testing systems including real components. An integration of (early) available prototypes in

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the early design phase and a mixed virtual/real system development is possible through modern coupling algorithms [1, 2]. With respect to this technical solution, many uncertainties regarding establishment, interfaces, modeling and development platform for the overall system exist.

Within this contribution, the industrial application of thermal system design of Porsche AG is used and it shows via consistent SW/HW integration methods, how virtual cooling system layouts [3], simulated in a domain specific (offline) simulation tool, are linked to the engine test bench. Therefore, necessary thermal conditioning units as mandatory links between virtual and real worlds are discussed. Besides the horizontal consistency from office (offline) to real-time systems (online) via integration of individual component models, also vertical consistency (level of detail and scaling) are presented.

The feedback of measurement data for model parametrization and adjustment techniques were discussed for the purpose of validated digital prototypes.

The presented results were achieved within a research project at VIRTUAL VEHICLE, together with AVL List GmbH, Porsche AG and IVD Prof. Hohenberg GmbH.

Danksagung

Diese Arbeit entstand am VIRTUAL VEHICLE Research Center in Graz, Österreich. Die Autoren bedanken sich für die Förderung im Rahmen des COMET K2 - Competence Centers for Excellent Technologies Programms des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (bmvit), des Österreichischen Bundesministeriums für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft (bmwfw), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG).

Ebenfalls danken sie den unterstützenden Firmen und Projektpartnern AVL List GmbH, Porsche AG sowie der IVD Prof. Hohenberg GmbH.

Literaturangaben

[1] Zehetner, J.; Stettinger, G.; Kokal, H; Toye, B.: Real-Time Co-Simulation for the Control of an Engine Test Bench, Development – Calculation and Simulation, ATZ (2), 2014

[2] Stettinger, G.; Horn, M.; Benedikt, M.; Zehetner, J.: A Model-Based Approach for Prediction-Based Interconnection of Dynamic Systems, 53rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC), pp. 3286–3291, Los Angeles, USA, December 2014.

[3] Koller, A.: Simulation in thermal management – Looking back, status and outlook of an exciting discipline, 16. Internationales Stuttgarter Symposium 2016, März, Stuttgart

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Simulation und Validierung von Wasser-managementthemen in der Fahrzeugentwicklung

Simulation and Validation of Watermanagementtopics in Vehicle Development

Virtuelles Wassermanagement mit der Finite Pointset Methode

M.Sc. **Steffen Hagmann**, Dr. **Monika Wierse**, Dipl.-Ing. **Josef Dubsky**, Dr. Ing. h.c.F. Porsche Aktiengesellschaft, Weissach

Kurzfassung

Durch die zunehmende Komplexität der Neuentwicklungen in Kombination mit der immer weiter voranschreitenden Elektrifizierung, spielt die numerische Simulation von Wassermanagement in der aktuellen Fahrzeugentwicklung eine immer größer werdende Rolle. Die Fahrzeuge sind ständig verschiedenartiger Wasserbeaufschlagung ausgesetzt. Hierzu gehört beispielsweise das Fahren bei Regen auf nasser Fahrbahn oder das Säubern in einer Waschanlage. Zur Sicherstellung der Funktionstüchtigkeit der Fahrzeuge selbst unter widrigen Bedingungen, kann auch mittels numerischer Simulation beigetragen werden. Insbesondere die Analyse von Wasserwegen in der frühen Entwicklungsphase neuer Fahrzeugmodelle kann dabei ausschließlich mittels numerischer Simulation bewerkstelligt werden, da in dieser Phase noch keine Versuchsfahrzeuge zur Verfügung stehen.

Die numerische Simulation erfolgt auf Basis der Finite Pointset Methode (FPM) vom Fraunhofer Institut ITWM in Kaiserslautern. Die FPM Methode basiert auf einem gitterfreien Ansatz und löst, die mittels generalisierter finiter Differenzen formulierten Navier-Stokes-Gleichungen auf masselosen Punkten. Aufgrund ihrer Lagrange'schen Formulierung eignet sich die Methode besonders gut zur Berechnung von sich schnell ändernden Geometrien (wie z.B. ein bewegtes Fahrzeug). Da die Methode keine aufwendige Volumenvernetzung voraussetzt, kann sie aber auch bei ruhender Geometrie vorteilhaft sein.

Um die numerische Simulation von Wassermanagement verlässlich und belastbar einsetzen zu können, muss sie zunächst an akademischen und anschließend an pilothaften praktischen Beispielen aus der Fahrzeugentwicklung untersucht, validiert und bewertet werden. In diesem Vortrag soll anhand ausgewählter Beispiele aus der Fahrzeugentwicklung bei der Porsche AG die Einsetzbarkeit der Methode gezeigt werden. Dazu gehört auch der Abgleich der Simulationen mit den entsprechenden Versuchsdaten. Des Weiteren wird auf Herausfor-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

derungen innerhalb der Prozesskette, insbesondere im Hinblick auf die Geometriebeschaffung sowie auf notwendige Performancesteigerungen des Programmcodes, eingegangen.

Abstract

Due to the increasing complexity and the advancing electrification in vehicle development the importance of numerical simulation of watermanagement topics is rising. Vehicles are getting in contact with water in multiple ways for example while driving through rain, on wet roads or using a washing plant. To ensure the operability of vehicles in difficult environment, numerical simulation can be used. Especially the analysis of waterpaths in an early development phase can exclusively be done by numerical simulation due to the lack of hardware prototypes.

The numerical simulation is done by the Finite Pointset Methode (FPM) which is developed at Fraunhofer Institute ITWM in Kaiserslautern. FPM is a meshfree simulation method which solves the Navier-Stokes-Equations on the base of a generalized finite differences formulation using massless points for spatial discretization. Due to its lagrangian character FPM is well suited to deal with fast-moving geometry (e.g. driving car). It can also be well suited for stationary geometry because in this method there is no need for volume meshing.

Before the numerical simulation of watermanagement can be used in a reliably way, the simulation method has to be investigated and validated for academic and practical examples. This lecture shows some examples for the usability of the numerical simulation of watermanagement in the fields of vehicle development as well as the corresponding testings.

Furthermore some difficulties regarding the geometry handling, the process chain and the simulation performance are outlined.

1. Wassermanagement in der Fahrzeugentwicklung

Der Entwicklung eines Fahrzeugs liegt eine Vielzahl an Anforderungen und Vorgaben zugrunde, die es zu erfüllen gilt. Einige Anforderungen werden bereits vor Beginn der Entwicklung in einem Lastenheft definiert, andere dagegen kommen erst im Verlauf der Entwicklungsphase dazu. Es ist offensichtlich, dass sich diese Anforderungen von Fahrzeug zu Fahrzeug unterscheiden. Ein Geländewagen hat ein anderes Anforderungsprofil als ein Sportwagen, speziell auch bezüglich des Wassermanagements.

Aber was genau ist nun das Wassermanagement? Das Wassermanagement an einem Fahrzeug soll gewährleisten, dass äußere Wasserbeaufschlagung möglichst geringe Auswirkung auf die Fahrzeug- und Fahreigenschaften, sowie die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort hat.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Wasserbeaufschlagung orientiert sich dabei an realen Bedingungen und deckt somit nur bedingt "Misuse“ Fälle ab.

In das Einflussgebiet des Wassermanagements zählen unter anderem folgende Bereiche:

- Korrosion
- Bauteilschutz, speziell von elektronischen Bauteilen
- Dichtheit der definierten Trockenzone
- motorkritische Bereiche wie die Luftansaugung und Heißteile
- Komfortthemen wie Wasser im Kofferraum durch Öffnen der Heckklappe

Nicht alle der aufgeführten Bereiche können derzeit mittels Simulation abgesichert werden. Im weiteren Verlauf dieses Textes wird auf einige der Bereiche eingegangen, bei denen die Anwendung des virtuellen Wassermanagements sinnvoll ist und entscheidend zur Absicherung der Entwicklungsqualität beitragen kann [1].

2. Motivation und Potential des virtuellen Wassermanagements

Der Entwicklungsprozess eines Automobils ist sehr vielfältig und erstreckt sich über mehrere Jahre. Dabei werden bereits verschiedene Simulationswerkzeuge z.B. für Struktur- oder Crashberechnung eingesetzt, viele andere Themen werden dagegen zum heutigen Stand noch nicht simulativ abgedeckt. Zu diesen Themen gehört u.a. das virtuelle Wassermanagement [2].

Ein Fahrzeug ist während seiner Nutzung verschiedensten Wassereinflüssen ausgesetzt. Dazu zählen Fragestellungen wie Wasserdurchfahrt, Starkberegnung, Waschanlagendurchfahrt etc. Das Fahrzeug muss bei all diesen Wasserbeaufschlagungen ausreichend geschützt sein, um ungewollten Wassereintritt zu vermeiden. Zudem muss gewährleistet werden, dass bestimmte Fahrzeugkomponenten (wie z.B. Elektronik- und Heißteile, etc.) nicht oder zumindest nicht dauerhaft mit Wasser in Kontakt kommen [2].

Bei der Untersuchung der Fragestellungen, die das Wassermanagement betreffen, wird bisher hauptsächlich auf die Erprobung am Prototyp zurückgegriffen. Die dabei durchgeführten Versuche sind allerdings aufwendig und kostenintensiv. Deshalb besteht großes Interesse derartige Themen bereits im frühen Entwicklungsstadium simulativ zu untersuchen. Vorteile der Simulation sind dabei vor allem zu erwarten, wenn Wasserpfade in komplexen, schwer zugänglichen Bereichen analysiert und visualisiert werden müssen und wenn physikalische Größen wie Massenströme oder Drücke ermittelt werden sollen. Ein weiterer signifikanter Vorteil ist, dass Bauteilvarianten und sogar Fahrzeugderivate mittels Simulation in größerem Maßstab untereinander verglichen werden können, als dies mit Hardwareversuchen möglich ist. Somit wird das Bewerten von verschiedenen Konzepten bereits

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

vor der Hardwarephase möglich. Ebenso können auf Basis der Simulation Sensitivitätsanalysen einfach durchgeführt werden, um damit kritische Randbedingungen, wie z.B. eine geneigte Fahrzeuglage, zu identifizieren.

Alle genannten Vorzüge des virtuellen Wassermanagements sind in Bild 1 veranschaulicht und dienen der Steigerung der Entwicklungsqualität vor der Hardwarephase sowie der Reduzierung von Bauteil- und Fahrzeugversuchen und somit letztlich der Senkung der Entwicklungskosten.

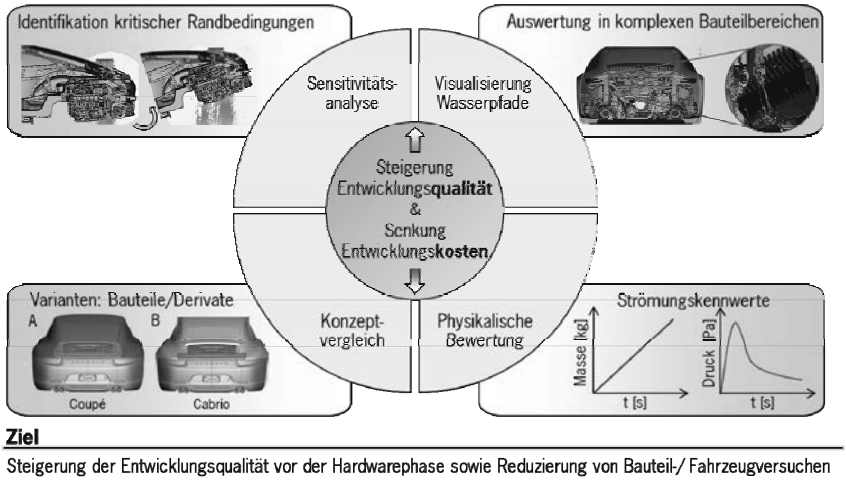


Bild 1: Motivation und Potential des virtuellen Wassermanagements [3]

3. Einsatz des virtuellen Wassermanagements im Fahrzeugentwicklungsprozess

Wie bei jeder virtuellen Berechnungsmethode, stellt sich auch beim virtuellen Wassermanagement die Frage, in welcher Entwicklungsphase deren Einsatz, wenn auch nur sporadisch, sinnvoll ist und wann der Haupteinsatz erfolgen sollte. Bild 2 zeigt eine mögliche grobe Einteilung des Fahrzeugentwicklungsprozesses in drei Phasen:

- *Frühphase – Konzeptabsicherung*: In dieser Phase ist der Einsatz des virtuellen Wassermanagements vorwiegend für konzeptionelle Untersuchungen sinnvoll, da die vorhandenen Geometriedaten für Detailuntersuchungen noch zu unvollständig sind (z.B. sind Dichtungen noch nicht oder nur im unverpressten Zustand vorhanden).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- *Hauptphase – Serienentwicklung:* Diese Phase ist der Haupteinsatzzeitraum des virtuellen Wassermanagements, da hinreichend genaue Datenstände vorliegen und so die Entwicklung und Absicherung entscheidend unterstützt werden können.
- *Begleitphase – Serienanlauf:* In dieser Phase kann das virtuelle Wassermanagement als Unterstützung für schnelles Troubleshooting sowie für Maßnahmenfindung und Maßnahmenbewertung herangezogen werden, falls Unvorhergesehenes eintritt.

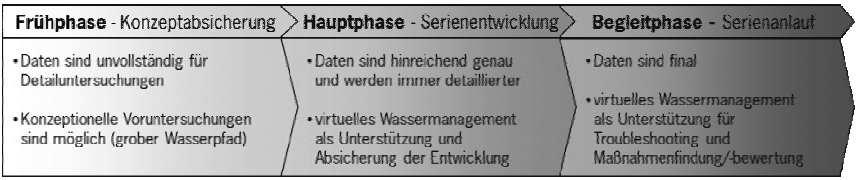


Bild 2: Einsatz des virtuellen Wassermanagements im Fahrzeugentwicklungsprozess

4. Prozesskette des virtuellen Wassermanagements

Um virtuelles Wassermanagement überhaupt durchführen zu können, werden zunächst die zum untersuchenden Fall gehörenden Geometriedaten benötigt. Diese sind allerdings in der Rohfassung nicht für die Simulation verwertbar und müssen deshalb im Preprocessing aufbereitet werden. Dazu gehört das Bereinigen von Geometriefehlern, das Einbauen von Nachlieferungen sowie die Erstellung eines Oberflächennetzes. Dieses repräsentiert in der Simulation die ursprünglichen Geometriedaten und sollte diese deshalb hinreichend genau abbilden und dabei trotzdem nicht zu fein sein.

Ist das Oberflächennetz erstellt, wird im Modellsimulationsschritt das Berechnungsmodell mit allen Randbedingungen und sonstigen Einstellungen aufgebaut, überprüft und anschließend die Berechnung auf geeigneter Hardware durchgeführt. Kleinere Modelle können dabei auf lokalen Workstations gerechnet werden, große Modelle wiederum auf dem Höchstleistungsrechner des HLRS der Universität Stuttgart (https://www.hlrs.de/systems/). Nach Simulationsende werden die Simulationsdaten im Postprocessing ausgewertet, graphisch visualisiert und die Ergebnisse gesichert. Auf Basis der Simulationsergebnisse sowie der Erfahrungen des Berechnungsingenieurs und des Bauteilverantwortlichen können Problemstellen identifiziert, Gegenmaßnahmen vorgeschlagen und schlussendlich auch neue Lösungen überprüft und umgesetzt werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

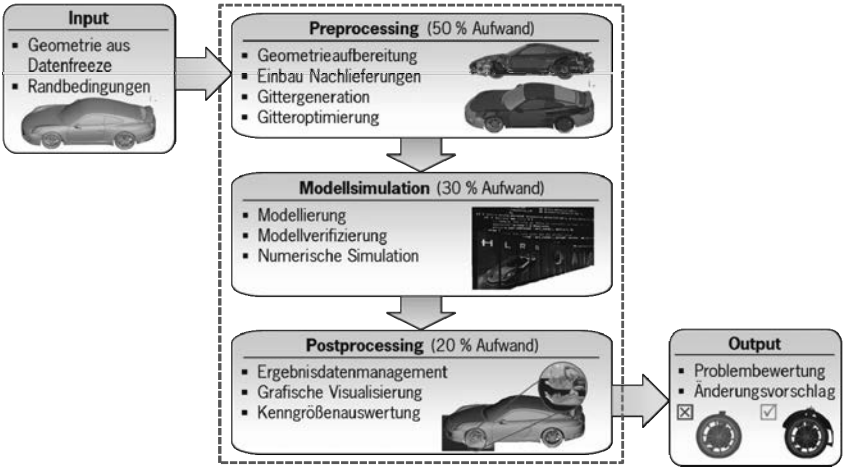


Bild 3: Prozesskette des virtuellen Wassermanagements [3]

5. Grundlagen der Simulationsmethode „Finite Pointset Methode“ (FPM)

Die Finite Pointset Methode ist ein, vom Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik entwickelter, numerischer Ansatz zur gitterunabhängigen Lösung von partiellen Differentialgleichungen. Das numerische Schema basiert im Gegensatz zum Finite-Volumen-Verfahren auf einem generalisierten Differenzenverfahren. Dieses unterscheidet sich insofern von den hinlänglich bekannten Differenzenverfahren, als dass die Lösung nicht auf einem fixierten und zeitlich konstanten Diskretisierungsgebiet approximiert wird. Vielmehr wird das Strömungsfeld mittels einer zeitlich variablen numerischen Punktewolke diskretisiert, welche sich mit der Geschwindigkeit des Strömungsfeldes fortbewegt. Dabei sind die einzelnen Punkte nicht wie bei bekannten partikelbasierten Methoden (z.B. SPH) als massebehaftete Teilchen zu betrachten, sondern als numerische Punkte, welche die benötigten numerischen Größen transportieren. Aufgrund der sich bewegenden Punkte, kann die Finite Pointset Methode in die Kategorie der Lagrange Modelle eingeordnet werden.

Ähnlich wie das Finite-Volumen-Verfahren basiert auch die Finite Pointset Methode auf den klassischen Erhaltungsgleichungen. Anders als bei FV-Verfahren wird jedoch nicht die schwache, sondern die starke Formulierung verwendet. Dies bedeutet, dass keine integralen Erhaltungsgleichungen zum Einsatz kommen, sondern differentielle Erhaltungsgleichungen und auf jedem Punkt die zugrundeliegenden partiellen Differentialgleichungen diskretisiert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wie bereits erwähnt, wird das betrachtete Kontinuum in der FPM durch eine Punktewolke diskretisiert. Die Dichte der Punkte wird dabei über den Parameter „*Glättungslänge*“ gesteuert, der programmintern mit der Variablen „*h*“ definiert wird. Jeder Punkt i wird dabei genau von den Nachbarpunkten beeinflusst, die innerhalb der Glättungslänge h liegen (s. Bild 4). Bei dreidimensionalen Problemen verkörpert eine Kugel mit dem Radius h den Einflussbereich dieser Punkte.

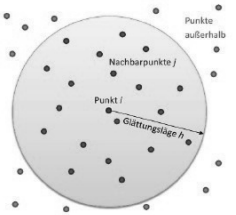


Bild 4: Veranschaulichung „*Glättungslänge h*“ [4]

Im Normalfall sollten konstant 25 nächste Nachbarpunkte innerhalb dieser Kugel liegen. Befinden sich mehr Punkte darin, so werden die überschüssigen gelöscht, befinden sich zu wenige darin, so wird auf 25 Punkte aufgefüllt. Eine ausreichende Dichte der Punkte ist nötig, um das Kontinuum hinreichend gut abzubilden. Eine geringere Glättungslänge bedeutet demnach eine erhöhte Genauigkeit bei der Diskretisierung des Kontinuums, da sich die 25 Nachbarpunkte auf ein kleineres Volumen verteilen. Dies bedeutet jedoch gleichzeitig einen erhöhten Rechenzeitbedarf, da sich die räumliche Auflösung in der dritten Potenz erhöht und gleichzeitig der Zeitschritt kleiner wird [5],[6].

Grundlagenversuch:

Um die grundsätzliche Eignung der FPM Methode für das virtuelle Wassermanagement zu untersuchen, wurde zunächst ein akademisches Beispiel, der vereinfachte Wasserkasten, mit der FPM Methode betrachtet und die Simulationsergebnisse sowohl mit anderen klassischen Berechnungsmethoden (StarCCM+, OpenFoam, ...) als auch mit Versuchsdaten verglichen. Der Versuch hierfür wurde eigens aufgebaut (s. Bild 5) und durchgeführt.

Die Entscheidung zugunsten FPM viel aufgrund:

- der guten Abbildung der Messgrößen (s. Bild 6)
- der guten Darstellung von Phasengrenzen (s. Bild 7)
- der entfallenden Volumenvernetzung (und somit guten Eignung für komplexe und bewegte Geometrie)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

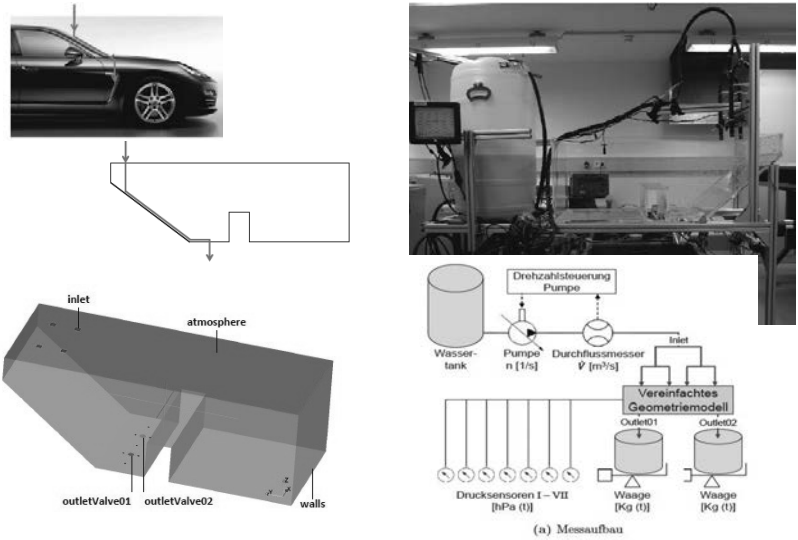


Bild 5: Grundlagenversuch „vereinfachter Wasserkasten“ [1]

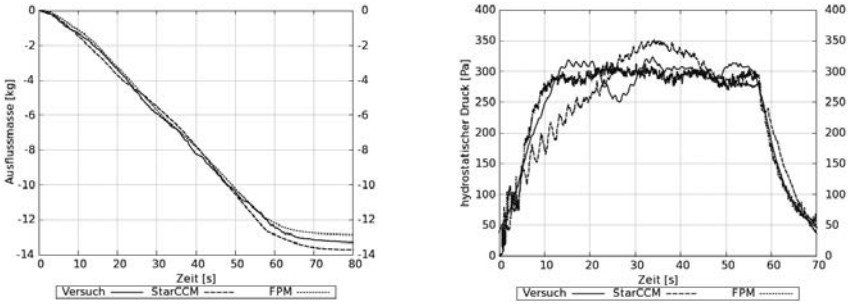


Bild 6: Vergleich Ausflussmasse an einem der beiden symmetrischen Auslässe (links)
Vergleich hydrostatischer Druck an einem der Druckmesspunkte am Boden

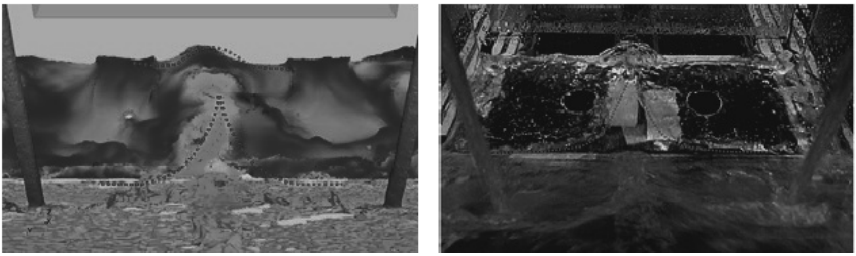


Bild 7: Topologischer Vergleich „vereinfachter Wasserkasten“

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Validierung pilothafter Anwendungen des virtuellen Wassermanagements

Starkberegnung Hinterwagen – Fokus Sauganlage [7],[8]:

Bei dieser Validierung ging es darum bei einer Starkberegnung die Beaufschlagung eines Luftfilters mit Wasser in verschiedenen Fahrzeuglagen zu untersuchen und zu überprüfen, ob die Simulation die gleichen phänomenologischen Effekte liefert wie ein Hardwareversuch. Die Herausforderung für die Simulationsmethode ist dabei das korrekte Ablöseverhalten von Wasser an einer starken Umlenkung (Kante).

Bild 8 zeigt den Vergleich zwischen Simulation und Versuch. Offensichtlich werden die Ablöseeffekte in der Simulation gut abgebildet. Sowohl im Versuch als auch in der Simulation wird der Luftfilter in der 0°-Lage nicht mit Wasser beaufschlagt, in der 12° geneigten Fahrzeuglage dagegen deutlich. Der Berechnungsaufwand für dieses Ergebnis lag bei ca. 3 Tagen auf 69 CPUs (2.5 GHz) für 10s Realzeit.

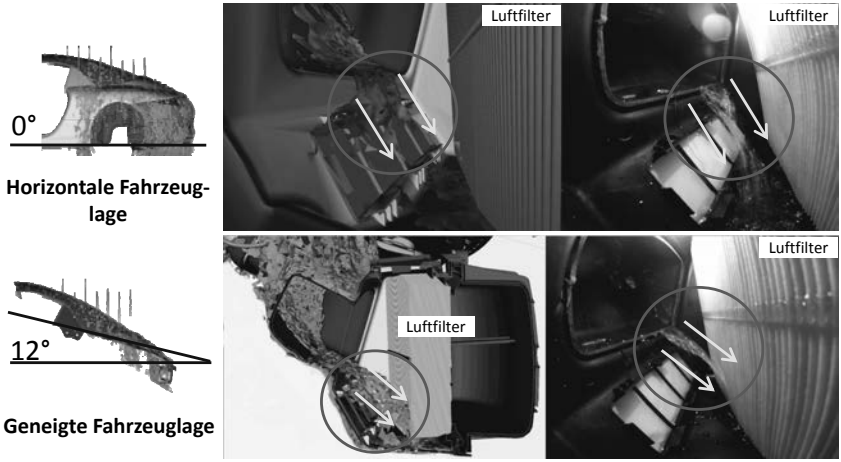


Bild 8: Phänomenologischer Vergleich Starkberegnung Hinterwagen – Fokus Sauganlage [7],[8]

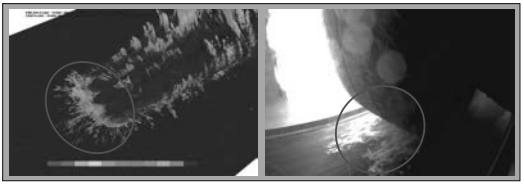
Wasserdurchfahrt 4mm - Betrachtung eines Einzelreifens [7]:

Bei dieser Validierung ging es um die Effekte eines Einzelreifens beim Fahren durch eine geringe Wasserhöhe von ca. 4mm bei 40 km/h. Herausfordernd für die Simulation war das Abbilden der sehr kleinskaligen Effekte in Kombination mit schnell bewegter Geometrie. Im Abgleich mit dem Versuch wurden dabei die Wasseraufwirbelungen vor und hinter dem Rei-

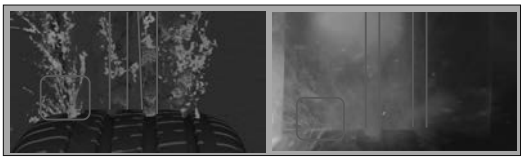
https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

fen optisch untersucht. Auch bei dieser Validierung konnte eine gute Übereinstimmung der auftretenden Effekte (s. Bild 9) gefunden werden, obwohl sich vor allem die Auswertung der Versuche als aufwendig gestaltete. Der Berechnungsaufwand für dieses Ergebnis lag bei ca. 3 Tagen auf 128 CPUs (2.5 GHz).

Seitenfontäne:
schwach ausgeprägt



Front-Gischt:
gering



TearOff-Gischt:
Wasser wird an Profilrillen unter Winkel < 30° abgeworfen

Bild 9: Phänomenologischer Vergleich Wasserdurchfahrt 4mm - Betrachtung eines Einzelreifens [7]

Wasserdurchfahrt 60mm – Fokus Radhausschale [4][9]:

Bei Erprobungsfahrzeugen kam es zu einem unplanmäßigen, schwallartigen Wassereintritt hinter der Radhausschale beim Fahren durch tieferes Wasser (z.B. Pfützen). Dieser Wassereintritt sollte durch geeignete Maßnahmen verhindert werden. Dazu war es nötig den problematischen Hauptwasserpfad zu lokalisieren, was im Versuch nicht gelang. Erst die Simulationsergebnisse in Verbindung mit dem Versuch konnten den problematischen Hauptwassereintritt identifizieren und visualisieren. Dieser wird (s. Bild 10) durch die umgelenkte Seitenfontäne verursacht, die beim Fahren durch höheres Wasser entsteht und direkt auf den Spalt zwischen Kotflügel und Radausschale prallt und dort den Wassereintrag verursacht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

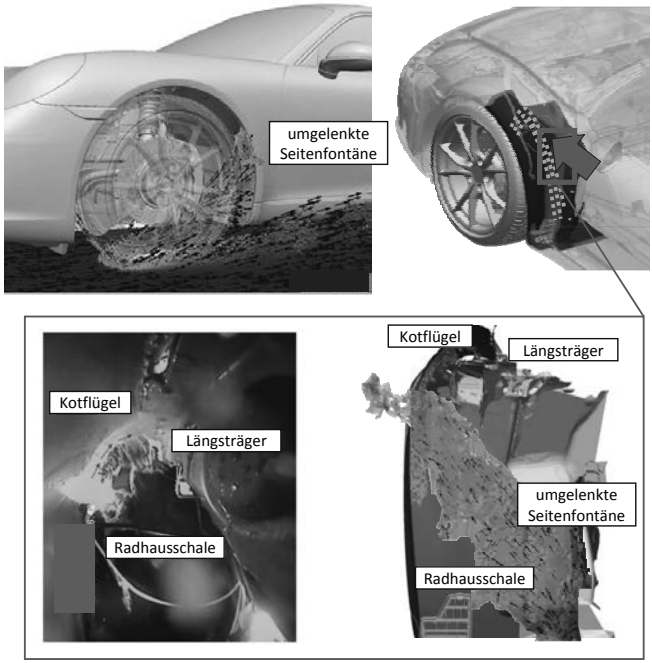


Bild 10: Phänomenologischer Vergleich Wasserdurchfahrt 60mm – Fokus Radhausschale [4],[9]

Als weitere validierte Anwendungsfälle sind noch der „Wasserablauf an einer Heckklappe“ ([2],[10]) und die „Untersuchung der Dimensionierung eines Dichtkanals bei einer Starkberegnung“ ([2],[10]) zu nennen.

7. Zusammenfassung

Abschließend soll festgehalten werden, dass sich die FPM Methode in der Porsche AG bereits im Projekteinsatz befindet und für die betrachteten Anwendungsfälle entscheidend zur virtuellen Absicherung des Wassermanagements beiträgt. Besonders die frühe Einsetzbarkeit im Entwicklungsprozess stellt einen großen Mehrwert gegenüber Hardwareversuchen dar.

Durch weitere methodische Untersuchungen und Validierungen, sollen zukünftig weitere Anwendungsbereiche für das virtuelle Wassermanagement erschlossen werden. Dazu gehö-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ren mittelfristig die Interaktion von Wasser mit einer Luftströmung wie beispielsweise der Außenumströmung oder der Motorluftansaugung.

An einer Weiterentwicklung der FPM Methode wird in enger Zusammenarbeit mit dem ITWM gearbeitet. Spezieller Fokus liegt dabei auf einer weiteren Performancesteigerung, sodass zunehmend komplexere Aufgabenstellungen in einem für die Fahrzeugentwicklung handhabbaren Zeitraum simuliert werden können.

8. Literaturangaben

[1] Hagmann, S.: Simulation Mehrphasenströmung für Wassermanagementthemen in der Fahrzeugentwicklung, IAG Stuttgart Masterarbeit, 2015

[2] Revfi, S.: Modellierung und Simulation einer Wasserbeaufschlagung von Fahrzeugteilen mittels der Finite Pointset Methode (FPM) mit Bewertung der dazugehörigen Strömungscharakteristik, IPEK KIT Masterarbeit, 2016

[3] Hedwig, M.: Virtuelles Wassermanagement, Interner Vortrag, Dr. Ing. h.c.F. Porsche AG, Weissach, 2016

[4] Feil, T.: Simulation der Zweiphasenströmen für Wassermanagementthemen in der Fahrzeugentwicklung, IAG Stuttgart Masterarbeit, 2015

[5] Jefferies, A.; Kuhnert, J; Aschenbrenner, L; Giffhorn, U.: Finite pointset method for the simulation of a vehicle travelling through a body of water. Lecture Notes in Computational Science and Engineering 100 (2015), 16 S.205-221

[6] Kuhnert, J.: General Smoothed Particle Hydrodynamics, Universität Kaiserslautern Dissertation, 1999

[7] Kränzler, M.: Untersuchung der gitterfreien numerischen Simulation für Wassermanagementthemen in der Fahrzeugentwicklung, IAG Stuttgart Masterarbeit, 2016

[8] Herzog, J.: Validierung des virtuellen Wassermanagements unter dem Anwendungsfall der stationären Starkberegnung, Hochschule Osnabrück Bachelorarbeit, 2016

[9] Heuser, B.: Validierung des virtuellen Wassermanagements anhand von Versuchen für ausgewählte Anwendungsfälle, Fachhochschule Köln/Deutz Bachelorarbeit, 2015

[10] Gebert, G.: Validierung von Simulationsmethoden zur Darstellung von Fluidströmen im Wassermanagement von Fahrzeugaufbauten, DHBW Stuttgart Bachelorarbeit, 2016

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Triebstrangentwicklung bei Performance-Fahrzeugen

Development of Performance Powertrains

Dr.-Ing. **Peter Fietkau**, Dipl.-Ing. (FH) **Martin Burgbacher**,
Dr.-Ing. **Jörg Gindele**, Mercedes-AMG GmbH, Affalterbach

Kurzfassung

Dieser Beitrag stellt den bei Mercedes-AMG angewandten ganzheitlichen Entwicklungsprozess für Triebstränge vor. Er wurde entworfen, um im Spannungsfeld zwischen geringen Stückzahlen, stark differierenden Einsatzszenarien und einer hohen Variantenvielfalt sehr zielgerichtet und schlank entwickeln und absichern zu können. Der Prozess beginnt bereits bei der Lastkollektiverstellung. Auf Basis der Kollektive wurde eine Toolbox entwickelt, die es ermöglicht, Lebensdauerprognosen für alle relevanten Komponenten des Triebstrangs abzugeben. Diese Prognosen erlauben sowohl eine Schwachstellenanalyse als auch eine sehr zielgerichtete Auswahl von benötigten Erprobungen zur Absicherung neuer Komponenten. Während den tatsächlichen Prüfungen werden die Belastungen dauerhaft und automatisiert erfasst und ausgewertet. Bei Bedarf kann in die laufende Erprobung eingegriffen und die Belastung korrigiert werden. Der gesamte Prozess stellt somit einen geschlossenen Regelkreis dar. Abschließend wird ein Ausblick auf zukünftige Konzepte wie Elektro- und Hybridantriebe gegeben. Deren Layout wird, wie bei den konventionellen Antrieben, primär durch Performanceaspekte getrieben.

Abstract

This paper describes the holistic powertrain development process used at Mercedes-AMG. It was designed in order to develop and test in a target-oriented and slim manner with the contradicting aims of small production volumes, widely differing types of use and a high variety of different powertrains. The process starts already with the load spectra creation. The load spectra are the basis for a toolbox that allows forecasting the service life of all relevant powertrain components. These forecasts enable a weak-point analysis as well as a very target-oriented selection of necessary tests for validation of new components. During testing, loads are recorded and evaluated permanently and automatically. If needed, the running test can be modified in order to correct loads. Therefore, the whole process represents a closed loop control. At the end of the paper, an outlook on future concepts such as electric or hybrid

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

drives is provided. Their layout is driven by performance aspect like it is done for conventional drives.

1. Einleitung

Mercedes-AMG GmbH ist die Sport- und Performance-Marke von Mercedes-Benz. Sie entwickelt sowohl Performance-Varianten der Mercedes-Benz Serienmodelle als auch eine eigene Sportwagenbaureihe. Zur Ausnutzung der maximalen Performance kommen genau auf das Fahrzeug abgestimmte Triebstrangkonzepte zum Einsatz, was ein großes Portfolio mit sich bringt, s. Bild 1. In den Fahrzeugen mit 12-Zylindermotoren und den SUVs kommen aus dem Daimler-Konzern bekannte konventionelle Automatgetriebe (ATs) mit Drehmomentwandler zum Einsatz. Diese werden für Drehmomente bis 1000 Nm verstärkt. Bei sportlichen Limousinen wird der Wandler durch eine nasse Anfahrkupplung (NAK) ersetzt, um Massenträgheitsmomente zu reduzieren, strategiefähiges Anfahren zu ermöglichen und eine sportlich direkte Triebstranganbindung zu gewährleisten [1]. Für die AMG Sportwagen als auch die Kompaktwagen werden Doppelkupplungsgetriebe verwendet. Abgerundet wird das Portfolio durch ein zweistufiges Getriebe für reine Elektrofahrzeuge. Eine weitere Erhöhung der Variantenvielfalt ergibt sich durch den optionalen Allradantrieb.

Diese im Vergleich zur Stückzahl hohe Vielfalt an Getriebevarianten in Kombination mit einer hohen Leistungsdichte der Fahrzeuge, stark differierenden Einsatzszenarien und nur begrenzten Anzahl an Erprobungsträgern stellt einen deutlichen Zielkonflikt dar, s. Bild 2. Diesen gilt es durch eine flexible Auslegungs- und Erprobungsmethodik bestmöglich aufzulösen. Im Folgenden werden zunächst die Lastkollektiverstellung sowie eine Methode zur Lebensdauerprognose als Basis der Entwicklung und Erprobung aufgezeigt. Anschließend wird die angewandte Erprobungsmethodik sowie die Erstellung von Absicherungsprogrammen vorgestellt. Am Ende des Beitrags wird ein Ausblick auf zukünftige Konzepte wie Hybridantriebe gegeben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

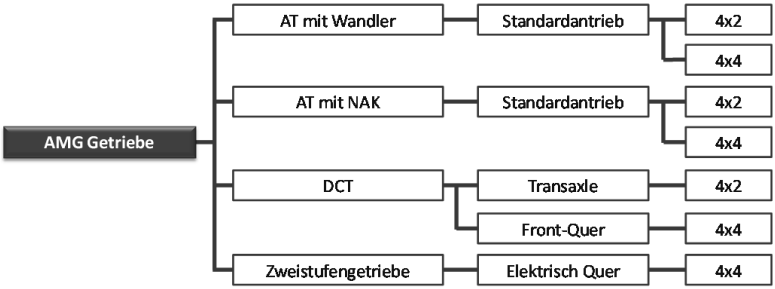


Bild 1: Getriebeportfolio der Mercedes-AMG GmbH

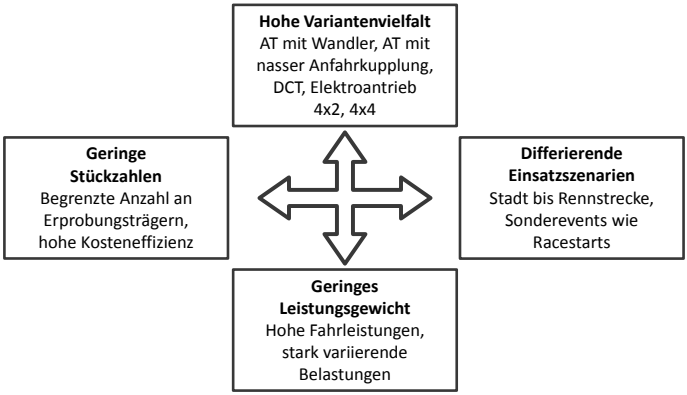


Bild 2: Spannungsfeld bei der AMG-Triebstrangentwicklung

2. Lastkollektiverstellung

Basis für eine sichere Auslegung und zielgerichtete Erprobung sind Lastkollektive, die die spätere Belastung im Feld möglichst genau wiedergeben. Hierfür wird sowohl auf Erfahrung aus Vorgängerprojekten als auch auf eine umfangreiche Analyse des Kundenverhaltens zurückgegriffen. Grundsätzlich lässt sich die Art der Last in Betriebslasten, Sonderlasten wie z.B. Race Starts und Missbrauchslasten wie z.B. Bordsteinauffahrten unterteilen. Für alle Lastarten müssen auftretende Beanspruchungen und Häufigkeiten definiert werden. Dabei muss die Fahrzeugart berücksichtigt werden, da z.B. ein SUV einem anderen Belastungsprofil unterworfen wird wie ein Sportwagen [3].

Zur Ermittlung der Betriebslast werden in einer frühen Entwicklungsphase Simulationen durchgeführt, welche später durch Lastkollektivmessungen validiert werden. Hierfür werden

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

alle Fahrzeug-Getriebe-Kombinationen auf definierten Grundstrecken betrachtet. Diese Grundstrecken sind Stadt-, verschiedene Land-, Autobahn-, Berg- und Rennstrecken. Die Strecken unterscheiden sich deutlich in Geschwindigkeitsprofil, Gangverteilung und Volllastanteil. Als Beispiel zeigt Bild 3 die Gangverteilung eines 7-Gang Sportwagen-DCT für Autobahn und Rennstrecke. Während auf der Autobahn sehr hohe Anteile im 7. Gang gefahren werden, kommt dieser auf der Rennstrecke gar nicht zum Einsatz. Im Gegenzug werden auf der Rennstrecke die Gänge 4 bis 6 deutlich häufiger verwendet.
Alle Lastkollektive setzen sich aus unterschiedlichen Anteilen der jeweiligen Grundstrecken zusammen. Hierbei gibt es je nach Fahrzeugtyp und Anwendungsfall unterschiedliche Durchmischungen.

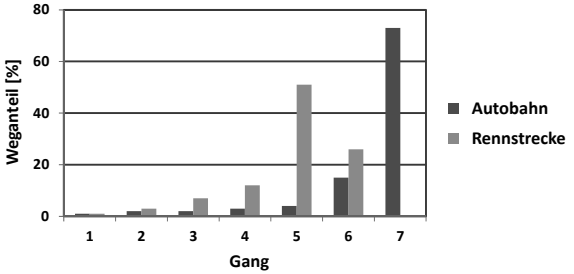


Bild 3: Gangabhängige Weganteile für unterschiedliche Strecken [2]

Neben der Fahrstreckenverteilung spielen bei der Ermittlung der Betriebslast auch die Fahrweise und die Beladung eine wesentliche Rolle. Bei der Betrachtung der mechanischen Schädigung wird meist von sportlicher Fahrweise und voller Beladung ausgegangen, da dies üblicherweise zur höchsten Beanspruchung führt, vgl. auch Bild 6. Nichtsdestotrotz müssen auch die anderen Zustände betrachtet werden, da z.B. hydraulische Steuerungen bei sehr schonender Fahrweise in differierenden Betriebspunkten betrieben werden und somit evtl. andere Schädigungsmechanismen zum Tragen kommen.
Als Sonderlasten sind vor allem Manöver wie Race Starts, festgebremste Volllastanfahrten, Burnouts etc. relevant. Bei Festlegung der jeweiligen Anzahl gibt es wiederum deutliche Unterschiede zwischen den Baureihen. Bild 4 zeigt beispielhaft die Summenhäufigkeit der Anzahl an Race Starts für eine repräsentative Kundengruppe. Wie zu sehen ist, haben 62% der A45 Kunden und 80% der SLS Kunden noch nie einen Race Start ausgeführt. Weiterhin erkennt man aber auch, dass wenn eine Absicherung 95% der Kunden abdecken soll, bei einem A45 6- bis 7-mal mehr Starts geprüft werden sollten als bei einem SLS.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

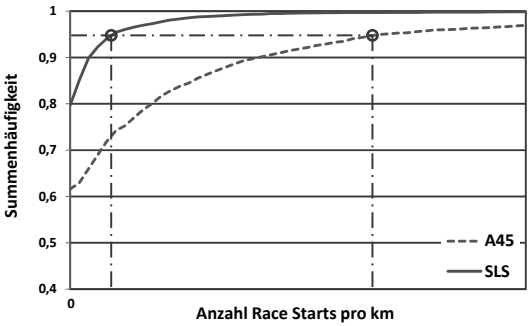


Bild 4: Statistische Verteilung der Anzahl Race Starts pro km beim Kunden

Zu den Missbrauchslasten gehören Manöver wie Bordsteinauffahrten, Volllastanfahrten auf Fahrbahnen mit stark unterschiedlichen Reibwerten (μ-split) oder auch ein Einlegen der Parksperre während der Fahrt bzw. während dem Rollen. Auch hierfür werden wieder je nach Fahrzeug genaue Häufigkeiten definiert und die resultierenden Lasten in die Kollektivbetrachtung mit einbezogen.

3. Lebensdauerprognose und Schwachstellenanalyse

Auf Basis der definierten Lastkollektive ist es nun möglich, für alle relevanten Komponenten eines Triebstrangs eine Lebensdauerprognose zu erstellen. Bild 5 gibt einen Überblick über die unterschiedlichen Schädigungsmechanismen. Die Art der Last lässt sich wie oben erläutert in Betriebslast, Sonderlasten und Missbrauchslasten einteilen. Nach Art der geschädigten Komponenten lassen sich Schaltelemente, hydraulische/elektrische Komponenten und mechanische Komponenten unterscheiden. Für jede dargestellte Schädigungsart wurden Verfahren entwickelt, um die jeweilige Lebensdauer auf Basis gegebener Lastkollektive abzuschätzen. Somit steht eine Toolbox zur Verfügung, welche schon vor der eigentlichen Erprobung eine Abschätzung der voraussichtlichen Laufzeit und der am stärksten beanspruchten Elemente ermöglicht. Dies ist die Basis für eine zielgerichtete Erprobungsmethodik.

Beispielhaft zeigt Bild 6 berechnete Verzahnungslebensdauern für ein AT mit nasser Anfahrkupplung in einer Limousinenanwendung für unterschiedliche Fahrweisen. Aufgetragen ist jeweils die kürzeste Lebensdauer hinsichtlich Grübchen bzw. Zahnbruch über alle Verzahnungen betrachtet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	Schaltelemente Anzahl Schaltungen, Energie, Leistung	**Hydraulik/Mechatronik** Betriebsstunden, Anzahl Betätigungen	**Mechanische Komponenten** Drehmoment, Drehzahl
Betriebslast (Stadtfahrt, Überlandfahrt etc.)	Anzahl an Schaltungen mit bestimmter Energie und Leistung *Kupplungen* *Synchronisierungen*	Anzahl an Betätigungen *Schaltventile*	Überrollungsklassierung (Verweildauer Moment/Drehzahl) *Zahnräder* *Wellen* *Lager*
Sonderlasten (z.B. Race Starts)		Betriebsstunden bei bestimmtem Temperaturniveau *TCU* *Druckregelventile* *Sensoren* *Öl*	Rainflowklassierung *Naben* *W/N-Verbindungen* *Schiebemuffen*
Missbrauch (z.B. Bordstein-auffahrten)			

Bild 5: Schädigungsmechanismen bei Fahrzeuggetrieben [2]

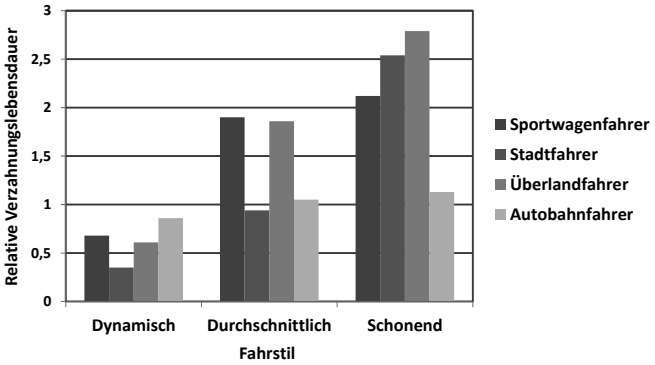


Bild 6: Verzahnungslebensdauer für unterschiedliche Fahrstile und Fahrertypen [2]

Neben den üblichen Fahrertypen Stadt-, Land- und Autobahnfahrer wurden noch ein Sportwagenfahrer berücksichtigt. Der Sportwagenfahrer bewegt sein Fahrzeug in normalen Verkehr sportlich ambitioniert und zusätzlich gelegentlich auf der Rennstrecke. Es finden alle Grundstrecken in allen Kollektiven Verwendung, allerdings mit deutlich unterschiedlicher Gewichtung. Die Fahrstile unterscheiden sich in erster Linie durch unterschiedliche Beschleunigungsniveaus, d.h. ein dynamischer Fahrer fährt mit höheren Beschleunigungen als ein schonender Fahrer. Die gesetzlich vorgegebenen Geschwindigkeitslimits werden von allen Fahrertypen und bei allen Fahrstilen eingehalten. Wie im Bild zu sehen ist, hat der Fahrstil einen sehr hohen Lebensdauereinfluss. Des Weiteren dreht sich teilweise die Reihenfolge der Fahrertypen, die zur geringsten relativen Verzahnungslebensdauer führen. So

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ist bei schonendem Fahrstil der Autobahnfahrer der schädlichste, bei dynamischer Fahrweise hat er aber die höchste Lebensdauer. Bei detaillierter Analyse der Getriebeelemente ist festzustellen, dass je nach Fahrstil unterschiedliche Bauteile geschädigt werden und sich das lebensdauerbestimmende Element zum Teil ändert.

Diese Tatsache muss in der Erprobungsplanung Berücksichtigung finden. Zur mechanischen Absicherung ist wie gezeigt normalerweise ein sportlicher Fahrstil nötig. Dieser ist im öffentlichen Straßenbetrieb nicht immer möglich. So müssen gesetzliche Randbedingungen eingehalten werden und der vorherrschende Verkehr muss einen solchen Fahrstil zulassen. Weiterhin gibt es Bestrebungen, vor allem mit getarnten Fahrzeugen in frühen Entwicklungsphasen möglichst wenig Aufmerksamkeit zu erwecken. Deshalb sollten für eine Absicherung der mechanischen Grundfestigkeit entweder abgesperrte Testgelände oder Prüfstandserprobungen herangezogen werden.

4. Absicherungsmethoden

Zur Absicherung neuer Getriebe stehen grundsätzlich die Möglichkeiten Simulation, Prüfstand und Fahrzeug zur Verfügung. Jede dieser Möglichkeiten bietet bestimmte Vor- und Nachteile, s. Bild 7.

Das Zusammenspiel der drei Elemente zeigt Bild 8. Die Simulation bzw. Berechnung wird wie im vorherigen Kapitel gezeigt verwendet, um Lastkollektive zu erstellen. Diese erlauben einerseits eine Bauteilauslegung und anderseits eine Prognose der in der Erprobung geschädigten Elemente sowie der Lebensdauer.

Simulation	**Prüfstand (EM, VM, Rolle)**	**Fahrzeug**
Bestimmung von Lastkollektiven	*Dauerläufe*	*Dauerläufe*
Bestimmung der kritischen Belastungen	*Komponentenerprobungen*	*Missbrauchstests*
	Funktionsuntersuchungen	*Funktionsuntersuchungen*
		Lastkollektivaufnahme
+ Reproduzierbar, schnell, günstig	+ Reproduzierbar, schnell, hohe Belastungen möglich	+ Alle Einflüsse erfasst, Berücksichtigung von Wechselwirkungen
– Rein virtuell, viele Vereinfachungen	– Teuer, Fahrzeug- und Umwelteinflüsse fehlen	– Zeitaufwändig, Fzg. mit hinreichendem Reifegrad nötig

Bild 7: Methoden und Einrichtungen zur Absicherung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

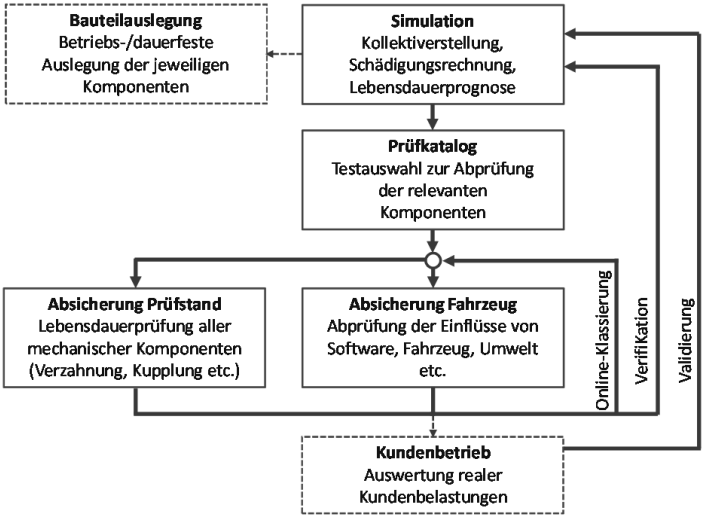


Bild 8: Zusammenarbeit verschiedener Absicherungsmethoden

Im nächsten Schritt werden hieraus gezielt Erprobungskollektive aus einem standardisierten Katalog ausgewählt. Diesem Schritt kommt vor allem Bedeutung zu, wenn nicht ein komplett neues Aggregat abgesichert werden muss, sondern sich nur einzelne Komponenten wie z.B. ein einzelner Planetenradsatz geändert haben. Dann müssen gezielt nur diejenigen Erprobungen durchgeführt werden, die für die jeweilige Komponente inkl. möglicher Wechselwirkungen relevant sind.

Die Absicherung der mechanischen Grundfestigkeit findet bereits auf dem Prüfstand statt. Hier ist es möglich, einen reproduzierbaren sportlichen Fahrstil über die komplette Laufleistung nachzubilden. Es stehen sowohl elektromotorische als auch verbrennungsmotorische Prüfstände zur Verfügung. Der Nachteil von Prüfständsversuchen ist, dass zahlreiche Wechselwirkungen nicht dargestellt werden können. Hierfür sind Absicherungen und Dauerläufe im realen Fahrzeug nötig. Sowohl am Prüfstand als auch im Fahrzeug werden die auftretenden Belastungen mit Hilfe von Dauermessungen erfasst, online klassiert und kontinuierlich mit der Vorgabe verglichen. Bei einer Abweichung kann somit gezielt eingegriffen werden. Dieses Vorgehen wird am Beispiel der Fahrzeugabsicherung im nächsten Kapitel beschrieben. Die Messungen sowie die Befundungsergebnisse nach den Prüfläufen werden zudem verwendet, um die zu Beginn durchgeführten Simulationen zu verifizieren. Letztlich erfolgt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

später auch eine Auswertung von Kundendaten, um die realen Belastungen im Feld statistisch zu erfassen. Hiermit ist eine Validierung der Lastkollektivsimulation möglich.
Einen exemplarischen Auszug aus dem Erprobungskatalog zeigt Bild 9. Grundsätzlich werden Dauerlauferprobungen wie Straßendauerlauf, Rennstreckendauerlauf etc. und Funktions- bzw. Missbrauchsuntersuchungen wie Differentialtest, Parksperrentest unterschieden.

	Fall 1 Vorhandenes Getriebe	Fall 2 Getriebe mit Modifikation	Fall 3 Neues Getriebe
DL Pst. E-Maschine	0	3	10
DL Pst. Verbrenner	0	3	10
DL Fzg. Straße	1	3	5
DL Fzg. Belastung	1	3	5
⋮			
Race Start Test	1	2	3
Differential Test	1	2	3
Parksperrentest	1	2	3

Bild 9: Standardisierter Prüfkatalog

Bezüglich des abzusichernden Aggregats werden drei Fälle unterschieden: die Übernahme eines vorhandenen Getriebes in ein neues Fahrzeug, der Einsatz eines modifizierten Getriebes oder die Entwicklung eines komplett neuen Aggregats. Der Erprobungskatalog gibt Anhaltwerte über Art und Anzahl der durchzuführenden Erprobungen. Die konkreten Inhalte werden dann auf Basis dieser Richtlinie durch Abgleich mit den Simulationsergebnissen fallspezifisch definiert. Hierbei ist es wichtig, möglichst zielgerichtet zu erproben, um unnötige Aufwendungen zu vermeiden. So wird von Fall zu Fall untersucht, ob die im Erprobungskatalog aufgeführten Erprobungen wirklich benötigt werden und die neuen, abzusichernden Komponenten des Getriebes entsprechend den Vorgaben belastet werden.
Sowohl am Prüfstand als auch im Fahrzeug werden bereits während der Erprobung die Belastungen erfasst, die schädigenden Anteile für das Getriebe berechnet und bei einer Abweichung zwischen Ist-Zustand und Vorgabe entsprechende Eingriffe vorgenommen. Dies ist besonders für die Dauerlauferprobungen relevant. Auf dem Prüfstand sind die Prüfprogramme relativ gut reproduzierbar. Deshalb sind hier nach einer anfänglichen Einrichtung des Prüfprogramms meist nur geringfügige Anpassungen nötig.
Anders sieht es bei Fahrzeugdauerläufern aus, die größeren Streuungen durch äußere Einflüsse unterworfen sind. Das grundsätzliche Prinzip zeigt Bild 10. Im Fahrzeug werden mit Hilfe von Datenloggern alle relevanten Messgrößen erfasst. Diese werden nach jedem Zün-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dungswechsel automatisch über eine Mobilfunk-Verbindung an einen zentralen Auswerteserver übermittelt. Von dort werden die Messdaten heruntergeladen und Schädigungen aller mechanischer Komponenten, Energieeinträge, Temperaturen etc. berechnet und aufsummiert. Die Ergebnisse können dann wiederum mit den Vorgabewerten passend zum entsprechenden Erprobungsfortschritt verglichen werden, s. Bild 11.

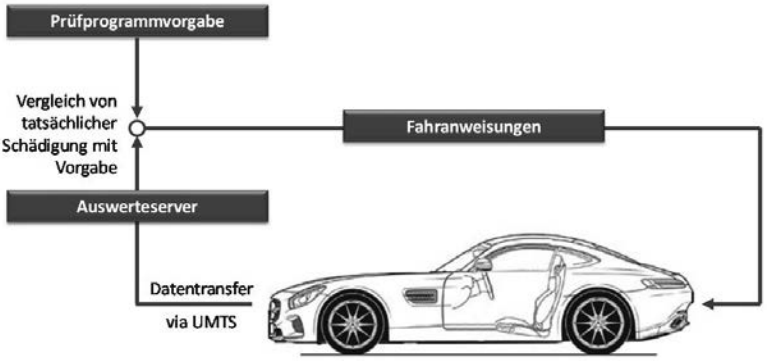


Bild 10: Regelkreis Fahrzeugdauerlauf [2]

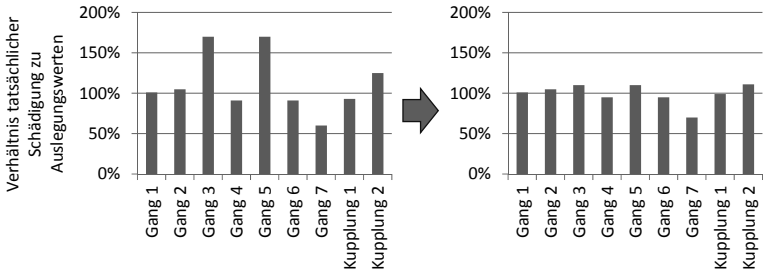


Bild 11: Beispielhafter Schädigungsabgleich vor und nach Eingriff

Bei einer Abweichung kann dann direkt ins Erprobungsprogramm eingegriffen werden. Entweder werden dem Fahrer Anweisungen zur Änderung der Fahrweise gegeben oder die Streckenanteile entsprechend angepasst. Oftmals werden auch im Anschluss an den eigentlichen Lauf einzelne Belastungen auf abgesperrten Testgeländen ergänzt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Elektro- und Hybridantriebe

Auch bei der Mercedes-AMG GmbH werden weitehin Elektro- und Hybridantriebe eine Rolle spielen. Bei der Definition zukünftiger Triebstranglayouts kommt es dabei nicht nur auf Effizienzsteigerung, sondern vor allem auch auf das Erreichen maximaler Fahrperformance an. Dies zeigt beispielhaft Bild 12. Hier ist die erreichbare Längsbeschleunigung eines Fahrzeugs über der Geschwindigkeit aufgetragen.

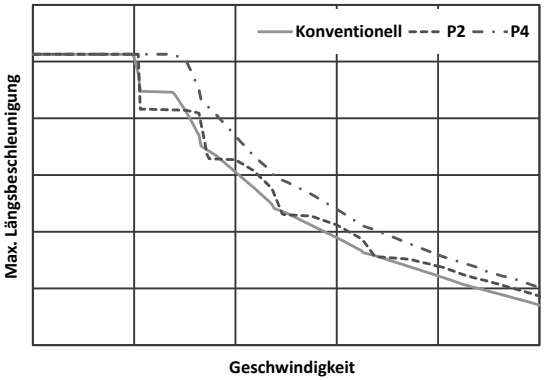


Bild 12: Beschleunigungsvermögen verschiedener Hybridkonfigurationen

Da die Drehmomentkapazität des Schaltgetriebes beim konventionellen Triebstrang schon voll durch den Verbrennungsmotor ausgenutzt wird, bringt eine Erweiterung zum Parallelhybrid mit P2-Anordnung (Elektromotor zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe) nur eine begrenzte Steigerung der Fahrleistungen. In manchen Bereichen sind diese auf Grund der höheren Fahrzeugmasse sogar schlechter. Demgegenüber bringt eine Anordnung des Elektromotors direkt an der Vorderachse (P4-Anordnung), einen deutlichen Performancegewinn über den gesamten Geschwindigkeitsbereich.

Um den neuen Triebstrangkonzepten Rechnung zu tragen, wurde der oben aufgezeigte Entwicklungsprozess entsprechend erweitert. Hierbei ergibt sich durch eine erhöhte Komponentenanzahl sowie zusätzliche Freiheitsgrade eine erhöhte Komplexität. Bild 13 zeigt beispielhaft die Einflüsse bei der Lastkollektiverstellung. Dargestellt ist das Schädigungskollektiv des 3. Ganges eines Schaltgetriebes über dem Eingangsmoment. Die Schädigung des konventionellen Triebstrangs wurde zu 100% gesetzt. Wird dieser Triebstrang nun zum P4 erweitert, aber rein verbrennungsmotorisch betrieben, ergibt sich durch das Mehrgewicht eine Schädigungszunahme auf 113%. Sobald die elektrische Vorderachse zum Antrieb mit hinzu-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

genommen wird, wird der 3. Gang entlastet und die Schädigung auf 55% reduziert. D.h. wenn für den Hybridantrieb das gleiche Getriebe wie für den konventionellen Antrieb verwendet wird, kann in dem Beispiel entweder die Zahnbreite des 3. Ganges reduziert und das zulässige Drehmoment erhöht werden.

Für die Größe der Schädigungsänderung ist die Betriebsstrategie entscheidend. Zu beachten ist, dass sich nicht nur im Zugbetrieb Unterschiede zwischen konventionellem und Hybridantrieb ergeben, sondern je nach Hybridkonfiguration auch zusätzliche Belastungen des Triebstrangs aus Rekuperationsmomenten entstehen können.

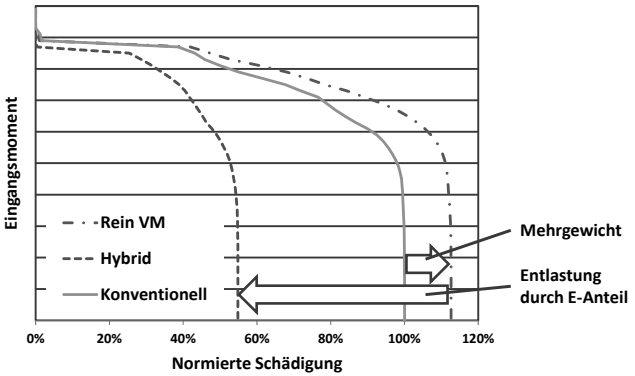


Bild 13: Schädigungseinflüsse eines P4 Hybridantriebs im Stadtbetrieb

Hinsichtlich Betriebsstrategie müssen also bereits in frühen Entwicklungsphasen möglichst passende Annahmen getroffen werden.

Neben der Lastkollektiverstellung wurde auch die anschließende Schädigungsrechnung entsprechend erweitert. Hier spielt vor allem die Batterie eine maßgebliche Rolle. Deren kalendarische Lebensdauer wird maßgeblich durch das Temperaturkollektiv bestimmt. Die zyklische Lebensdauer ist ein Resultat der Anzahl an Lade-/Entladezyklen bei bestimmter Entnahmetiefe [4]. Zur Absicherung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen wurde der oben vorgestellte Prüfkatalog um neue Absicherungen erweitert bzw. auch bestehende Prüfvorschriften angepasst. Zudem müssen Prüfstände angepasst und erweitert werden, um überhaupt hybridische Triebstränge betreiben zu können.

6. Zusammenfassung

Der Beitrag zeigt die Besonderheiten bei der Auslegung und Erprobung von Triebsträngen für Performance-Fahrzeuge. Zunächst wurden die verschiedenen Randbedingungen sowie

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Getriebevielfalt bei der Mercedes-AMG gezeigt. Anschließend wurden die Lastkollektiverstellung und unterschiedlichen Schädigungsmechanismen beschrieben. Die dadurch mögliche Lebensdauerprognose bildet die Basis für die eigentliche Erprobung. Für diese stehen die Werkzeuge Simulation, Prüfstandstest und Fahrzeugtest zur Verfügung. Es wurde vorgestellt, wo deren Vor- und Nachteile liegen und wie die Werkzeuge intelligent verknüpft werden. Abschließend wurde ein Ausblick auf zukünftige Konzepte wie Elektro- und Hybridantriebe gegeben. Hierbei stellen die erhöhte Komponentenanzahl sowie die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Ansteuerung besondere Herausforderungen für die Entwicklung dar. Auch in Zukunft wird die entworfene Methodik weiterentwickelt werden. Hierbei stehen die beschriebenen neuen Triebstrangkonzepte, fokussierte Erprobungen bei Modifikationen sowie eine auf den Kunden zugeschnittene Entwicklung im Fokus des Interesses.

7. Literaturangaben

[1] Naunheimer, H., Bertsche, B., Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer 2007

[2] Fietkau, P., Burgbacher, M.: Transmissions for Performace Cars: Design and Testing. CTI Symposium Fahrzeuggetriebe, HEV- und EV-Antriebe Berlin 2015

[3] Müller-Kose, J.-P.: Repräsentative Lastkollektive für Fahrzeuggetriebe. Dissertation, TU Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Shaker-Verlag Aachen 2002

[4] Vollrath, O., Armstrong, N., Lamm, A., Bitsche, O., Schenk, J.: Die Hybridlösung von Mercedes-Benz in der S-Klasse. ATZ 111 (2009) 5 S. 322-331

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme

Dipl.-Ing. **Jan Berger**, Dipl.-Ing. **Simon Boog**, Dipl.-Ing. **Sascha Ott**,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe

Kurzfassung

Heutzutage wird die Antriebsstrangvalidierung vermehrt durch Simulationswerkzeuge unterstützt. Nach dem Stand der Forschung kommen diese jedoch bei komplexen Systemzuständen (z.B. Kupplungen im Schlupf) an ihre Grenzen. Diesem Problem kann durch Untersuchungen mit physisch-virtuellen Systemen nach dem IPEK X-in-the-Loop Ansatz [1] begegnet werden, indem physische Teilsysteme (z.B. Kupplungen) mit virtuellen (Fahrzeug-) Teilsystemen wechselwirken. An die hierfür erforderlichen Koppelsysteme (Aktoren, Sensoren, etc.) [10], welche die physischen mit den virtuellen Teilsystemen verbinden, werden dabei hohe Anforderungen gesetzt, da diese das Gesamtsystemverhalten beeinflussen können.

In diesem Beitrag wird anhand eines einfach zu interpretierenden linearen Zweimassenschwingers theoretisch und experimentell aufgezeigt, welche gesamtsystemischen Veränderungen eine Virtualisierung von Teilsystemen hervorruft. Aus der Identifikation der hierfür verantwortlichen Koppel-Teilsysteme folgt eine allgemeine Ableitung der Systemparameter-Veränderungen für Steifigkeit und Dämpfung am Übergang zwischen virtuellem und physischem System. Aus diesen Erkenntnissen erfolgt abschließend eine erfolgreiche Umsetzung von Korrekturansätzen, um die hervorgerufene Gesamtsystemverfälschung zu minimieren.

Abstract

Nowadays overall powertrain validation is increasingly supported by simulation tools. With the current state of research, however, today's simulation tools reach their limits when simulating complex systems such as couplings in slip mode. This problem can be counteracted by physical-virtual investigations using the IPEK X-in-the-Loop-Approach [1]. At the necessary “Koppelsystems” (test motors, sensors, etc.) [10], which connect physical with virtual subsystems, high demands are set to avoid induced influences on overall systems behavior.

In this paper, based on an easily interpretable double oscillator, the change of the overall systems behavior due to relocating physical subsystems to the virtual domain is shown both theoretically and experimentally. Through the identification of the “Koppelsystem” – which is

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

responsible for the distorted systems behavior – a general derivation of system parameter changes such as stiffness and damping is given. Finally, a successful implementation of an adjustment-approach to minimize these overall systems distortion is presented.

1. Einführung

Die Validierungsaktivität bei der Komponentenentwicklung des Fahrzeugantriebsstrangs ist eine der Kernfaktoren einer erfolgreichen Produktentwicklung. [12] Die gesamtsystemische Sicht ist dabei von erheblicher Bedeutung und wird im IPEK X-in-the-Loop (IPEK-XiL)-Ansatz aufgegriffen. [1] Der Zusammenhang des zu entwickelnden Systems, dem *System in Development* (SiD), mit seiner Umgebung aus Restfahrzeug, Umwelt und Fahrer (*Connected Systems)* ist am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung in Bild 1 dargestellt.

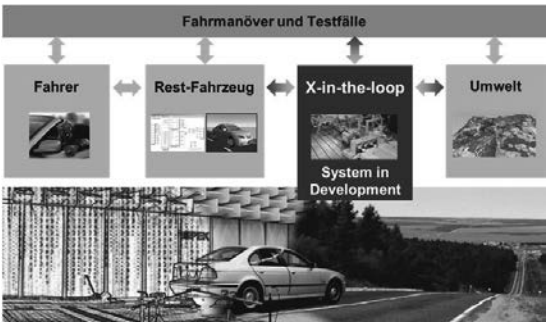


Bild 1: IPEK X-in-the-Loop (XiL)-Ansatz [2]

In welcher Form die Teilsysteme vorliegen müssen und interagieren, d.h. ob rein virtuell (Simulation), rein physisch oder ob physisch-virtuell gemischt, wird in Abhängigkeit vom Validierungsziel, der Verfügbarkeit von physischen oder/und virtuellen Teilsystem sowie deren Detailierungsgrad entschieden. Die Kombination physischer, meist komplexer Teilsysteme mit virtuellen Teilsystemen bietet hinsichtlich der Untersuchungsmöglichkeiten und Verhaltensvorhersagen erhebliches Potential. So wurden beispielsweise in einem Forschungsprojekt aktuelle Drehschwingungsdämpfersysteme wie Zweimassenschwungräder auf deren Eignung für künftige wirkungsgradoptimierte Antriebssystemlösungen untersucht und hinsichtlich deren Schwingungsbeeinflussung bewertet. [9]

Dennoch muss festgestellt werden, dass mit dem großen Potential von Tests mit physisch-virtuellen Systemen das Erfordernis eines genauen Systemwissens über die Komponenten des Antriebsstrangs und vor allem über die Validierungsumgebung mit einhergeht. Letzteres

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

aus der Sichtweise, dass die physischen Teilsysteme nur über *Koppelsysteme* mit den virtuellen Teilsystemen interagieren können. [10]

Dieser Beitrag fokussiert auf diese Systemschnittstelle – zwischen kontinuierlicher, physischer und diskreter, virtueller Domäne – und den dadurch eingebrachten Gesamtsystemveränderungen unter dem Aspekt von zeitlichen Verzügen durch das Koppelsystem. Gegliedert ist der Beitrag in eine genauere Betrachtung des Zeitverhaltens dieser Koppelsysteme und dessen experimentelle Identifikation. Anschließend wird dieses Verhalten in eine daraus resultierende Gesamtsystemveränderung überführt und durch Prüfstandsversuche mit einem physisch-virtuellen Beispielsystem verifiziert. Aus diesen Erkenntnissen werden Möglichkeiten aufgezeigt, wie die durch das Koppelsystem eingebrachten Systemveränderungen, hervorgerufen durch Berechnungs-, Signallauf- und Ansprechzeiten einzelner Koppelsystem-Teilsysteme, korrigiert werden können.

2. Stand der Forschung

Gemäß der allgemeinen Modelltheorie [4], angewendet auf Untersuchungen von Antriebsstrangphänomenen, lassen sich viele Phänomene durch reduzierte, diskrete Modelle reproduzieren und durch Simulationen untersuchen. [3],[5] Sollen diese teils physischen und teils virtuellen Systeme miteinander interagieren, bedarf es einer speziellen System- und Koppelsystemtopologie [10]. Gemäß der Kausalität der Wechselwirkung bei einem diskreten Massen-Federn-Modell werden hier folgende Ansätze in der Modellierung des Systemschnitts zwischen physischer und virtueller Domäne unterschieden [6]:

a) Schnitt nach einer physischen Feder (Bild 2a links)
b) Schnitt nach einer physischen Masse (Bild 2a rechts)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

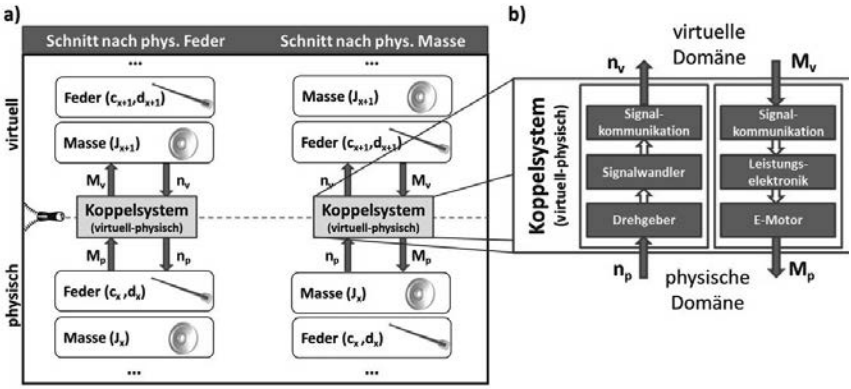


Bild 2: (a) Schnittstellenmöglichkeiten zwischen virtueller und physischer Domäne
(b) Teilsysteme eines beispielhaften Koppelsystems für den Übergang zwischen virtueller und physischer Domäne bei einem Systemschnitt nach einer physischen Masse

Im Fall eines Systemschnittes unmittelbar nach einer physischen Feder (Bild 2a links) ist ein vorgelagerter Drehzahlregler erforderlich, der die Drehzahl der virtuellen Masse stellt. In [6] wird gezeigt, dass durch einen Drehzahlregler ein Wechselwirkungs-Dynamikbereich bis 15 Hz darstellbar ist. Sollen höhere Dynamiken erreicht werden, so muss der Systemschnitt unmittelbar nach einer physischen Masse erfolgen (Bild 2a rechts).

Wird das Koppelsystem für diesen letztgenannten Fall näher betrachtet, so sind für den Signalfluss in die virtuelle Domäne Drehzahlsensoren sowie deren Signalverarbeitung und für den Signalfluss aus der virtuellen Domäne heraus der Elektromotor mit seiner Ansteuerung und Leistungselektronik verantwortlich (vgl. Bild 2b). Es wird deutlich, dass das Koppelsystem aus mehreren komplexen Teilsystemen besteht, welche durch ihre eigenen Eigenschaften das Gesamtsystemverhalten verändern können. Bereits in [3] wurde die Strecke von der virtuellen in die physische Umgebung theoretisch näher betrachtet und aufgezeigt, dass dieses Koppelsystem Totzeiten in den Momenten-Signalfluss mit einbringt, welche zur Reduktion der *Koppeldämpfung* [6] führen und damit System-Instabilitäten hervorrufen können. Die Erklärung für dieses Phänomen kann unter Annahme einer harmonischen Momentenschwingung der Amplitude $\hat{M}$ und der Kreisfrequenz Ω für stationäre Betriebspunkte hergeleitet werden. Hierbei wird durch die Koppelsystemtotzeit t_{Totzeit}, welche eine Eigenschaft des Übertragungsverhaltens G_{KS_out} des Koppelsystems ist, die Momentenschwingung um

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Phase $\alpha = \Omega * t_{Totzeit}$ phasenverschoben, sodass sich das durch die Koppelstelle (physisch-virtuell) einstellende Moment $M_{pv}(t)$ ergibt [3]:

$$M(t) = \widehat{M}\sin(\Omega t) \;\rightarrow\; \boldsymbol{G_{KS_out}} \;\rightarrow\; M_{pv}(t) = \widehat{M}\sin(\Omega t - \alpha) \quad (1)$$

Da sich das Moment je nach Modell (hier: Modell einer Torsionswelle) aus einem winkelproportionalen Federmoment $c\Delta\varphi(t)$ und einem geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsmoment $d\Delta\omega(t)$ zusammensetzt, folgt durch Umstellen die Formulierung des sich – durch den Einsatz des Koppelsystems – einstellenden Steifigkeits- und Dämpfungsmoments zwischen physischer und virtueller Masse [3]:

$$M_{c_real}(t) = \widehat{M}_{c_real}\,\sin\Omega t \;=\; \left(c\widehat{\Delta\varphi}\cos\alpha + d\widehat{\Delta\omega}\sin\alpha\right)\sin\Omega t \quad (2)$$

$$M_{d_real}(t) = \widehat{M}_{d_real}\cos\Omega t \;=\; \left(d\widehat{\Delta\omega}\cos\alpha - c\widehat{\Delta\varphi}\sin\alpha\right)\cos\Omega t \quad (3)$$

3. Untersuchungsumgebung und Anwendungsfall

Grundlage der Betrachtung ist ein linearer Zweimassenschwinger, dessen Verhalten im Gegensatz zu komplexeren Mehrmassenschwingern gut analysiert werden kann. Hierdurch lassen sich Systemveränderungen durch eine Virtualisierung von Teilsystemen einfach identifizieren und quantitativ bewerten. Die Tests werden durch Versuchssimulation und unter Verwendung des IPEK Powerpack Prüfstands durchgeführt. Hierbei handelt es sich um einen rotatorisch hochdynamischen Komponentenprüfstand in Back-to-Back-Konfiguration. [9],[3]

Zur Systemidentifizierung des Zweimassenschwingers wird im ersten Schritt das rein physisch vorliegende System untersucht (siehe Bild 3 links).

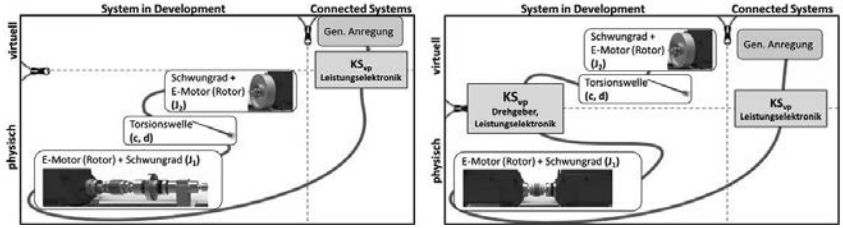


Bild 3: Physisches Testsetup (links) und physisch-virtuelles Testsetup (rechts)

Im darauffolgenden Schritt werden die Torsionswelle (c, d) und das zweite Schwungrad (J_2) unter Beibehaltung deren physikalischen Parameter in die virtuelle Domäne verlagert (siehe Bild 3 rechts). Der entscheidende Unterschied zur rein physischen Modellierung des Zweimassenschwingers ist das zusätzlich benötigte Koppelsystem zwischen physischer und virtueller Domäne.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Eigenfrequenz des Beispielsystems „Zweimassenschwinger“ wird auf 15 Hz ausgelegt. Diese Frequenz wurde gewählt, um in etwa der Rupffrequenz eines Fahrzeugantriebsstrangs zu entsprechen, wodurch ein realer Bezug zur Antriebssystementwicklung gegeben ist (die grundlegenden Ideen zur Herangehensweise sind in [7] beschrieben).

Tests mit rein physischem System

Der Aufbau am Prüfstand wird in Bild 4 gezeigt. Der linke Antriebsmotor dient der generischen Anregung des Systems und ist starr an die linke, kleine Trägheit des Zweimassenschwingers angebunden. Rechts ist der Abtriebsmotor mit Schwungmasse zu sehen. Verbunden sind beide Motoren und deren jeweilige Schwungmasse über eine Torsionswelle. Die eingesetzten Kupplungen zur Verbindung der Massen sowie die Rotoren der beiden Motoren werden mit ihrer Trägheit dem physischen Modell des Zweimassenschwingers zugeordnet und sind in dem Fall nicht als Koppelsystem zu betrachten.

Bild 4: Aufbau des Systems zur rein physischen Untersuchung [7]

Die Tests beinhalten die Eigenfrequenz-, Steifigkeits- und Resonanzamplitudenermittlung des physischen Zweimassenschwingers. Die Steifigkeit, ermittelt über eine niederfrequente Verdrehung der Torsionswelle, beträgt 17,3 Nm/°. Über die Sprungantwort lässt sich die erste Eigenfrequenz von 15,5 Hz bestimmen. Die Ermittlung der Momentenverstärkung in der Resonanz erfolgt mittels eines Frequenzsweeps der generischen Drehmomentanregung des linken Antriebsmotors (1 Nm Amplitude, 1..20 Hz in 60 s). Der rechte Abtriebsmotor wird dabei lastfrei betrieben. Hiermit ergibt sich ein physischer, freier Zweimassenschwinger. Das Ergebnis wird in Bild 5 gezeigt, indem das Messnabenmoment nahe der Torsionswelle über der Anregungsfrequenz aufgetragen ist. Wie zu erwarten, zeigt das System ein nahezu ungedämpftes Verhalten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

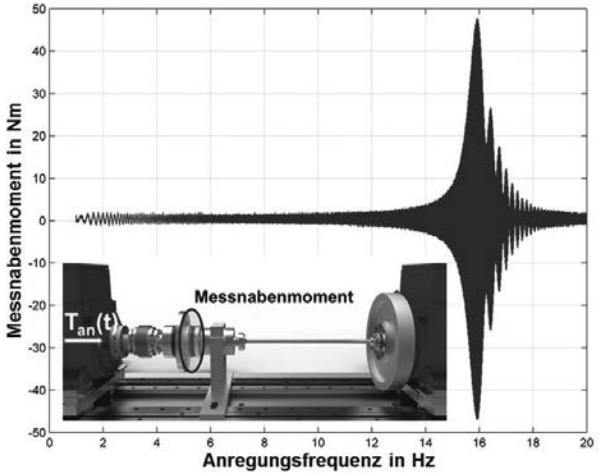


Bild 5: Frequenzsweep beim rein physischen Aufbau

Tests mit teilweise virtualisiertem System

Im nächsten Schritt werden die Komponenten der rechten Trägheit sowie die Steifigkeit in die virtuelle Domäne verlagert (siehe Bild 6). Im Gegensatz zu den rein physischen Versuchen besteht der physische Teil des Testaufbaus aus den beiden Motoren, die rotatorisch starr gekoppelt sind.

Wie erwartet, verhält sich das zuvor nahezu ungedämpfte System aufgrund der Reduktion der Koppeldämpfung stark instabil, sodass hier keine aussagekräftigen Resonanzkurven gezeigt werden können.

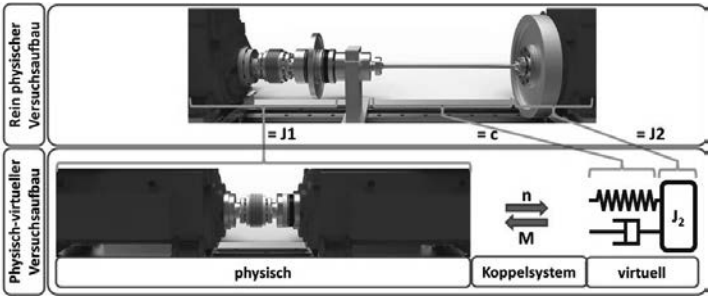


Bild 6: Reduktion des rein physischen Aufbaus zum physisch-virtuellen Aufbau

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Umgang mit Einflüssen der Koppelsysteme auf die dynamischen Wechselwirkungen

Das Beispiel aus Abschnitt 3 verdeutlicht, dass eine genaue Betrachtung von Koppelsystemen (hier am Beispiel zwischen physischem und virtuellem Teilsystem) bereits in der Versuchsplanung durchgeführt und dessen Einfluss im Gesamtsystemkontext bewerten werden muss. Im Folgenden wird eine genauere Analyse dieses Koppelsystems durchgeführt.

Koppelsystemanalyse

Bild 7 (links) zeigt das beim physisch-virtuellen Zweimassenschwinger zusätzlich eingebrachte Koppelsystem.

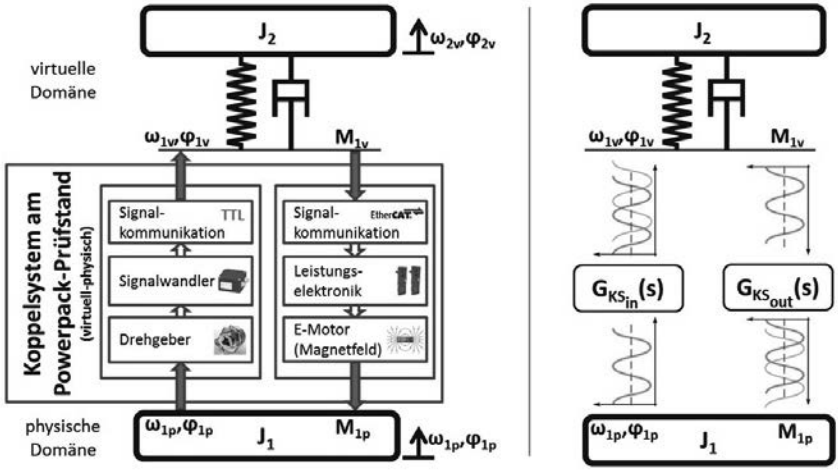


Bild 7: Koppelsystem (physisch-virtuell) im Zweimassenaufbau am Powerpack-Prüfstand

Hierbei wandelt das Koppelsystem die physische Drehzahl ω_{1p} in ein Signal für das virtuelle Teilsystem. Aus der virtuell vorliegenden Drehzahl ω_{2v} und der virtualisierten Drehzahl der physischen Masse ω_{1v} wird mit der Steifigkeit der Torsionswelle das Soll-Wechselwirkungsmoment M_{1v} berechnet. Um mit der physischen Masse zu interagieren, wird diese Information über die Leistungselektronik in ein äußeres, magnetisches Moment M_{1p} gewandelt, welches an der physischen Masse J_1 angreift.

Es liegt nahe, dass jedes der Koppel-Teilsysteme eigene Eigenschaften besitzt, die das Ausgangssignal verändern (hier: verzögern). Die Summe der Einzelübertragungsfunktionen je Signalstrang ergibt die Gesamtübertragungsfunktionen $G_{KS_in}(s)$ & $G_{KS_out}(s)$, vgl. Bild 7

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(rechts). Für eine Bewertung des Einflusses ist dieses Übertragungsverhalten von elementarer Bedeutung, kann jedoch in der Praxis oftmals nicht allein aus theoretischen Angaben der Teilsystemlieferanten ermittelt werden. Dies muss in diesem Fall durch eine experimentelle Analyse prüfstandsspezifisch geschehen. Für das hier beschriebene Koppelsystem werden dazu Schwingungsanregungen bei unterschiedlicher Frequenz gefahren, sodass sich ein Amplituden- und Frequenzgang ermitteln lässt. Aus letzterem lässt sich die Totzeit ermitteln:

- Drehzahl-/Winkelpfad (G_{KS_in}): Schwingfrequenzabhängige Totzeit von ca. 0.4 – 1 ms
- Momentenpfad (G_{KS_out}): Schwingfrequenzunabhängige Totzeit von 1,2 ms

Der Amplitudengang (Messabweichungen) ist bezüglich seiner Richtigkeit nur durch den Einsatz von Referenzmesssystemen oder -messgrößen verifizierbar (siehe auch [11]). Da eine quantitativ geringfügige Amplitudenabweichung in Bezug auf die Koppeldämpfung jedoch von minderer Bedeutung ist, wird diese folgend nicht näher betrachtet.

Koppelstelleneinfluss auf die Dynamik physisch-virtueller Systeme

Um den Einfluss zu bewerten bedarf es einer allgemeinen Darstellung, welche die Abhängigkeiten der Steifigkeits- und Dämpfungsänderung sichtbar macht. Hierzu wird der allgemeine Fall eines totzeitverschobenen Signals aus Formel 1 aufgegriffen. Wird die Formulierung aus 2 und 3 weiter umgeformt und die dimensionsbehaftete Dämpfungskonstante d durch das dimensionslose Dämpfungsmaß $D = \frac{d\omega_0}{2c}$ [8] ersetzt, so lässt sich die einstellende Steifigkeits- und Dämpfungsänderung wie folgt angeben:

$$\frac{c_{pv}}{c_{soll}} = \cos\alpha + \frac{2D_{soll}}{\omega_0}\Omega\,\sin\alpha \qquad (4) \qquad \frac{d_{pv}}{d_{soll}} = \cos\alpha - \frac{\omega_0}{2D_{soll}}\frac{1}{\Omega}\sin\alpha \qquad (5)$$

Für die Steifigkeitsbetrachtung in Formel 4 stellt c_{pv} die effektiv wirkende Steifigkeit der virtuellen Torsionswelle dar, welche von der vorgegebenen Steifigkeit c_{soll} und dem Dämpfungmaß D_{soll} der virtuellen Torsionswelle, der Schnittstelleneigenfrequenz ω_0, der aktuellen Schwingfrequenz Ω und der Phasenverschiebung α abhängt. Analog hierzu wird in Formel 5 mit d_{pv} der effektiv wirkende Dämpfungswert der virtuellen Torsionswelle angegeben.

Aus den genannten Formulierungen lässt sich nun für das exemplarische System des Zweimassenschwingers mit der Torsionsfedersteifigkeit von 17,3 Nm/°, der Schnittstelleneigenfrequenz von 15,1 Hz, sowie der Koppelsystemtotzeit von 1,2 ms die Steifigkeitsabweichung in Prozent angeben, siehe Bild 8. Die Abweichung ist dabei eine Funktion der eingestellten Dämpfung und der aktuellen Frequenz der Schwingung im Schnitt zwischen physischer und virtueller Domäne (Wechselwirkungsfrequenz). Gut zu erkennen ist die Versteifung des Systems bei Zunahme der Schwingfrequenz und Erhöhung der Dämpfung.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

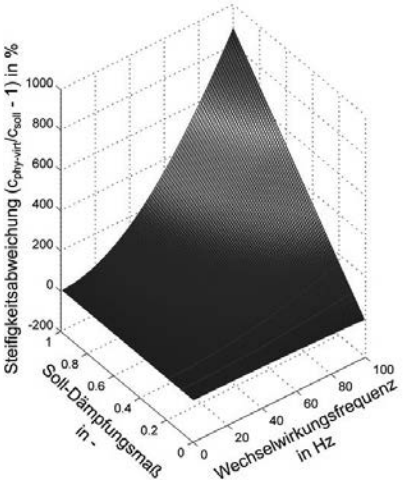


Bild 8: Charakterisierung der Steifigkeitsabweichung ($\omega_0 = 15{,}1Hz$; $t_{Totzeit} = 1{,}2ms$; $c_{soll} = 17{,}3\frac{Nm}{°}$)

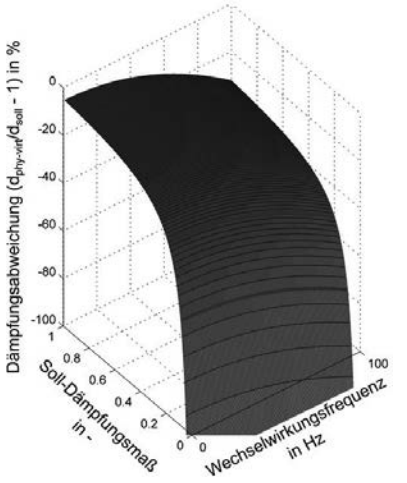


Bild 9: Charakterisierung der Dämpfungsabweichung ($\omega_0 = 15{,}1Hz$; $t_{Totzeit} = 1{,}2ms$)

Eine gleiche Auftragung wurde für die Dämpfungsabweichung in Bild 9 gewählt. Es wird ersichtlich, dass die Änderung der Dämpfung insbesondere bei kleinen Dämpfungswerten ins Gewicht fällt. Mit Zunahme der Wechselwirkungsfrequenz fällt ebenfalls die effektiv wirkende Systemdämpfung ab. Mit einer Dämpfungsabweichung kleiner -100% stellt sich eine „negative Dämpfung“ ein und das System wird instabil. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass für dieses System unabhängig von der Wechselwirkungsfrequenz und Solldämpfung durch eine Totzeit im Bereich von 1 ms betragsmäßig Dämpfungsabweichungen größer 50% einstellen, siehe auch Bild 10.

Für eine Verifizierung dieser theoretischen Betrachtung wurden Tests mit einem Simulationsmodell des physisch-virtuellen Prüfaufbaus inkl. abgebildeter Totzeit-Koppelsystemcharakteristik auf der Momentenseite sowie Messungen am realen Prüfstand mit physisch-virtuellem System durchgeführt. Unter Beibehaltung der Steifigkeit und Trägheiten wurde die Dämpfung der virtuellen Torsionswelle exemplarisch auf D=0,1 und D=0,2 erhöht. Die Anregung erfolgt in Form stationärer Frequenzstufen. Die Ergebnisse der Simulation und Prüfstandsversuche für die Dämpfungsmaßvorgabe von 0,1 sind in Bild 10 der theoretischen Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung gegenübergestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei beiden Diagrammen lässt sich erkennen, dass die aus dem simulierten Prüfstandsbetrieb gewonnenen Ergebnisse gut mit dem theoretischen Verlauf übereinstimmen. Auch die Prüfstandmessungen weisen einen qualitativ ähnlichen Verlauf auf. Dennoch zeigen sich hier gerade im höheren Frequenzbereich Abweichungen, welche unter anderem im noch nicht berücksichtigten Koppelsystem-Drehzahlpfad begründet sein können. Des Weiteren wurden Messunsicherheiten wie Phasenfehler [11] und Signalüberhöhungen in der Auswertung nicht berücksichtigt.

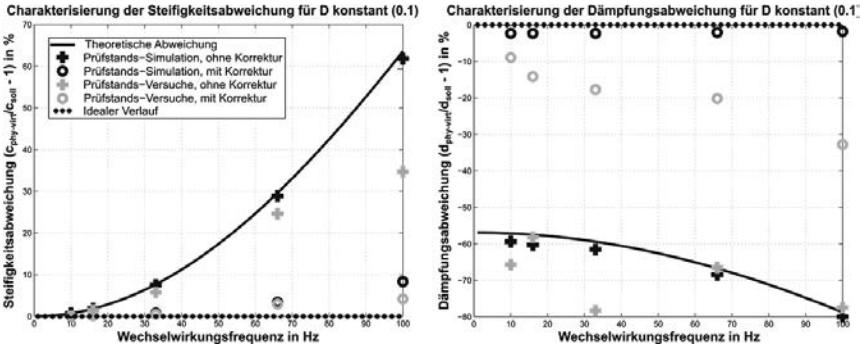


Bild 10: Theoretische Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung für D=0,1; c_{Soll}=17,3Nm/°; ω_0=15,1Hz; $t_{Totzeit}$=1,2ms ergänzt um Ergebnisse aus Simulations- und Prüfstandsmessungen

Korrektur des Koppelsystemeinflusses am Beispiel des Zweimassenschwingers

Die Ergebnisse zeigen, dass nur eine erhebliche Minimierung der Totzeiten der Koppelsysteme zu einer akzeptablen Dämpfungsveränderung führen. Da eine Totzeitreduktion physikalisch bedingt Grenzen aufweist, müssen Lösungen zur Korrektur des Einflusses erarbeitet werden. Folgend sollen Ansätze aufgezeigt werden:

- Ein Ansatz nach dem Stand der Forschung [3] ist die Dämpfungsnachführung (Dämpfungserhöhung) in Abhängigkeit der aktuellen Phasenverschiebung und Anregung. Diese Korrektur ist jedoch nur für kleine Phasenwinkel zulässig und beinhaltet keine Berücksichtigung der Steifigkeit.
- Wird dieser Ansatz aufgegriffen und erweitert, so lassen sich für die Steifigkeit und Dämpfung erweiterte Korrekturwerte angeben:

$$c_{soll_{kor}} = (c_{soll} - d_{soll_{kor}}\Omega \sin\alpha)/\cos\alpha \quad (6)$$

$$d_{soll_{kor}} = (d_{soll} + \frac{c_{soll_{kor}}}{\Omega}\sin\alpha)/\cos\alpha \quad (7)$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Untersuchungen zeigen jedoch, dass dieser Korrekturansatz bei höheren Anregungsfrequenzen zu Instabilitäten führen kann ($c_{soll_kor}<0$ und $d_{soll_kor}<0$).

- Ein weiterer Ansatz ist das Verschieben des Ausgangs-Momentensignal, um die sich bei der aktuellen Wechselwirkungsfrequenz einstellende Phasenverschiebung der folgenden Systeme auszugleichen, vgl. Bild 11. Hierbei wird unter Annahme einer stationären Schwingung einer Frequenz (vgl. Formel 1) das Moment zum zukünftigen Zeitpunkt ($t+t_{Totzeit}$) bestimmt (M^*_{1v}), welches durch die nachgeschaltete Koppelsystemtotzeit (G_{KS_out}) bezüglich der Feder-Dämpfer-Wechselwirkung an dem physischen System wieder richtig liegt (M_{1p_kor}).

Bild 11: Totzeitausgleich basierend auf Momentenprädiktion $M_{1v}(t+t_{Totzeit})$

In experimentellen Versuchen hat sich die letztgenannte Methodik als Korrektur mit den kleinsten Abweichungen und der besten Stabilität erwiesen, sodass dieser Ansatz weiter verfolgt wird. Die Ergebnisse der Messungen an dem simulierten, physisch-virtuellen Prüfaufbau und an dem realen Prüfaufbau sind in Bild 10 für die Steifigkeits- und Dämpfungsabweichung zu sehen. Zu erkennen ist, dass sich in der reinen Simulation der Koppelstelleneinfluss stark unterdrücken lässt. Gleiches gilt für die Tests am tatsächlichen Prüfstand, dennoch weisen diese Ergebnisse größere Abweichungen auf. Dies lässt sich unter anderem auf den aktuell nicht berücksichtigten Koppelsystem-Drehzahlpfad und auf Messunsicherheiten wie Phasenfehler zurückführen.

Abschließend soll der Einfluss der Dämpfungs- und Steifigkeitsänderung auf den Amplitudenverlauf der Verdrehschwingung aufgezeigt werden. Basierend auf einem Simulationsmodell wurden Versuche mit rein physischem Aufbau (1), physisch-virtuellem Aufbau (2), physisch-virtuellem Aufbau und Korrektur nach dem Stand der Forschung[3] (3) und physisch-virtuellem Aufbau mit Korrektur des Gesamtmoments (4) durchgeführt. Die sich einstellenden Resonanzkurven sind in Bild 12 dargestellt. Gut zu erkennen ist die Resonanzüberhöhung (Verlauf 2) durch die reduzierte (Koppel-)Dämpfung bei einer physisch-virtuellen Systemkopplung in Bezug zu dem Test mit rein physischem System (Verlauf 1). Wird beim physisch-virtuellen Setup die Korrektur nach [3] eingesetzt, welche ausschließlich für die Dämpfung gilt, so ergibt sich durch die effektive Systemversteifung eine leicht erhöhte Eigenfrequenzlage. Die beste Korrektureigenschaft ist durch die Phasenkorrektur des Gesamtmoments gegeben (Verlauf 4).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

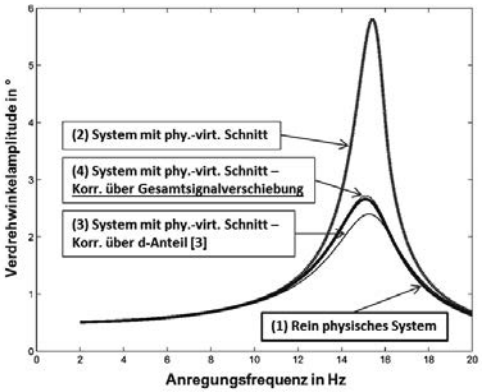


Bild 12: Verdrehwinkelamplitudenverläufe des simulierten Zweimassenschwingers ohne und mit Kopplung physischer und virtueller Teilsysteme

5. Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wurde aufgezeigt, dass eine genaue Betrachtung der Koppelsysteme bei dynamischen Testfällen mit physisch-virtuellen Systemen nach dem IPEK-XiL-Ansatz[1] eine der Basisvorarbeiten für eine erfolgreiche Systemvalidierung im Gesamtsystemkontext darstellt. Auf Basis eines Zweimassenschwingers wurde analysiert, welche gesamtsystemischen Veränderungen bei einer Virtualisierung von Teilsystemen (Echtzeitsimulation) des Zweimassenschwingers, und den dadurch eingebrachten, verzögernden Koppelsystemen, auftreten. Durch die genauere Beleuchtung des Koppelsystems zwischen virtueller und physischer Umgebung kann nun die sich theoretisch einstellende Systemveränderung (Steifigkeit / Dämpfung) vorhergesagt werden. Aufgrund der Tatsache, dass das System maßgeblich durch das Koppelsystem beeinflusst wird, wurden Echtzeit-Korrekturmethoden diskutiert. Es zeigt sich, dass durch eine Korrektur dem Einfluss entgegengewirkt werden kann. Dennoch muss festgehalten werden, dass die aktuellen Ansätze nicht allgemein übertragbar sind, da das Korrekturmodell nur für Wechselwirkung ohne mittleres Moment (Vorspannungen) und nur für eine bekannte harmonische Schwingung einer Frequenz seine Gültigkeit besitzt. In zukünftigen Forschungsaktivitäten gilt es dieses Vorgehen zu formalisieren und die Korrektur- und damit Wechselwirkungsgüte durch eine Berücksichtigung weiterer Koppelsystem-Teilsysteme zu erhöhen, wie beispielsweise den zum virtuellen System führenden Drehzahl-Informationspfad.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Literaturangaben

[1] Albers, A.; Behrendt, M.; Klingler, S.; Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Lindemann (Hrsg.), Handbuch Produktentwicklung, Carl Hanser Verlag, München, 2016

[2] Albers, A. ; Düser, T.: Integrierte Validierungsumgebung für energieeffiziente Fahrerassistenzsysteme am Rollenprüfstand. In: IPG Technology Conference apply and inovate 2008, 2008

[3] Stier, C:. Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen. Diss. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015.

[4] Stachowiak, H.: Allgemeine Modelltheorie. Wien : Springer, 1973. – ISBN 3211811060

[5] Dresig, H. ; Holzweissig, F.: Maschinendynamik. 8. Auflage. Berlin / Heidelberg / New York : Springer, 2007

[6] Galm, M.: Modellbasierte Analyse von Regelungstopologien bei Closed-Loop-Versuchen. IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015.

[7] Theuerkauf, R.: Entwicklung eines Prüfstandaufbaus zur Untersuchung des Schnittstelleneinflusses bei XiL-Aufbauten. Bachelorarbeit, IPEK - Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2015.

[8] Dresig, H.; Fidlin, A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. 3. Auflage. Springer Vieweg Verlag, 2014.

[9] Albers, A.; Boog, S.; & Stier, C.: Drehungleichförmigkeitsanregung: Effizienzsteigerung verbrennungsmotorischer Antriebe durch innovative Ansätze zur Schwingungsberuhigung (FVV, Ed.). Frankfurt am Main. 2013.

[10] Albers, A.; Pinner, T.; Yan, S.; Hettel, R.; Behrendt, M.: Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. Proceedings of DESIGN 2016. 2016.

[11] Matitschka, J.; Berger, J.; Ott, S.: Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebskomponenten in einer Echtzeitumgebung. In 9. VDI-Fachtagung Schwingungen in Antrieben 2015. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2015.

[12] Albers, A.; Ott, S.; Behrendt, M.; Merkel, P.; Geier, M.: Validation as knowledgebase for future mobility systems. In: 9. Internationales CTI Symposium. Berlin, 2010

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Real-Driving Emissions – an integrated on-road testing and office/hardware-in-the-loop development approach

Dr. techn**. J. C. Wurzenberger**, Dr. techn. **C. Pötsch**,
Dr. techn. **S. Kutschi**, Dr. **R. Fairbrother**, Dipl.-Phys. **S. Bardubitzki**,
Dr. techn. **R. Wanker**, AVL List GmbH, Graz

Kurzfassung

Straßentests und auch die virtuelle Bewertung von Real Driving Emissions (RDE) stellen aufgrund der zufälligen Natur der Tests eine große Herausforderung dar. Diese werden beeinflusst von Umgebungsbedingungen, Fahrstil und Alterung von verschiedenen Bauteilen. Diese Arbeit stellt Technologien und Lösungen vor, um mit diesen Herausforderungen umzugehen. Die Messung unter „echten" Fahrbedingungen wird durch einen Satz an Messgeräten erleichtert, die in Hinblick auf veränderliche Randbedingungen (Temperatur, Höhe, Feuchtigkeit, Stöße, Vibrationen …) entwickelt wurden. Eine echtzeitfähige Fahrzeugsimulationsumgebung wird verwendet um RDE am Schreibtisch bzw. am HiL Prüfstand zu bewerten. Ein Thermodynamikmodell eines modernen Diesel PKW verbunden mit einem Fahrzeugmodell wird zur Simulation verschiedener Fahraufgaben verwendet. Die Tiefe der Modellierung zeigt sich anhand eines kurbelwinkelaufgelösten Zylindermodells und anhand eines echtzeitfähigem Abgasnachbehandlungsmodells. Der zufälligen Natur von RDE Tests wird durch eine geeignete Ergebnisanalysemethode Rechnung getragen.

Abstract

On-road testing and the virtual assessment of Real Driving Emissions (RDE) face challenges due to the stochastic nature of the test being influenced by environmental conditions, driving style and aging phenomena in various hardware parts. This work presents technologies and solutions to cope with these challenges. The measurement of emissions under "real live conditions" is facilitated by a set of instruments designed to consider the influence of changing environmental conditions (temperature, altitude, humidity, shocks, vibrations …). A real-time capable vehicle modelling framework is used to assess RDE in office and on a HiL environment. A thermodynamic model of a modern diesel engine is combined with a vehicle model and simulates given driving tasks. High physical depth is demonstrated by a crank angle resolved cylinder model and a real-time capable exhaust gas aftertreatment model. The stochastic nature of RDE testing is considered by a dedicated result analysis method.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Die Zulassung von PKW erfolgt bis dato auf Basis von sehr genau definierten Testzyklen, derzeit wird gerade der NEDC (New European Drive Cycle) durch den WLTC (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle) abgelöst. Diese Tests werden unter sehr genau reproduzierbaren Bedingungen auf Rollenprüfständen durchgeführt, auch für die Testrandbedingungen sind sehr engen Bereiche festgeschrieben, z.B. für die Vorbereitung des Fahrzeugs, für Temperatur, Druck und Feuchte während des Tests, auch der zu verwendende Kraftstoff ist standardisiert. Diese Testzyklen belasten im Motorkennfeld nur Bereiche mit niedriger Drehzahl/Last.

Die genaue Vorgabe der Fahrkurve und der Testrandbedingungen hat den großen Vorteil, dass in der Entwicklung eines Fahrzeuges methodisch sehr strukturiert vorgegangen werden kann, da man ja zu jedem Zeitpunkt genau weiß, was zur erfolgreichen Zulassung des Fahrzeug benötigt wird. Dies hat umgekehrt dazu geführt, dass Fahrzeuge und Antriebsstränge auf genau diese Bedingungen hin ausgelegt wurden, wodurch diese Fahrzeuge außerhalb dieser Bedingungen in vielen Fällen denkbar schlecht abschneiden. Im Zuge der aktuellen medialen Diskussion führt dies in der öffentlichen Wahrnehmung zu Kritik, diese Zusammenhänge sind nur schwer erklärbar.

Mit der Einführung der „Real Driving Emissions (RDE)“ Gesetzgebung mit 1.9.2017 will die Europäische Union der Optimierung der Fahrzeuge für einen eingeschränkten Betriebsbereich entgegenwirken. RDE bedeutet, dass für die Zulassung des Fahrzeugs zusätzlich zum Rollentest eine Straßenfahrt durchgeführt werden muss. Für diese Fahrt gelten im Vergleich zum Rollentest deutlich breitere Umgebungsbedingungen, z.B. Temperaturen bis -7°C, Höhen bis 1300m. Die Straßenfahrt muss Anteile von Stadt, Land und Autobahn enthalten, eine Reihe von zusätzlichen Randbedingungen, z.B. mit Blick auf maximal erlaubte Geschwindigkeit und die Dynamik der Fahrt, müssen eingehalten werden. Natürlich ist eine Straßenfahrt grundsätzlich zufällig, das gesamte Motorkennfeld kann belastet werden.

Für den Fahrzeug-Entwicklungsprozess stellt RDE eine große Herausforderung dar. *Wie entwickelt man für einen zufälligen Test?* Mit Blick auf die Breite der möglichen Testrandbedingungen ist eine „full factorial Methode“ nicht denkbar. Es ist auch schon aus Kostengründen nicht realistisch, ganze Entwicklungsprüffelder mit z.B. der Fähigkeit zur Höhensimulation zu erweitern. Es ist auch nicht denkbar, die komplette Entwicklung direkt in das Fahrzeug zu verlagern, da die Ergebnisse hier zufällig zustande kommen, Tests auf der Straße sind nicht reproduzierbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

RDE bedeutet Zufälligkeit, Zufälligkeit bedeutet Statistik. Es werden also sehr viele Tests benötigt, dies fordert zwingend eine verstärkte Nutzung der Simulation im Entwicklungsprozess. Diese Arbeit stellt ein Fahrzeuggesamtmodell vor, um Motor- und Fahrzeugemissionen für verschiedenste Fahrmanöver zu berechnen. Die dazu angewandten Modellierungstiefen werden im Licht der erforderlichen echtzeitfähigen Simulationsgeschwindigkeit diskutiert und die verwendeten Simulationsumgebungen werden kurz vorgestellt. Simulationsergebnisse von verschiedenen RDE Fahrzyklen werden einer NEDC Simulation gegenübergestellt.

Diese Arbeit stellt des weiteren eine neuartige Methodik vor, die es erlaubt, jene Bereiche im Motorkennfeld zu identifizieren, welche überproportional zu den NOx RDE Emissionen beitragen. Diese Methode berücksichtigt die EMORAD (MAW) Methode zur Auswertung und zur Gewichtung der RDE Testdaten.

2. Modell

Das Fahrzeuggesamtmodell kann als multi-disziplinäres, multi-physikalisches System, bestehend aus verschiedenen physikalischen Modelldomänen, charakterisiert werden. Die Domäne Motor-Thermodynamik beschreibt den Luftpfad und Ladungswechsel des Motors, Zylinderverbrennung inklusive Schadstoffbildung und Abgasnachbehandlung. Die Domäne Antriebsstrang umfasst das mechanische System und den Energietransport von Motorwelle zu den Rädern. Die Domäne Kühlsystem beschreibt den Wärmetransport in inkompressiblen Wasser- und Ölkreisläufen und die Domäne Elektrik umfasst die Umwandlung von mechanischer in elektrische Leistung deren Transport und Speicherung. Die Domäne Modellsteuergerät beschreibt grundlegende Steuergerätfunktionalitäten. Das zu bewältigende Fahrmanöver, Fahrstrecke und Fahrermodell werden in der Domäne Fahraufgabe zusammengefasst.

Bild 1 zeigt die Modelltopologie eines PKW-Fahrzeugmodells mit konventionellem Antriebsstrang und einem aufgeladenen 4-Zylinder Diesel Motor. Der Aufbau des Modells erfolgt unter Verwendung von Bibliothekskomponenten, die frei miteinander verschalten werden können. Die einzelnen Komponenten repräsentieren Basismodelle, die je nach Anwendung im Detail weiter konfiguriert und parametrisiert werden können. Das gesamte Modell wurde mit AVL CRUISE™ M aufgebaut wobei der Teil der Abgasnachbehandlung von AVL BOOST™ modelliert wurde.

2.1. Fahrzeug und Antriebstrang

Das Fahrzeugmodell in Bild 1 beschreibt einen vorderradangetriebenen PKW mit einem Gewicht von 1300kg. Der Antriebsstrang besteht aus einem 6-Gang Handschaltgetriebe, Kupplung, Übersetzungsstufen, Differential, Bremsen und Rädern. Die verwendeten Komponen-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tenmodelle (siehe [1]) werden mit von Herstellerdatenblättern entnommenen Werten parametriert bzw. werden etwa für Verlustbeiwerte auch Erfahrungswerte herangezogen.

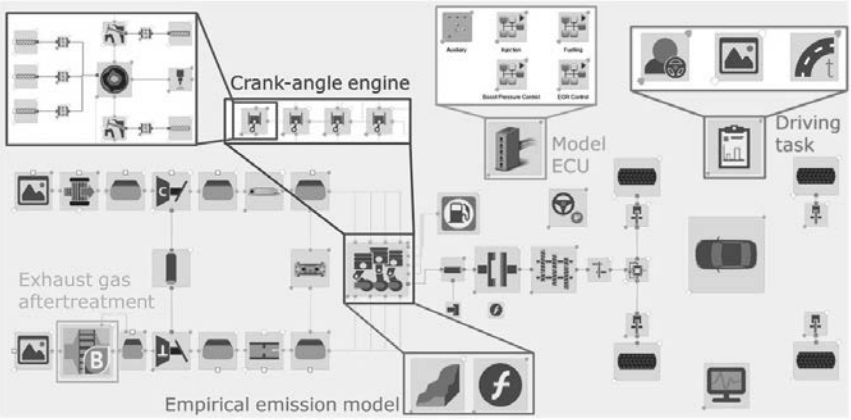


Bild 1: Fahrzeugmodellgesamtmodell bestehend aus Motor-Thermodynamik (linke Hälfte) und mechanischem Antriebsstrang (rechte Hälfte)

Wie bei Pfau et al. [2] diskutiert kann der Antriebsstrang als mechanisches Mehrkörpersystem mit vorwiegend rotatorischen Freiheitsgraden dargestellt werden. Das resultierende System an gewöhnlichen Differentialgleichungen wird durch geeignete Freiheitsgradreduktion bei starr verbundenen Körpern je nach Kupplungsöffnung dynamisch aufgebaut. Die Erkennung von Umschaltpunkten und deren effiziente numerische Behandlung sind wesentlich um echtzeitfähige Berechnungszeiten zu garantierten. Die Echtzeitfähigkeit ist für das vorliegende Modell gegeben da weitaus komplexere hybride Antriebsstrangmodelle bereits erfolgreich in Echtzeit gerechnet wurden, Manheller et al. [3].

2.2. Motor

Das Motormodell in Bild 1 beschreibt einen 2.0l 4 Zylinder Diesel Motor mit Turboaufladung, externer gekühlter Abgasrückführung (AGR) und Abgasnachbehandlung. Der Luftpfad besteht aus einer Verschaltung von sogenannten flussgebenden und zustandsgebenden Komponenten. Letztere umfassen nulldimensionale Behälter inklusive Zylinder und auch eindimensionale Rohre. Diese Komponenten beschreiben den jeweiligen transienten thermodynamischen Zustand über die Bilanzierung der Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Stoffzusammensetzung. Die flussgebenden Komponenten wie etwa Drossel, Kompressor, Ventil,

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Turbine, Kühler,… berechnen Masseflüsse anhand der anliegenden Drücke. Die verschiedenen Komponenten werden anhand von Geometriedaten oder Herstellerkennfelder parametrisiert. Eine Feinabstimmung des Modells mit Messdaten erfolgt über teilautomatisierte Anpassungsprozeduren bis hin zur Anbindung an generische Optimierungswerkzeuge.

Das Zylindermodell verwendet eine kurbelwinkelaufgelöste Beschreibung des Ladungswechsels und der Hochdruckphase im Kontext der echtzeitfähigen Motorsimulation, Zahn und Isermann, [4] und Wurzenberger et al. [5]. Diese Modellierungstiefe berücksichtigt den Einfluss von verschiedensten Ventilsteuerstrategien auf die Motorfüllung und sie erfasst auch Druckpulsationen im Luftpfad und deren Einfluss auf Turbinenwirkungsrad oder Abgasrückführung. Die kurbelwinkelaufgelöste Zylinderthermodynamik ermöglicht auch die Verwendung der klassischen 0D Verbrennungsmodelle sowie sie seit vielen Jahren in der Literatur diskutiert und weiter entwickelt werden, D'Errico et al. [6], Siano und Bozza [7], Sjeric et al. [8]. Im vorliegenden Modell wird das für direkt einspritzende Dieselmotoren entwickelte MCC (Mixture Conrolled Combustion) Modell verwendet, Chmela und Orthaber [9], Pötsch [10].Das Modell reagiert auf die verschiedenen Pilot-, Haupt-und Nacheinspritzungen, die von einem eigenen Einspritzsystemmodell berechnet werden. Letzteres ist wesentlich, um das Streckenmodell mit Aktuator-Signalen (i.e. Ventilbestromung) zu versorgen sowie sie auch zwischen ECU und realer Hardware ausgetauscht werden. Die Berechnung der Schadstoffbildung im Zylinder erfolgt für NOx, basierend auf einem thermodynamischen 2-Zonen Modell, über den semi-empirischen Zeldovich-Mechanismus und für Kohlemonoxid, Kohlenwasserstoffe und Ruß empirisch über Ersatzmodelle und Kennfelder.

Das Motormodell kann als transientes 0D/1D Füll- und Entleermodell (Merker et al. [11]) charakterisiert werden. Die Lösung von Masse- Energie- und Spezieserhaltungsgleichungen führt über ein System von gekoppelten gewöhnlichen Differentialgleichungen. Die Echtzeitfähigkeit des Modells, Katrašnik und Wurzenberger [12] wird unter anderem dadurch erreicht, dass Zylinder und Luftpfad jeweils getrennt optimale Integrationsschrittweiten verwenden und erhaltungsgrößenkonservativ gekoppelt werden.

2.3. Abgasnachbehandlung

Die Komponente Abgasnachbehandlung in Bild 1 repräsentiert einen „Platzhalter" in der thermodynamischen Domäne des Motors. Um den vielschichtigen Modellierungsanforderungen von modernen Abgasnachbehandlungsanlagen gerecht zu werden, untergliedert sich diese Komponente (siehe Bild 2) in mehrere Zugangsebenen für Modellierung und Parametrisierung. Auf oberster Ebene werden die Harnstoffdosierung (Verschaltung von Basiskomponenten) und das Abgasnachbehandlungssystem in die Berechnung der Motorthermodynamik

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eingebunden. Eine Ebene darunter, besteht das Abgasnachbehandlungssystem aus Rohrelementen, einem Dieseloxidationskatalysator, einem Partikelfilter und einem SCR-Katalysator inklusive Ammoniakschlupfkatalysator. Dieses frei konfigurierbare Abgassystem wird, nach Auswahl von exportierbaren Parametern und Ein- und Ausgangskanälen, als FMU (Functional Mockup Unit) exportiert und im Motormodell geladen und verbunden. Das Verbinden findet auf Seite der Thermodynamik über eine generische Transferkomponente (GTC) statt. Das freigeschnittene Abgasnachbehandlungsmodell bietet eine Reihe von Vorteilen. Teilmodelle können individuell vorbereitet werden und Modell-FMU können in anderen Ablaufumgebungen leicht eingebunden werden. Eine besondere Eigenschaft der hier verwendeten Kopplung besteht darin, dass die Berechnung von Motorthermodynamik und Abgasnachbehandlung mit individuellen Integrationszeitschritten in einer Multiraten Co-Simulation durchgeführt werden kann.

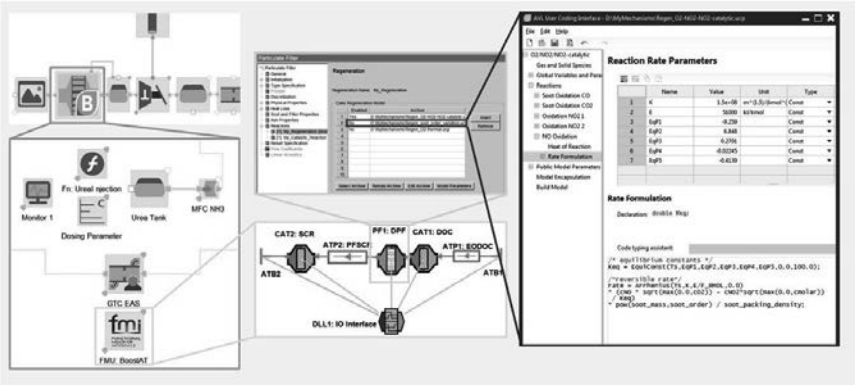


Bild 2: Abgasnachbehandlungsmodell, Ebenen der Modellierung und Parametrisierung

Eine besondere Herausforderung bei der Modellierung von Abgasnachbehandlungssystemen ist die Beschreibung der verschiedenen chemischen Reaktionen (heterogen katalytisch, nicht katalytisch, mit und ohne Oberflächenaufspeicherung, etc.) und der Stoff- und Wärmeübertragung. Die Verwendung von semi-empirischen globalen Reaktionsmechanismen hat sich seit vielen Jahren als praktikabler Zugang etabliert. Globalchemiemodelle müssen in Parametrierung und Formulierung mit Hilfe von Messdaten an das jeweilige System angepasst werden. Dazu wird in der vorliegenden Arbeit ein graphisch geführtes Reaktionsmodellierungsinterface verwendet. Darin werden die erforderlichen Reaktionsmechanismen beliebig formuliert und dann anschließend, nach automatischer Kodegenerierung, kompiliert. Der Kompilierschritt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erlaubt eine kompakte Modellweitergabe und auch einen konfigurierbaren Knowhow-Schutz des Models.

2.4. Regelung

Wie in Bild 1 dargestellt wird für die Office-Simulation des Fahrzeugs neben dem physikalischem Streckenmodell auch ein Modell des Motorsteuergeräts benötigt. Dazu werden, in stark vereinfachender Weise, Basiskomponenten wie Kennfelder, C-Code Funktionen und PID Regler kombiniert, um den Ladedruck, Abgasrückführungsmenge und Einspritzsteuerzeiten für verschiedene Motorbetriebspunkte in teils geschlossenen als auch offenen Regelkreisen vorzugeben. Sensorwerte wie Luftmassenstrom, Motordrehzahl werden vom Streckenmodell abgegriffen und Aktuatorwerte werden an Turbine, Abgasrückführungsdrosselklappe und Zylindereinspritzsystem übergeben. Ein wesentlicher Eingang der Motorsteuerung ist das Wunschmoment, das vom Fahrermodell kommt.

Das Fahrermodell besteht, vereinfachend beschrieben, aus einem PID Regler, der Ist- und Sollgeschwindigkeit vergleicht, erweitert um Modelle zur Streckenvorausschau. Der Gangwechsel erfolgt gangabhängig bei vorgegebenen Motordrehzahlschranken. Synchron zum Gangwechsel kümmert sich das Fahrermodell um das Öffnen und Schließen der Kupplung.

3. Ergebnisse

Ziel der hier vorgestellten Simulationen ist es, den Einfluss von verschiedenen Fahrzyklen auf Motor-und Fahrzeugemissionen zu vergleichen. Das oben vorgestellte Simulationsmodell wurde durch zwei verschiedene Fahraufgaben gefahren und alle thermodynamischen und mechanischen Zustände und Flüsse berechnet. Im folgenden Abschnitt werden dazu einige ausgewählte Ergebnisse kurz vorgestellt. Auf den Vergleich der Ergebnisse mit Messdaten eines realen Fahrzeugs wird bei dieser Simulation aus zwei Gründen verzichtet. Beim Gesamtmodell handelt es sich um eine Konzeptzusammenschaltung von jeweils für sich real abgestimmten Teilmodellen (Motor siehe Pötsch [10], Abgasnachbehandlung siehe Wurzenberger et al. [13], Fahrzeug siehe Katrašnik [12]) und die verwendeten einfachen Steuergerätefunktionen können nicht mit einem realen Steuergerät verglichen werden. Der Wert der Konzeptsimulation liegt im Vergleich zwischen verschiedenen Fahrsituationen im einfachen Zugang, um den Einfluss von Hardware- oder Softwarevarianten zu untersuchen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.1. Konzeptsimulation im Office

3.1.2. Motorlastpunkte, Motor- und Fahrzeugemissionen

Zwei Fahrzyklen werden als Fahraufgabe für die Simulation verwendet. Dabei handelt es sich um den klassischen NEDC und um ein Geschwindigkeitsprofil, das einer realen Messung auf der Straße entnommen wurde, Bild 3. Im Vergleich des realen Fahrzyklus zum NEDC Profil erkennt man, dass ersterer mit durchschnittlich ähnlichen Geschwindigkeiten gefahren wird jedoch dynamischer beim Beschleunigen und Bremsen agiert.

In Bild 3 ist weiter der transiente Verlauf von Motorabgasmassenstrom und Abgastemperatur dargestellt. Neben der Turbinenaustrittstemperatur sind auch noch die mittleren Temperaturen von Oxidationskatalysator, Rußfilter und SCR-Katalysator aufgetragen. Für beide Fahraufgaben, deutlicher für den NEDC, lässt sich eine Korrelation zwischen Fahrgeschwindigkeit und Abgasmassenstrom und dessen Temperatur erkennen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

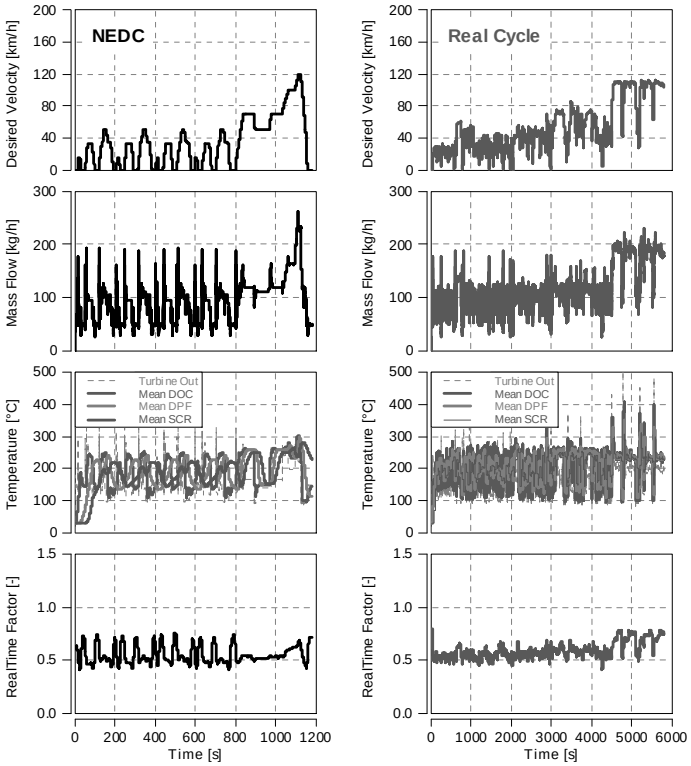


Bild 3: Motorabgasmassenstrom und mittlere Temperaturen der Abgasnachbehandlungskomponenten

Massenstromspitzen jeweils am Beginn von NEDC-Beschleunigungsphasen lassen sich über ein nicht perfektes, zu dynamisch parametriertes Fahrmodell erklären. Die höheren Motorlastpunkte des RCG1 im Vergleich zum NEDC können auch aus den durchschnittlich höheren Abgasmassenströmen und Temperaturen herausgelesen werden. Die unterschiedliche Dynamik der Abgastemperatur im Vergleich zu den 3 Abgasnachbehandlungskomponenten erklärt sich über die wesentlich höhere thermische Trägheit der Bauteile.

Der Echtzeitfaktor der beiden Simulationsaufgaben ist als zusätzliches Ergebnis in Bild 3 aufgetragen. Dabei handelt es sich um die erforderliche Simulationszeit zur Berechnung einer physikalischen Zeitspanne bei einem Berechnungszeitschritt von einer Millisekunde. Die ge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

messenen Ergebnisse zeigen, dass beide Fahraufgaben schneller als Echtzeit rechnen. Die Messungen wurden am PC gemacht und sind daher als Richtwerte im Vergleich zu einem Echtzeitbetriebssystem zu interpretieren.

Bild 4 vergleicht für die zwei Fahraufgaben die angefahrenen Motorlastpunkte im Kennfeld von Motorlast (Brake Mean Effective Pressure, BMEP) und Drehzahl, die ISO-Linien zeigen die Motorleistung. Die Lastpunkte ergeben sich einerseits über eine Signalkaskade von vorgegebener Zielgeschwindigkeit (siehe Bild 3), dem Fahrmodell über das Steuergerätemodell bis hin zur Aktuierung der Einspritzmengen und Einspritzdauern. Andererseits stellt sich die Motordrehzahl als Ergebnis der Bilanzierung von Motordrehmoment und Fahrwiderstand sowie mechanischen Verlusten im Antriebsstrang ein.

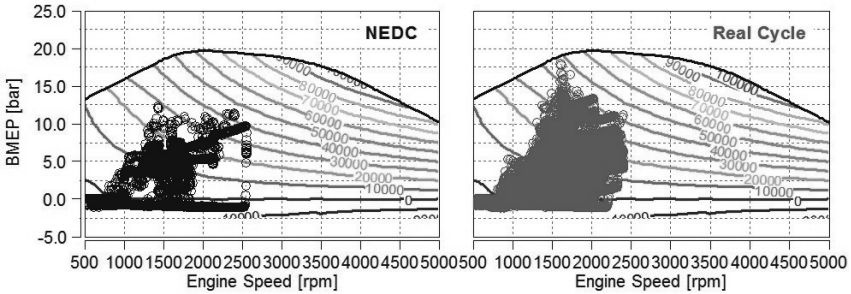


Bild 4: Motorlastpunktverteilung

Der Vergleich der Motorlastpunktverteilungen macht sichtbar, dass sich der Motor im NEDC und auch im realen Zyklus in einem ähnlichen Drehzahlbereich bewegt und dass im realen Zyklus höhere Lastpunkte angefahren werden. Die scheinbare Drehzahlbeschränkung ergibt sich über Schaltpunktvorgaben des Fahrermodells. Höhere Drehzahl und Lastbereich würden bei Fahrten mit deutlich höheren Fahrgeschwindigkeiten (>130km/h) erreicht. Neben der gegebenen Zielgeschwindigkeit und der damit verbundenen Beschleunigungsanforderung spielt auch die Parametrisierung des Fahrermodells eine wesentliche Rolle.

Die Aufteilung von Motorrohemissionen (Engine Out) und Fahrzeugemissionen (Tailpipe) ist in Bild 5 dargestellt. Es sind die berechneten Punkte von spezifischer NOx Masse über die gefahrene Geschwindigkeit aufgetragen. Im Vergleich zur klassischen Auftragung von akkumulierten Motor- und Fahrzeugemissionen bietet diese Ergebnisdarstellung eine leichtere Vergleichbarkeit weil die gefahrenen Geschwindigkeitsprofile per se nicht vergleichbar sind, die darin enthaltenen Geschwindigkeiten und Motorlastpunkte aber sehr wohl. Man erkennt, ähnlich zur Motorlastpunktaufteilung (Bild 4), dass im NEDC Zyklus geringere Motor- und Fahr-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zeugemissionen berechnet wurden als für die reale Fahrt. Die diskret scheinenden Punktekolonnen bei verschiedenen Geschwindigkeiten ergeben sich aufgrund der sich wiederholenden Geschwindigkeitsphasen in den beiden Fahrten. Die Fahrzeugemissionen liegen maximal bei rund 3g/km bis 5g/km und sind auch im NEDC niedriger als im realen Fall. Beide Fahrer weisen eine breite Verteilung der NOx Emissionen über die Fahrgeschwindigkeiten auf.

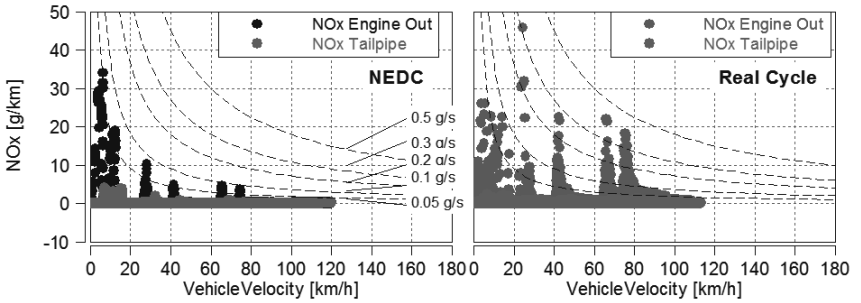


Bild 5: NOx Emissionsverteilung über Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Fahrzyklen

Auffällig ist dabei, dass die Maxima der spezifischen Motor-NOx-Masse mit höherer Fahrzeuggeschwindigkeit abnehmen. Das kann zum überwiegenden Teil über die Art der Auftragung erklärt werden, wo 1/km über km zwangsläufig zu einer hyperbolischen Kurve führt bei konstantem absolutem Emissionsmassenstrom. Die berechneten realen Fahrzeugemissionen zeigen zum NEDC vergleichbare Werte bis zu Geschwindigkeiten von rund 40km/h und sind darüber zwei bis dreimal so hoch. Das deutet, trotz der höheren Abgastemperaturen, auf eine zu klein dimensionierte Abgasnachbehandlungsanlage hin.

3.2. HiL Simulation

Das in der Konzeptsimulation verwendete Fahrzeuggesamtmodell wurde in einem zweiten Schritt auf eine HiL Umgebung gebracht und auf seine HiL-Tauglichkeit in Bezug auf Rechenzeit überprüft. Das HiL System VeriStand 2013 SP1 von National Instruments wurde verwendet unter besonderer Ausnützung seiner Fähigkeit, mehrere Simulationsprozesse parallel laufen zu lassen. Dazu wurde das Motorthermodynamikmodell inklusive Fahrzeug- und Fahrermodell und das Abgasnachbehandlungsmodell jeweils für sich in VeriStand geladen. Das Motormodell wird mit einem Integrationszeitschritt von 1ms aufgerufen und das Abgasnachbehandlungsmodell mit einer Sekunde. Die Modelle sind über Motorabgasmassenstrom, Temperatur und Zusammensetzung von Motor zu Abgasnachbehandlung verbunden und über

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Druckverlust in die andere Richtung. Bild 6 zeigt dazu exemplarisch einige Abgassystemergebnisse für die zweite Hälfte des NEDC.

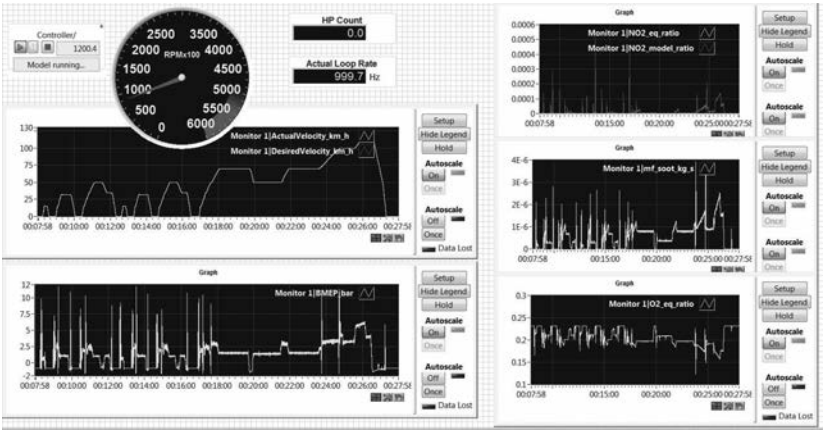


Bild 6: Bildschirmabzug von VeriStand Ausführumgebung

Das Modell wurde unter VeriStand auf zwei verschiedenen Betriebssystemen ausgeführt, auf Windows auf dem Echtzeitbetriebssystem PharLap. In beiden Fällen konnte das Gesamtfahrzeugmodell ohne Echtzeitverletzungen ausgeführt werden. Die erreichte Echtzeitfähigkeit ergibt sich im Zusammenspiel vieler Beiträge. Das sind eine optimierte Programmierung und numerische Berechnung, die Verwendung von Multiraten-Simulationsmethoden, die Wahl der Modellierungstiefe und der damit verbundenen semi-empirischen Ansätze, eine auf den Solver abgestimmte Formulierung von Quelltermen (Reaktionsraten, Wärme- und Stoffübertragung, Druckverluste,…) und eine numerisch abgestimmte Modellparametrisierung.

3.2. RDE Kennfeldauswertung – Vergleich Messung vs. Simulation

RDE legt einen Fokus auf NOx Emissionen. Die Problematik von RDE Tests ist, dass die Auswertung nicht klassisch durch direkte Berechnung (Integration) der Emissionen zu einem Ergebnis in g/km erfolgt, sondern dass entsprechend der EMROAD Methodik (Moving Averaging Window (MAW) - EU Regulation 2016/427) eine zusätzliche Gewichtung mit Referenz auf den WLTC Rollentest erfolgt. Das kann z.B. bedeuten, dass hohe NOx Emissionen aus aggressiven Fahrabschnitten untergewichtet werden. Gleichzeitig würden sehr niedrige NOx Ergebnisse aus „sanften“ Abschnitten ebenfalls nach unten gewichtet werden. Die Konsequenz daraus ist, dass es nicht zielführend ist, einfach nur „NOx Peaks“ im RDE Tests zu suchen. Es könnte gut möglich sein, dass diese Peaks im RDE Ergebnis keine Rolle spielen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die eigentliche Frage ist, welcher Drehzahl/Last Bereich des Kennfelds statistisch überproportional zum NOx Ergebnis beiträgt. Sobald diese Information verfügbar ist, kann der Entwickler oder der Kalibrieringenieur die richtigen Maßnahmen treffen.

Genau zu diesem Zweck hat AVL eine Methodik entwickelt und patentiert, welche erlaubt, den statistisch relevanten Beitrag eines Punktes im Motorkennfeld darzustellen. Das Ergebnis dieser Methodik ist ein Motorkennfeld (Funktion von Drehzahl und Last) wo der NOx Beitrag in den einzelnen Kennfeldpunkten als Balken dargestellt wird. Die Höhe der einzelnen Balken ist proportional zum Beitrag dieses Punktes zum RDE NOx Ergebnis.

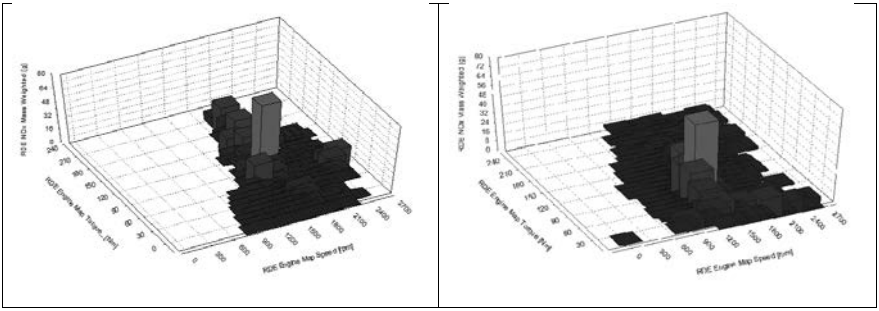


Bild 7: Gewichtetes RDE NOx Kennfeld; Vergleich Simulation (links) vs. Messung (rechts)

Bild 7 zeigt einen Vergleich der RDE Kennfeldauswertung für eine RDE Messung einer realen Fahrt mit der Simulation. Es ist deutlich zu erkennen, dass die für das RDE NOx Ergebnis hauptsächlich ein sehr enger Kennfeldbereich um 1200rpm/130Nm verantwortlich ist. Wenn es gelingt in der Kalibration des Motors bzw. im Betrieb der Abgasnachbehandlung in diesem Betriebspunkt eine Verbesserung zu erzielen, dann erreicht man damit die größtmögliche Verbesserung im RDE NOx Ergebnis.

Das in dieser Arbeit vorgestellte Simulationsmodell kann dieses Ergebnis qualitativ und quantitativ gut reproduzieren.

4. Zusammenfassung

Mit dem Ziel reales Fahrverhalten bei der Zulassung von Fahrzeugen besser abzubilden wird vom Gesetzgeber schrittweise die RDE-Zertifizierung eingeführt. Das bringt zwei wesentliche Aspekte für die Entwicklung von Fahrzeugen. Der Zertifizierungstest auf der Straße ist zufällig und nicht wiederholbar und kann daher nicht 1:1 auf Prüfstandsumgebungen übertragen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

werden. Diese Arbeit stellt einen simulationsgestützten Ansatz vor, um die Zufälligkeit von RDE frühzeitig am Schreibtisch bzw. am HiL Prüfstand nachzustellen. Entscheidend für das Gelingen sind eine hohe Modellierungstiefe und echtzeitfähige Simulationsgeschwindigkeiten. Anhand eines Beispiels wird gezeigt, wie ein Motorthermodynamikmodell im Verbund mit einem Fahrzeug- und Fahrermodell in Echtzeit simuliert werden kann. Dabei sorgt ein kurbelwinkelaufgelöstes Zylindermodell für hohe Detailtiefe bei der Beschreibung des Motorladungswechsels, Verbrennung und Schadstoffbildung. Das Abgasnachbehandlungsmodell ermöglicht es, katalytische Konvertierungsreaktionen in ihrer typischen Komplexität und Rechenintensität durch geeignete numerische Verfahren ebenfalls in Echtzeit zu rechnen. Die vorgestellten Simulationsergebnisse zeigen, dass die bekannten zeitbasierten Auswertungen von Motorkenngrößen wichtig für die Analyse aber weniger geeignet für den Vergleich in Bezug auf RDE-tauglichkeit sind. Dazu wird eine gewichtete Auswertemethodik vorgestellt und für eine reale bzw. virtuelle Straßenfahrt angewandt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Referenzen

[1] Users Guide AVL CRUISE M v2016, AVL, 2016

[2] Pfau R. U., Schaden T: Real-Time Simulation of Extended Vehicle Drivetrain Dynamics, Multibody Dynamics. Computational Methods in Applied Sciences 23 (2011), S. 195-214

[3] Manheller P., Rauner T., Spiegel L., Combé, T. und Brodbeck P.: Durchgängige Nutzung von Simulationsmodellen im Entwicklungsprozess von Hybridfahrzeugen – Von der Simulation über Optimierung an den Prüfstand. 5. Int. Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 2013

[4] Zahn S. und Isermann R.: Development of a Crank Angle Based Engine Model for Realtime Simulation. In Jörn Kahrstedt, Herausgeber, Engine Process Simulation and Supercharging II, S 255–279, Aachen, 2007. Haus der Technik

[5] Wurzenberger J. C., Heinzle R., Schuemie A. und Katrasnik, T.: Crank-Angle Resolved Real-Time Engine Simulation –Integrated Simulation Tool Chain from Office to Testbed. SAE Tech. Paper 2009-01-0589, 2009.

[6] D'Errico G., Ferrari G., Onorati A. und Cerri T.: Modeling the Pollutant Emissions from a S.I. Engine. SAE Tech. Paper 2002-01-0006, 2002, doi:10.4271/2002-01-0006

[7] Siano D. und Bozza F.: Combustion Noise Prediction in a Small Diesel Engine Finalized to the Optimization of the Fuel Injection Strategy. SAE Tech. Paper 2009-01-2077, 2009.

[8] Sjeric M., Kozarac D. und Taritas I.: Experimentally Supported Modeling of Cycle-to-Cycle Variations of SI Engine Using Cycle-Simulation Model. SAE Tech. Paper 2014-01-1069, 2014.

[9] Chmela F. und Orthaber G.: Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. SAE Tech. Paper 1999-01-0186, 1999.

[10] Pötsch C.: Crank-Angle Resolved Modeling of Fuel Injection and Mixing Controlled Combustion for RT Application In Steady and Transient Operation. SAE Tech. Paper 2014-01-1095, 2014.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[11] Merker G P., Schwarz, C. und Teichmann, R. (Herausgeber): Grundlagen Verbrennungsmotoren, Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. Springer 2012.

[12] Katrašnik T and Wurzenberger J. C.: Development of advanced conventional and hybrid powertrains by mechanistic system level simulations. Transport Research Arena - Europe 2012, TRA Conference : Athens, Greece, April 23-26 2012, (Procedia: social & behavioral sciences, vol. 48). Athens: TRA, 2012, 2012, 48, 3371-3388.

[13] Wurzenberger J. C., Wanker R., and Schüßler M.: Simulation of Exhaust Gas Aftertreatment Systems - Thermal Behavior During Different Operating Conditions. SAE Tech. Paper 2008-01-0865, 2008.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Aerodynamische Windlasten auf Fahrzeugtüren bei Seitenwind: Vergleich von Windkanalmessungen mit Einweg-Fluid-Struktur-Simulationen

Aerodynamic wind loads on vehicle side doors at cross wind condition: comparison of wind tunnel measurements with one way fluid-structure-simulations

Dr. **M. Wolf**, Dr. **J. Liebers**, **M. Saul**, **S. Artiaga Hahn**,
Adam Opel AG, Rüsselsheim

Kurzfassung

Die vorgestellte Arbeit befasst sich mit aerodynamischen Windlasten auf Fahrzeugtüren bei Seitenwind. Zunächst werden verschiedene Randbedingungen im Windkanal untersucht, um deren Einfluss auf die Messergebnisse zu ermitteln. Die Studie zeigt, dass die Streuung der gemessenen Türaufbiegung verschiedener Produktionsfahrzeuge um den Faktor zehn größer ist als der Unterschied zwischen Messungen mit und ohne Straßensimulation. Des Weiteren wird verdeutlicht, dass die Ausformung der A-Säule einen signifikanten Einfluss auf die Ausbildung des durch die Seitenwindanströmung entstehenden A-Säulenwirbels hat. Für einen sinnvollen Vergleich von Test und Simulation bedeutet dies, dass die geometrische Übereinstimmung der A-Säule zwischen Windkanalmodell und numerischen Modell im besonderen Maße gewährleistet sein muss. Außerdem zeigt die präsentierte Untersuchung, dass sich im betrachteten Lastfall ein Unterdruck im Fahrgastraum ausbildet, welcher in der Struktursimulation berücksichtigt werden muss. Die vorgestellte Arbeit verdeutlicht eindrucksvoll, wie eine Kombination der Erkenntnisse aus Test und Simulation zu einer signifikanten Verbesserung der numerischen Vorhersagbarkeit führen kann.

Abstract

The presented work deals with aerodynamic wind loads on vehicle side doors at cross wind condition. Several boundary conditions of the wind tunnel are investigated to determine their impact on measurement results. It is illustrated that different production vehicles show a variance of the door deformation that is one order of magnitude larger than the difference between measurements with and without road simulation. Furthermore, the study depicts that the shape of the a-pillar has a considerable effect on the formation of the resulting a-pillar eddy generated by the cross wind flow. Hence, in order to guarantee a meaningful

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

comparison between test and simulation, it is necessary to ensure a high conformity level of the a-pillar geometry between wind tunnel model and numerical model. Additionally, it is shown that an under pressure region is formed in the interior of the vehicle for the investigated load case. This under pressure has to be taken into account in the structural simulation. The presented work illustrates impressively how combined findings of test and simulation can lead to a considerable improvement of the numerical prediction quality.

1. Einleitung

Die Aufbiegung von PKW-Fahrzeugtüren aufgrund von aerodynamischen Seitenwindkräften kann zu inakzeptablen Windgeräuschen im Fahrgastraum führen. Deshalb ist es im Besonderen bei heutigen, auf Leichtbau optimierten, Seitentüren wichtig, dass die Dichtwirkung der Türen auch bei dynamischen Windlasten gewährleistet ist. Verschiedenste Untersuchungen wurden zu diesem Thema schon durchgeführt. Wie z.B. in [1] gezeigt, wird die Aufbiegung der Seitentür hauptsächlich durch das Ablösegebiet an der A-Säule hervorgerufen. Die im folgenden präsentierte Arbeit verdeutlicht u.a. wie schon minimale Änderungen der A-Säulengeometrie einen großen Effekt auf die Druckverteilung auf der Seitenscheibe haben können. Studien von z.B. [2] und [3] weisen darauf hin, dass der Turbulenzgrad der Strömung einen großen Einfluss auf Geräuschentwicklung und Türaufbiegung hat. Die turbulente Intensität, die gewöhnlich in Windkanälen vorherrscht, ist dabei im Allgemeinen mindestens einen Faktor kleiner als auf einer realen Straße.

Um möglichst früh im Entwicklungsprozess des Fahrzeugs Aussagen zur Steifigkeit der Seitentüren treffen zu können, werden die aerodynamischen Windlasten u.a. mit Hilfe von einfach gekoppelten Fluid-Struktur-Simulationen analysiert. Interne Vergleiche der numerischen Berechnungen zu Windkanalmessungen zeigten in der Vergangenheit immer wieder Unterschiede in den Ergebnissen. Die Aufgabe der vorgestellten Arbeit war es, einzelne Randbedingungen zwischen Messung und Simulation abzugleichen und die Sensitivität verschiedener Einflussfaktoren zu ermitteln. Hierfür wurden Druckverteilungen auf der Seitenscheibe der Fahrertür sowie Türaufbiegungen an definierten Positionen analysiert.

Der für die Untersuchung betrachtete Lastfall ist in Bild 1 illustriert. Ein Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 200 km/h erfährt eine orthogonale Seitenwindanströmung von 50 km/h. Die daraus resultierende Gesamtgeschwindigkeit beträgt 206 km/h. Der Schiebewinkel ist

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

14°. Durch die seitliche Anströmung des Fahrzeugs entsteht auf der Fahrertür ein Unterdruckgebiet, wodurch die Tür eine Aufbiegung nach außen erfährt.

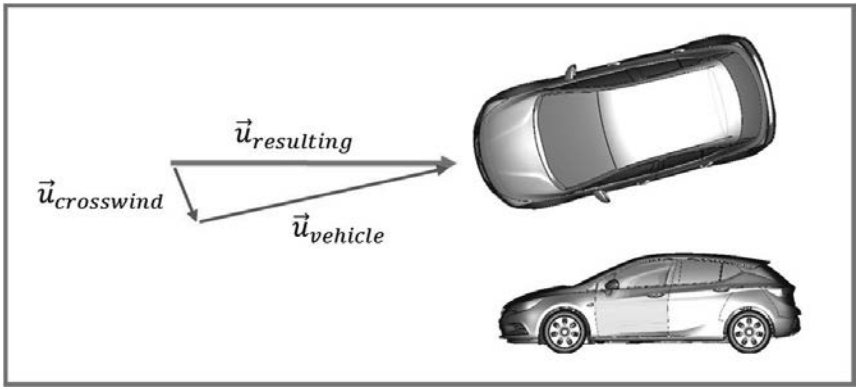


Bild 1: (oben) Resultierende Geschwindigkeitsverteilung bei Seitenwind; (unten) sich einstellende Druckverteilung auf der Fahrertür.

2. Experimenteller und numerischer Modellaufbau

Als Referenzfahrzeug für den Vergleich von Test und Simulation dient der Opel Astra K 5-Türer, Modelljahr 2015 (siehe Bild 1). Drei Produktionsfahrzeuge mit ähnlicher Ausstattung wurden im FKFS Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal der Universität Stuttgart getestet, um verschiedene Randbedingungen im Kanal und Produktionstoleranzen im Bezug auf die Türaufbiegung bei Seitenwind zu untersuchen. Des Weiteren wurden ein Gesamtfahrzeugmodell für die Aerodynamik CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) sowie ein Strukturmodell der Fahrertür für die FEM-Simulationen (Finite-Element-Methode) erstellt. Nähere Angaben zu experimentellem und numerischem Modellaufbau werden in den folgenden Unterkapiteln erläutert.

2.1 Modellaufbau FKFS Windkanalmessungen

Die Messungen für dieses Projekt wurden im FKFS Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal der Universität Stuttgart durchgeführt. Der Kanal Göttinger Bauart verfügt über eine offene Freistrahlmessstrecke von ca. 10 m und kann mit einer variablen Fahrbahnsimulation in Form eines 5- oder 3-Band-Systems in Kombination mit verschiedenen Grenzschichtabsaugungen am Boden betrieben werden. Details zum im Jahr 2014

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

umfassend modifizierten Windkanalaufbaus sind u.a. in [4] zu finden. In den durchgeführten Tests wurden die Fahrzeuge mit einer vordefinierten Standhöhe im Kanal fixiert, um Standhöheneinflüsse auf die Messergebnisse zu vermeiden. Messungen wurden sowohl mit stehendem Windkanalboden als auch mit Straßensimulation (drehende Räder, 5-Band-System und Grenzschichtabsaugung) durchgeführt.

Für den Vergleich zwischen Test und CFD-Simulationen wurden Druckmessungen auf der Seitenscheibe der Fahrertür vorgenommen. Eine speziell präparierte Plexiglasscheibe mit 70 Drucksensoren wurde in der Fahrertür montiert, siehe Bild 2 links. Während des Tests wurde das Drucksignal der Sensoren mit einer Frequenz von 20 Hz ausgelesen. Durch eine anschließende Interpolation der Datenpunkte kann die Druckverteilung als Fläche visualisiert werden, siehe z.B. die gemittelte Verteilung in Bild 2 rechts. Die Interpolation basiert auf der Methode der natürlichen Nachbarn, welche auf der Grundlage von Voronoi-Diagrammen arbeitet. In Bild 2 ist zu erkennen, dass sich für den betrachteten Lastfall auf der gesamten Seitenscheibe ein Unterdruck einstellt. Dieser bewirkt eine Auslenkung der Scheibe nach außen. Im oberen Bereich der Scheibe induziert der durch die A-Säule resultierende Luftwirbel die größten Unterdrücke, wodurch die Seitenscheibe in diesem Bereich eine verstärkte Auslenkung nach außen erfährt.

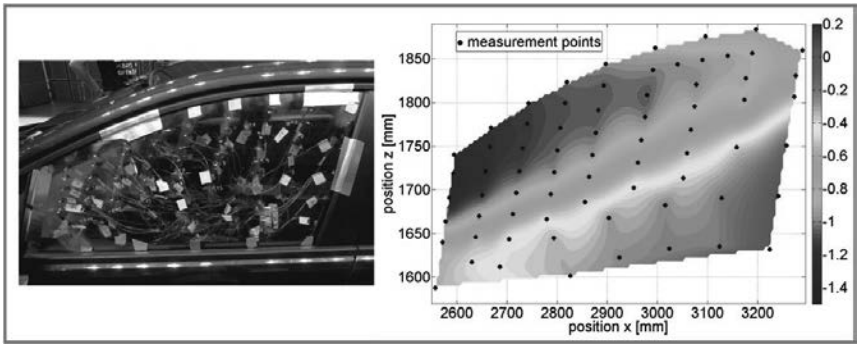


Bild 2: (Links) Bild der Fahrertür mit eingebauter Plexiglasscheibe und 70 Drucksensoren (Verkabelung im Fahrzeuginneren); (Rechts) Beispiel der gemittelten, interpolierten statischen Druckverteilung auf der Seitenscheibe. Dargestellt ist der Druckkoeffizient cp.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Bestimmung der Aufbiegung der Seitentüren wurden Laserabstandmessungen am Türrahmen durchgeführt, siehe Bild 3. Für die verschiedenen Fahrzeuge wurden jeweils Messungen an A- und B-Säule der linken und rechten Vordertüren vorgenommen. Das Lasermesssystem arbeitet auf Basis der Lasertriangulation und bestimmt die Aufbiegung der Scheibe in Normalenrichtung.

Bild 3: Lasermessungen Türaufbiegung

2.2 Modellaufbau Einweg-Fluid-Struktur-Simulationen

Zur numerischen Berechnung der Aufbiegung der Seitentür aufgrund von Seitenwind wird eine Aerodynamik CFD-Simulation des Gesamtfahrzeugs mit einer FEM-Simulation der Fahrertür gekoppelt. Zunächst werden die aerodynamischen Windlasten auf der Außenseite der Fahrertür durch die CFD-Simulation ermittelt und anschließend auf das Strukturnetz der Fahrertür interpoliert. Mit Hilfe der FEM-Simulation kann daraufhin die Aufbiegung der Tür aufgrund der Windlasten berechnet werden.

Das verwendete CFD-Modell des Gesamtfahrzeugs verfügt über ca. 6 Mio Oberflächenzellen und ca. 60 Mio Volumenzellen. Jeweils 5 Prismenschichten befinden sich auf Fahrzeugkarosserie, Reifen und Kanalboden. Die Abmessungen des virtuellen Windkanals sind so gewählt, dass sie möglichst wenig Einfluss auf die Umströmung des Fahrzeugs haben. Randbedingungen für die Straßensimulation beinhalten bewegte Wände für Kanalboden und Reifen sowie MRF-Zonen (moving reference frame) für Radfelgen. Sowohl stationäre als instationäre Rechnungen der Reynolds gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS) wurden mit dem kommerziellen CFD Code Fluent durchgeführt. Für die Turbulenzmodellierung wurde das realizable k-epsilon Modell mit einer Wandfunktion verwendet.

Das für die Struktursimulation verwendete FE-Netz der Fahrertür besitzt ca. 340 000 Elemente, mit einer durchschnittlichen Kantenlänge der Elemente von 6 mm. Die Vorspannung der Tür wird mit Hilfe von nichtlinearen Federn für die Türdichtungen und

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

lineare Federn am Fenster realisiert. Die Simulation der Türaufbiegung ist zweigeteilt. Zunächst wird die Verformung der Tür aufgrund der Vorspannung berechnet. Darauf folgt die Bestimmung der Aufbiegung bezogen auf die aerodynamischen Windlasten.

3. Sensitivitätsstudie Windkanal

Vor dem direkten Vergleich der Windkanalmessungen mit den Simulationsergebnissen werden zunächst verschiedene Randbedingungen des Testaufbaus im Kanal näher betrachtet. Hierfür wurden zwei Messkampagnen durchgeführt deren Ergebnisse im folgenden Abschnitt diskutiert werden. Im ersten Test wurden die Streuung der Messung verschiedener Produktionsfahrzeuge sowie der Einfluss der Straßensimulation im Kanal untersucht. In der zweiten Messkampagne wurde daraufhin die Sensitivität möglicher Modellunterschiede des Fahrzeugs im Vergleich von Test und Simulation näher analysiert.

Zur Bestimmung der Messvarianz verschiedener Fahrzeuge wurden drei, aus der regulären Produktion stammende Fahrzeuge vermessen. Für alle drei Fahrzeuge wurden sowohl die Druckverteilung auf der Seitenscheibe als auch die Aufbiegung der Fahrertür bestimmt. Bild 4 zeigt exemplarisch die relative Druckverteilung zweier Fahrzeuge (Druck 1. Fahrzeug / Druck 2.Fahrzeug). Wie in Kapitel 2.1 bereits erläutert wurde, stellt sich für den betrachteten Lastfall ein Unterdruck auf der Seitenscheibe ein. Grün eingefärbte Bereiche in der Figur zeigen einen Druckunterschied der Fahrzeuge von weniger als 3%. Bereiche mit einer blauen Einfärbung bedeuten, dass Fahrzeug 1 hier einen niedrigeren statischen Unterdruck aufweist als Fahrzeug 2. In roten Bereichen ist der lokale Unterdruck für Fahrzeug 1 höher. Große Teile der Scheibe zeigen einen geringen relativen Druckunterschied. Druckunterschiede im Bereich des A-Säulenwirbels (Bereich von der Scheibenoberkante bis ca. 100 mm darunter) liegen in der Größenordnung von ca. 5 bis 10%. Da in diesem Bereich die größten Unterdrücke auftreten, siehe Bild 2 rechts, haben relative Druckunterschiede in diesem Bereich einen deutlich höheren Einfluss auf die resultierende Aufbiegung als die restlichen Bereiche der Scheibe. Hier ist zudem der Hebelarm am größten, was das Bestreben nach hoher Genauigkeit in diesem Bereich verschärft. Für Bereiche außerhalb des A-Säulenwirbels kann der relative Unterschied auch bis zu 20% betragen, jedoch sind hier die absoluten Druckunterschiede geringer.

Die Unterschiede in der Druckverteilung der drei Produktionsfahrzeuge, die im Rahmen dieser Studie untersucht wurden, resultieren in einer Standardabweichung der Türaufbiegung in der Größenordnung von 0,3 mm.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

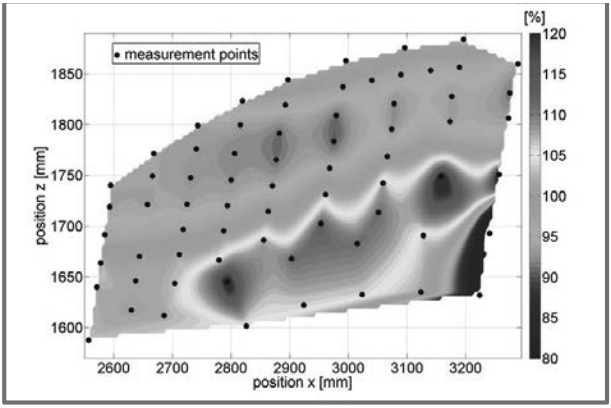


Bild 4: Relative Druckverteilung auf der Seitenscheibe zweier Produktionsfahrzeuge (Druck 1. Fahrzeug / Druck 2.Fahrzeug)

Bild 5 zeigt die relative Druckverteilung zwischen Messungen mit Straßensimulation (drehende Räder mit bewegtem Boden) und stehendem Fahrzeug. Unterschiede in der relativen Druckverteilung sind fast ausschließlich in Bereichen außerhalb des A-Säulenwirbels zu erkennen, d.h. nur bei kleineren Unterdrücken mit geringerer Bedeutung für die Aufbiegung der Seitentür. Tendenziell ergaben sich leicht höhere Aufbiegungen für die Messungen mit Straßensimulation. Die ermittelten Unterschiede liegen jedoch lediglich in der Größenordnung von 0.03 mm. Der Einfluss der Straßensimulation auf die Aufbiegung der Seitentür ist damit eine Größenordnung kleiner als der Unterschied der getesteten Produktionsfahrzeuge. Ein Einfluss der Straßensimulation bezüglich der auftretenden Drücke auf der Seitentür wurde auch in [5] gezeigt. Wie groß dieser Einfluss auf die resultierende Türaufbiegung war, wurde jedoch nicht beschrieben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

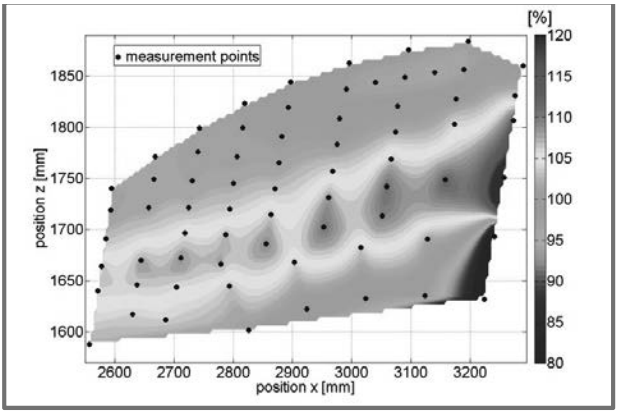


Bild 5: Relative Druckverteilung auf der Seitenscheibe zwischen Straßensimulation und stehendem Fahrzeug (Druck Straßensimulation / Druck stehendes Fahrzeug)

Im Rahmen dieser Studie wurde auch der Innendruck im Bereich der vorderen Sitzreihe ermittelt. Die Messungen zeigen, dass für die betrachteten Produktionsfahrzeuge sowohl mit als auch ohne Straßensimulation sich ein durchschnittlicher Innendruck von ca. -0.1 cp einstellt. Der Unterdruck im Fahrzeug erzeugt eine Kraft, die die Fahrzeugtür nach Innen zieht und somit die Aufbiegung der Tür beeinflusst. Wie in Kapitel 4 beschrieben wird, ist der Innendruck ein entscheidender Faktor, der auch in der Simulation berücksichtigt werden muss.

Eine große Schwierigkeit bei Vergleichen von Test- und Simulationsergebnissen ist der Abgleich der verwendeten Randbedingungen. Außer für akademische Testfälle ist es praktisch unmöglich eine völlige Übereinstimmung der Randbedingungen zu realisieren. Dies gilt im besonderen Maße für ein komplexes Gebilde wie ein PKW. Um jedoch einen ungefähren Einfluss der unterschiedlichen Randbedingungen zwischen Windkanalmessungen und CFD-Simulationen näher zu bestimmen, wurden für eine zweite Messkampagne fünf Parameter definiert, die sich in Test und CFD-Simulation unterscheiden können.

Der erste Parameter ist die Ausführung der A-Säule bzw. A-Säulenstufe. Aufgrund der Bedeutung des A-Säulenwirbels im Bezug auf den betrachteten Lastfall, können unter bestimmten Umständen schon kleinere geometrische Unterschiede an der A-Säule bzw. deren Stufe einen signifikanten Einfluss auf die Druckverteilung haben. In der vorgestellten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Studie wurden drei Ausführungen der A-Säule untersucht; die original A-Säule des Produktionsfahrzeugs, eine Variante mit einer rechteckigen Ausführung der A-Säulenstufe sowie eine um 5 mm aufgedickte A-Säule, siehe Bild 6. Der zweite Parameter sind die Fugen am Fahrzeug. Gesamtfahrzeugmodelle für CFD-Simulationen sind im Allgemeinen „wasserdicht“, d.h. dass Fugen zwischen Innenraum und Außenbereich geschlossen sind. Auch der Wasserkasten kann unter Umständen unterschiedlich ausgeführt sein, so dass im CFD-Modell z.B. keine Durchströmung des Kastens erfolgt. Des Weiteren werden Scheibenwischer häufig nicht in der CFD-Simulation betrachtet. Der fünfte Parameter betrifft die Kühlungsöffnung und die daraus resultierende Motorraumdurchströmung. Die Modellierung der Motorraumdurchströmung beinhaltet eine Vielzahl von Annahmen für Dichtigkeit, Bauteil- sowie Produktionstoleranzen, Kenndaten für Wärmetauscher, Gebläsemodellierung und vieles mehr. Diese Annahmen können eine Änderung der Fahrzeugumströmung für bestimmte Lastfälle bewirken.

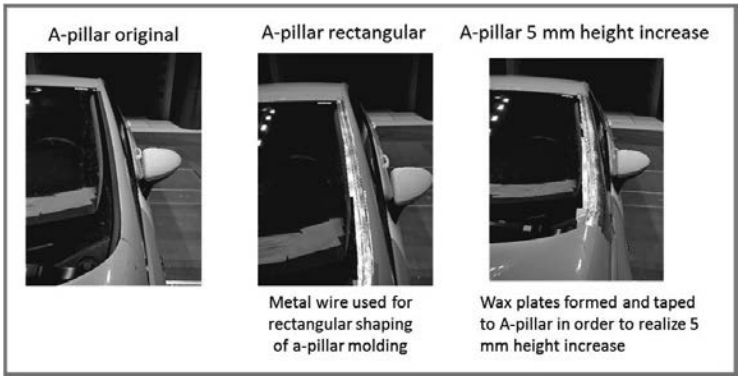


Bild 6: Ausführungen der A-Säule; (links) original, (Mitte) rechteckige Ausführung, (rechts) 5 mm Aufdickung

Da die Untersuchung aller möglichen Parameterkombinationen innerhalb einer Messkampagne nicht durchführbar war, wurde zur Vorbereitung der Messungen ein statistischer Versuchsplan auf Basis der Taguchi Methode erstellt. Hierfür wurde ein orthogonales Feld (L9) mit vier Kontrollfaktoren (A-Säule, Fugen, Wasserkasten, Scheibenwischer) und einem Störfaktor (Kühlungsöffnung) definiert. Wie in Tabelle 1 zu sehen, besitzt der Parameter A-Säule drei, die restlichen Faktoren zwei Stufen. Da die L9-Matrix des orthogonalen Feldes jedoch für alle Kontrollfaktoren drei Stufen vorsieht, wurde

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bei den Kontrollfaktoren Fugen, Wasserkasten und Scheibenwischer jeweils eine Stufe doppelt definiert. Diese Maßnahme hat keinen signifikanten Einfluss auf das Untersuchungsergebnis, sie erhöht lediglich die Anzahl der Messungen. Aufgrund der vorher beschriebenen komplexen Modellierungsarbeit wurde der Parameter Kühlungsöffnung als Störfaktor des betrachteten Systems deklariert. Mit Hilfe des orthogonalen Feldes können die genannten Parameter auf ihre Sensitivität im Bezug auf die Druckverteilung der Seitenscheibe bei Seitenwindanströmung analysiert werden. Insgesamt wurden 18 Messungen für die verschiedenen Parameterkombinationen der vier Kontrollfaktoren durchgeführt. Die Tabelle zeigt die gemittelten cp-Werte dieser Messungen.

Tabelle 1: Orthogonales Feld (L9) der mittleren cp-Werte für die Seitenscheibe an der Fahrertür.

Control Factors				Control Factors (uncoded)				Noise Factor: Cooling Opening	
A	**B**	**C**	**D**	**A pillar**	**Gaps**	**Cowl**	**Wipers**	**open**	**closed**
1	**1**	**1**	**1**	**original**	**open**	**open**	**yes**	-0.581	-0.546
1	**2**	**2**	**2**	**original**	**closed**	**closed**	**no**	-0.543	-0.555
1	**3**	**3**	**3**	**original**	**open**	**open**	**yes**	-0.581	-0.546
2	**1**	**2**	**3**	**rectangular**	**open**	**closed**	**yes**	-0.594	-0.586
2	**2**	**3**	**1**	**rectangular**	**closed**	**open**	**yes**	-0.575	-0.577
2	**3**	**1**	**2**	**rectangular**	**open**	**open**	**no**	-0.596	-0.588
3	**1**	**3**	**2**	**5 mm height increase**	**open**	**open**	**no**	-0.571	-0.570
3	**2**	**1**	**3**	**5 mm height increase**	**closed**	**open**	**yes**	-0.567	-0.568
3	**3**	**2**	**1**	**5 mm height increase**	**open**	**closed**	**yes**	-0.582	-0.577

Die Sensitivitäten der vier Kontrollfaktoren auf die Druckverteilung der Seitenscheibe sind in Bild 7 visualisiert. Für jeden einzelnen Faktor ist die Änderung des mittleren cp-Wertes im Bezug auf dessen Stufen dargestellt. Die größte Sensitivität ist für den Kontrollfaktor A-Säule zu erkennen. Das Ergebnis verdeutlicht noch einmal, dass die konzeptionelle Beeinflussung des A-Säulenwirbels einen großen Einfluss auf die Druckverteilung auf der Seitenscheibe hat. Des Weiteren zeigt das Bild eine erhöhte Sensitivität für das Abkleben der Fugen am Fahrzeug. Eine mögliche Erklärung hierfür ist die Veränderung des Druckausgleichs zwischen Fahrzeuginneren und -äußeren. Wie bereits beschrieben wurde, liegt der sich einstellende Unterdruck im Fahrgastraum in der Größenordnung von 0,1 cp und hat damit einen nicht zu vernachlässigen Einfluss auf die Aufbiegung der Scheibe. Für die Kontrollfaktoren Wasserkasten und Scheibenwischer ist kein signifikanter Einfluss auf die Druckverteilung zu erkennen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

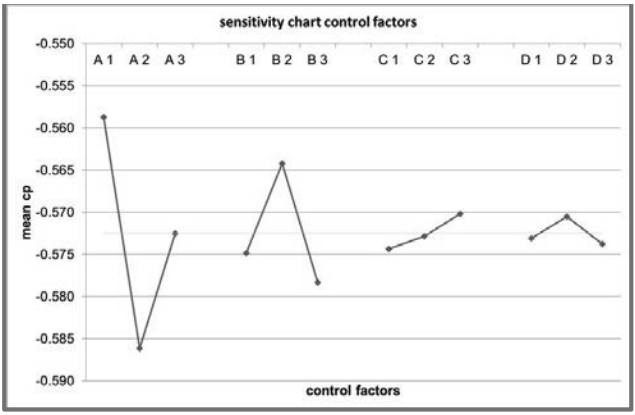


Bild 7: Sensitivitäten der vier Kontrollfaktoren; (A) A-Säule, (B) Fugen, (C) Wasserkasten, (D) Scheibenwischer

4. Vergleich Test vs. Simulation

Mit Hilfe der Sensitivitätsanalyse im Windkanal wurden zwei signifikante Einflussfaktoren für die Türaufbiegung bei Seitenwind identifiziert. Dies sind die Ausführung der A-Säule sowie der sich einstellende Innendruck im Fahrgastraum. Der im folgenden Abschnitt erörterte Vergleich zwischen Test und Simulation konzentriert sich auf den Einfluss dieser zwei Faktoren. Weitere Aspekte wie zum Beispiel zeitabhängige Simulationen mit und ohne Straßensimulation werden hier nicht betrachtet. Vorherige interne Studien konnten hierfür keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse der CFD-Simulation im Bezug auf die Druckverteilung auf der Seitenscheibe feststellen.

Die Signifikanz des sich einstellenden A-Säulenwirbels ist ein wichtiger Aspekt, der bei der CFD-Vernetzung des Gesamtfahrzeugmodells zu berücksichtigen ist. Bild 8 zeigt zwei Netzvarianten, bei denen lediglich die Rundung der A-Säulenstufe zwei unterschiedliche Gitterweiten besitzt. Ansonsten sind die Oberflächennetze identisch. Auf der linken Seite, bezeichnet mit „Grobe A-Säulenstufe“, ist die Rundung an der A-Säulenstufe vergröbert worden, so dass die Rundung im Netz als Kante ausgeführt ist. Die Gitterweite der Stufe beträgt 5 mm. Auf der rechten Seite, bezeichnet mit „Verfeinerte A-Säulenstufe“, ist die Stufe als Rundung ausgeführt. Die Gitterweite wurde auf 3 mm verfeinert, der Effekt auf die Druckverteilung auf der Seitenscheibe ist jedoch signifikant.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

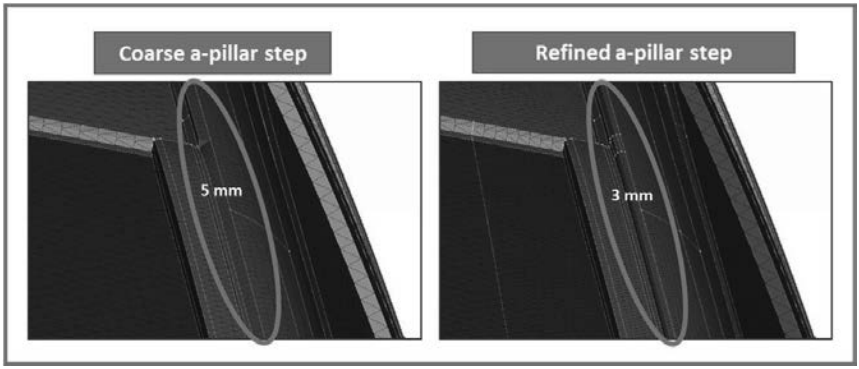


Bild 8: Veränderung der Gitterweite der A-Säulenstufe im CFD-Modell

In Bild 9 sind die interpolierten Druckverteilungen der zwei Netzvarianten des CFD-Modells (oben) sowie die dazugehörige Verteilung der Druckmessungen im Windkanal (unten) dargestellt. Um mögliche Unterschiede aufgrund der Auflösung zwischen Test und Simulation auszuschließen, wurde die interpolierte Druckverteilung der Simulation nachträglich an die Auflösung der Windkanalmessungen angepasst. Die Druckverteilung des lokal verfeinerten CFD-Modells (oben rechts im Bild) zeigt eine große Übereinstimmung zu der Verteilung des Test. Sowohl Position des A-Säulenwirbels als auch die absoluten Druckwerte ähneln sich stark. Interessanterweise weist die Druckverteilung der groben A-Säulenstufe (oben links im Bild) einen deutlich überbestimmten Unterdruck im Bereich des A-Säulenwirbels auf. Die Unterschiede in der Druckverteilung der beiden CFD-Netze sind auch in der resultierenden Aufbiegung zu sehen. In Bild 10 sind die Aufbiegungen der Seitentür der beiden CFD-Netze im Vergleich zum Test dargestellt. Das CFD-Netz mit der groben Gitterweite an der A-Säulenstufe zeigt eine 27% größere Aufbiegung im Vergleich zum Test. Durch die lokale Verfeinerung des Netzes schrumpft der Unterschied zwischen Test und Simulation auf 3%.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

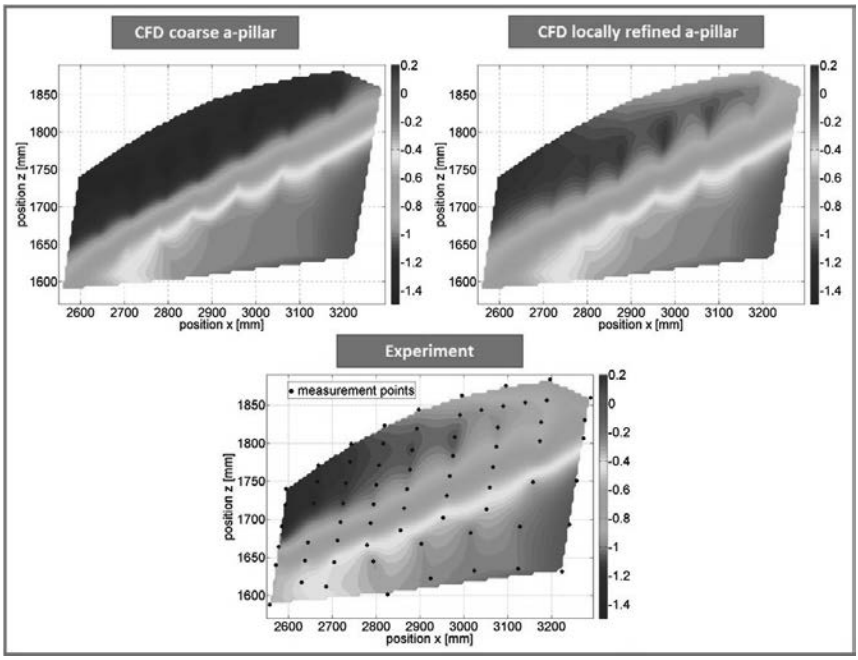


Bild 9: Druckverteilung auf der Seitenscheibe, dargestellt mit Druckkoeffizient cp; (oben) Simulation, (unten) Experiment

Die Untersuchung verdeutlicht, wie eine minimale, lokale Netzverfeinerung einen großen Effekt auf das Endergebnis haben kann. Diese Veränderung am CFD Modell kann als Beispiel dienen, wie die A-Säulenstufe zu verschiedenen Zeitpunkten des Entwicklungsprozess ausgeführt sein kann. Am Anfang der Fahrzeugentwicklung sind Details des Außendesigns eher grob ausgeführt, so lange kein genaues Designthema gefunden wurde. Nach und nach werden Rundungen näher ausgeführt. Dieser Aspekt ist in der CFD-Simulation zu berücksichtigen. Auch in frühen Entwicklungsphasen muss ein realistischer Kantenradius der A-Säulenstufe angenommen werden, damit der entstehende A-Säulenwirbel in der CFD-Simulation nicht künstlich verstärkt wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

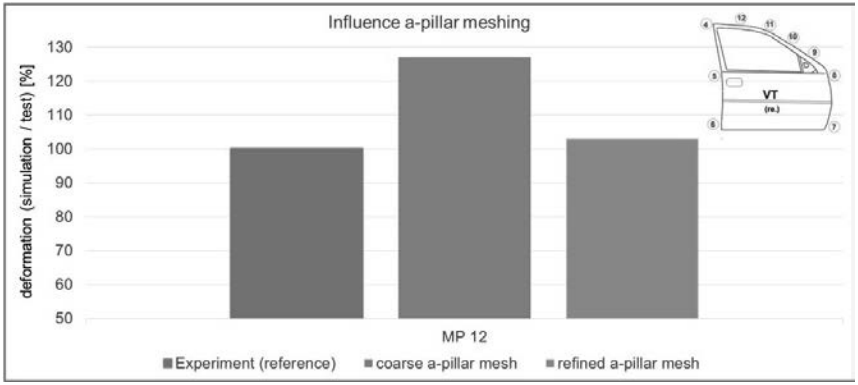


Bild 10: Vernetzung A-Säulenstufe, relative Aufbiegung (Test als Referenz)

Der zweite Einflussfaktor, der durch die Windkanalmessungen ermittelt wurde, ist die Ausbildung eines Unterdrucks im Fahrgastraum. Der Unterdruck erzeugt eine Kraft, die die Tür nach Innen zieht. Diese Kraft sollte in der Struktursimulation berücksichtigt werden. Bild 11 zeigt den Einfluss des Innendrucks auf die relative Aufbiegung der Seitentür. Ohne den Innendruck auf der Türinnenseite ergibt sich für die numerisch ermittelte Aufbiegung ein um 19% erhöhter Wert im Vergleich zum Test. Mit Innendruck reduziert sich der Unterschied auf lediglich 3%.

Der in der Simulation verwendete Innendruck wurde mit Hilfe der Windkanalmessungen ermittelt. Es wäre natürlich auch möglich den Innendruck mit Hilfe einer CFD Simulation zu bestimmen. Für den betrachteten Lastfall wäre dies jedoch nur mit einer zusätzlichen, sehr aufwendigen Modellaufbereitung zu realisieren. Bisherige Windkanalmessungen verschiedener Klein- und Kompaktwagen zeigen eine geringe Streuung des Innendrucks für Seitenwindanströmung, so dass der Innendruck in der Simulation in erster Näherung als konstant angenommen wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

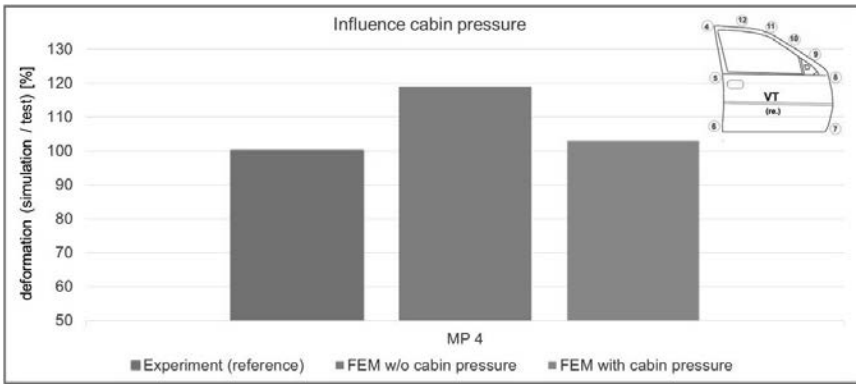


Bild 11: Innendruck Fahrgastraum, relative Aufbiegung (Test als Referenz)

5. Zusammenfassung

Die vorgestellte Arbeit befasst sich mit aerodynamischen Windlasten auf Fahrzeugtüren bei Seitenwind. Zunächst wurden verschiedene Randbedingungen im Windkanal untersucht, um deren Einfluss auf die Messergebnisse zu ermitteln. Die Studie zeigt, dass die Streuung der gemessenen Türaufbiegung verschiedener Produktionsfahrzeuge um den Faktor zehn größer ist als der Unterschied zwischen Messungen mit und ohne Straßensimulation

Des Weiteren wurde verdeutlicht, dass die konzeptionelle Beeinflussung des A-Säulenwirbels einen signifikanten Einfluss auf die Druckverteilung auf der Seitenscheibe haben kann. Schon kleine Änderungen der Geometrie oder des verwendeten CFD-Gitters können eine starke Änderung des A-Säulenwirbels und dessen induzierten Druckfeldes auf der Fahrertür hervorrufen. Für einen sinnvollen Vergleich von Test und Simulation bedeutet dies, dass die geometrische Übereinstimmung der A-Säule zwischen Windkanalmodell und CFD-Modell im besonderen Maße gewährleistet sein muss. Die konzeptionelle Beeinflussung des A-Säulenwirbels kann auch als interessantes Konstruktionsziel angesehen werden. Durch eine Reduzierung des A-Säulenwirbels ergeben sich nicht nur Vorteile für die Aeroakustik des Fahrzeugs sondern auch Spielräume für die Auslegung der Türsteifigkeit.

Der zweite wichtige Einflussfaktor, der durch die Analyse der Windkanalmessungen ermittelt wurde, ist die Ausbildung eines Unterdrucks im Fahrgastraum. Der Unterdruck erzeugt eine Kraft, die die Tür nach Innen zieht und muss in der Struktursimulation berücksichtigt werden. Die präsentierten Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Windkanalmessungen und Simulation. Die vorgestellte Arbeit ist ein gutes Beispiel wie eine Kombination der Erkenntnisse aus Test und Simulation zu einer signifikanten Verbesserung der Vorhersagbarkeit der Simulation führen kann.

[1] T. Schütz, “Hucho - Aerodynamik des Automobils”, 6. Auflage, Springer ISBN: 978-3-8348-1919-2, pp 442-446 (2013)

[2] D. Stoll, T. Kuthada, J. Wiedemann, T. Schütz, “Unsteady Aerodynamic Vehicle Properties of the DrivAer Model in the IVK Model Scale Wind Tunnel”, pp. 180-198, 10th FKFS-Conference (2015)

[3] A. Lawson, D. Sims-Williams and R. Dominy, "Effects of On-Road Turbulence on Vehicle Surface Pressures in the A-Pillar Region," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 2008-01-0474 (2008)

[4] Wittmeier, F., Michelbach, A., Wiedemann, J., and Senft, V., "The New Interchangeable Three-belt System in the IVK Full-Scale Wind Tunnel of University of Stuttgart: Design and First Results," SAE Technical Paper 2016-01-1581, 2016, doi:10.4271/2016-01-1581.

[5] B. Gilhome and J. Saunders, "The Effect of Turbulence on Peak and Average Pressures on a Car Door," SAE Technical Paper 2002-01-0253 (2002)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Validierung einer thermischen CFD-Motorraumdurchströmung eines Gesamtfahrzeugs

Dr.-Ing. **Dirk Bäder**, Dr.-Ing. **Fabian Rösler**, AUDI AG, Ingolstadt

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird ein auf dem Programmpaket OpenFOAM® basierendes 3D-CFD-Setup vorgestellt, mit welchem eine thermische Strömung im Motorraum eines Kraftfahrzeuges simuliert werden kann. Die grundlegende Validierung des Berechnungssetup wird in dieser Arbeit beschrieben. Die Komplexität der Validierungstestfälle wird schrittweise von einer ebenen Platte bis zu einer Gesamtfahrzeugsimulation erhöht.

Abstract

In this work, a 3D CFD setup is presented, with which a thermal flow in the engine compartment of a motor vehicle can be simulated. The 3D CFD setup is based on the software OpenFOAM®. The underlying validation of the calculation setup is described in this paper. The complexity of the validation test cases will be gradually increased from a flat plate to an entire vehicle simulation.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung eines Kraftfahrzeugs ist eine thermische Absicherung unterschiedlicher Antriebsaggregate ebenso erforderlich wie die Auslegung der im Kraftfahrzeug verbauten Komponenten, wie beispielsweise Wärmeübertrager, die die thermische Belastbarkeit des Kraftfahrzeugs beeinflussen.

Mit dem Einsatz von dreidimensionalen CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) können die zu verbauenden Komponenten schon in einer frühen Projektphase vorausgelegt werden. Insbesondere bei einer kompletten Neuentwicklung eines Fahrzeugs mit alternativem Antrieb, bei dem es keine Erfahrungswerte aus früheren Fahrzeuggenerationen gibt, nimmt die simulative Auslegung des Fahrzeugs einen großen Stellenwert ein. Zur Gewährleistung einer möglichst vollumfänglichen Abbildung des Fahrzeugs werden Simulationen bei unterschiedlichen Lastfällen, insbesondere Leerlauf, Bergfahrt, und Maximalgeschwindigkeit, durchgeführt.

Um die Prognosegüte der Simulation zu erhöhen und damit Fehlentwicklungen weitgehend auszuschließen, wird in dieser Arbeit ein Simulationssetup vorgestellt, mit welchem durch Temperatureffekte beeinflusste Strömungen im Motorraum dargestellt werden können. Die Simulationsergebnisse werden anhand von experimentellen Vergleichsmessungen validiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Es werden konventionelle Fahrzeuge zur Validierung herangezogen. Nach Etablierung der Methode können neue Fahrzeugtypen simuliert werden.

Die Simulation der warmen Um- und Durchströmung des Kraftfahrzeugs stellt sehr hohe Ansprüche an die Simulationsmethode. Daher wird in dieser Arbeit die Komplexität der Strömungssimulation schrittweise erhöht, wobei mit sehr einfachen Modellen angefangen und die Komplexität bis zu einer annähernd realen Gesamtfahrzeugsimulation erhöht wird.

2. Stand der Technik

Ashmawey [1] hat als einer der ersten mithilfe einer CFD-Simulation Bauteiltemperaturen einer vereinfachten Motorraumgeometrie berechnet. Jehle [2] und Bäder [3] haben ein numerisches Setup zur Berechnung der Motorraumdurchströmung erstellt und validiert und deren Einfluss auf die Außenaerodynamik untersucht. Heutzutage ist die Simulation der Motorraumdurchströmung im Fahrzeugentwicklungsprozess etabliert, Meywerk [4], Schütz [5].

Chen [6] hat die durch natürliche Konvektion erzeugte Strömung innerhalb eines Motorraums anhand vereinfachter Modelle numerisch untersucht und seine Berechnungen validiert. Auch Minovski [7] hat CFD-Simulationen anhand vereinfachter Fahrzeuggeometrien validiert. Auf den Einfluss der Wärmestrahlung, insbesondere im Bereich heißer Bauteile wie Abgaskrümmer wird in seiner Arbeit verwiesen. Song [8] und Klopfer [9] haben die CFD-Simulationen verwendet, um Aussagen über Rezirkulation treffen zu können und um entsprechende konstruktive Maßnahmen aus den Simulationsergebnissen abzuleiten. Eine Rezirkulation ist die Durchströmung von heißer Luft durch die Wärmeübertrager, wobei die heiße Luft aus dem Motorraum stammt und typischerweise die Wärmeübertrager schon einmal passiert hat.

3. Berechnungssetup

In sämtlichen Berechnungen wurde der Open-Source Code OpenFOAM® verwendet. OpenFOAM® löst die Strömungsgleichungen im Finite Volumen Verfahren. Die in dieser Arbeit verwendeten Volumennetze wurden mit BlockMesh und/oder mit SnappyHexMesh erstellt. Die Turbulenz wurde mit RANS modelliert, wobei verschiedene Turbulenzmodelle untersucht wurden. Die Ergebnisse sind mit ParaView visualisiert.

4. Validierung der CFD-Ergebnisse anhand einfacher Geometrien

4.1. Beheizte Kanalströmung

Zur Untersuchung des Einflusses der Wandauflösung auf die luftseitige Wärmeübertragung wurde der einfache Testfall einer beheizten Kanalströmung nach Neale [10] simuliert. Die Randbedingungen des Testfalls sind in Bild 1 dargestellt. Auf der rechten Seite von Bild 2 ist der Verlauf der y+-Werte für verschiedene Volumennetze dargestellt. Einerseits wurde ein Volumennetz verwendet, welches y+-Werte um knapp 30 aufweist, die somit in einem Be-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

reich liegen, für die die Wandfunktion Gültigkeit besitzt. Andererseits wurde ein Volumennetz erstellt, welches y+-Werte um 5 aufweist. Typischerweise weisen die Netze im Motorraum von Gesamtfahrzeugsimulationen y+-Werte um 5 auf. Schließlich wurde ein Netz erstellt, welches mit y+-Werten um 5 beginnt und stromab kontinuierlich die y+-Werte erhöht. Damit sollen die hohen Gradienten bei der Ausbildung der Temperaturgrenzschicht am Einlass untersucht werden. Eine Auflösung der Grenzschicht durch das Volumennetz, um die Wandfunktionen abschalten zu können, wurde bewusst nicht untersucht, da eine solche Simulation bei derzeitigem Stand der Technik in einer Gesamtfahrzeugsimulation nicht wirtschaftlich durchführbar ist.

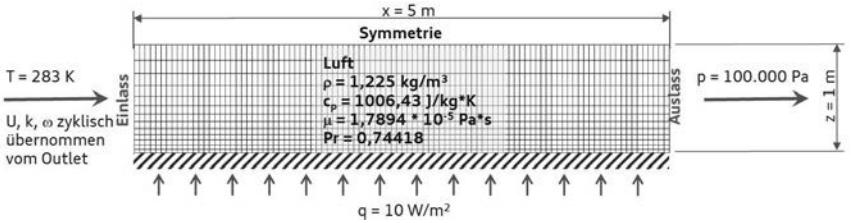


Bild 1: Berechnungssetup mit Randbedingungen und beispielhafter Abbildung eines Volumennetzes; die Temperatur wird im Einlass immer als Blockprofil vorgegeben, die Strömungsgrößen hingegen werden vom Auslass übernommen. Somit liegt eine ausgebildete Kanalströmung vor, wobei die Temperaturgrenzschicht vom Einlass neu beginnend bis zum Auslass ausgebildet wird.

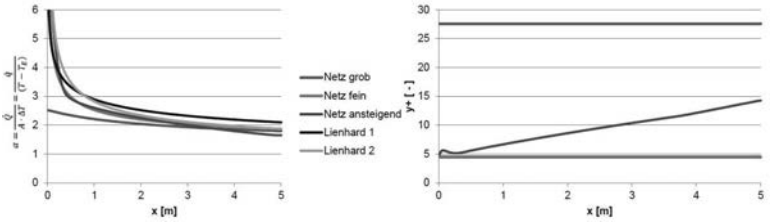


Bild 2: Rechts: Darstellung des Verlaufes der y+-Werte für verschiedene Volumennetze; die y+-Werte orientieren sich an Werten, die in heutigen Gesamtfahrzeugsimulationen im Motorraum angenommen werden können
Links: Darstellung des Verlaufs des Wärmeübertragungskoeffizienten über die Lauflänge für verschiedene Netze

Auf der linken Seite des Bilds 2 sind die Simulationsergebnisse und die theoretischen Ergebnisse von Lienhard [11] dargestellt. Da die Berechnungsdomain mit 5 m sehr lang ist und

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eine solch lange Ausbildung einer Temperaturgrenzschicht in einem realen Fahrzeug nicht vorkommt, wird im nachfolgenden der Einlaufbereich, also der Bereich der Ausbildung der Temperaturgrenzschicht, wie er zuhauf im Motorraum vorkommt, diskutiert. Der Wärmeübertragungskoeffizient insbesondere im Einlaufbereich wird mit den Netzen mit y+-Werten von 5 im Bereich des Einlaufes ordentlich vorhergesagt, siehe Bild 2. Nicht zufriedenstellend ist die Vorhersage des Wärmeübertragungskoeffizienten beim groben Netz im Bereich des Einlaufes. Dort wird der Wärmeübertragungskoeffizient deutlich unterschätzt.

4.2. Beheizte Rippe

Zur Untersuchung des Wandeinflusses des Volumennetzes und des Turbulenzmodells auf die Wärmeübertragung wurde der einfache Berechnungsfall einer beheizten Rippe nach [12 bis 15] untersucht. Das Berechnungssetup ist in Bild 3 dargestellt. Auf der rechten Seite des Bildes 4 sind die y+-Werte an der unteren Kanalwand für drei verschiedene Volumennetze dargestellt. Im groben Netz sind die y+-Werte so gewählt, dass die Wandfunktionen Gültigkeit besitzen. Die y+-Werte des mittleren und feinen Gitters wurden etwa den später in einer Gesamtfahrzeugsimulation auftretenden y+-Werten angepasst.

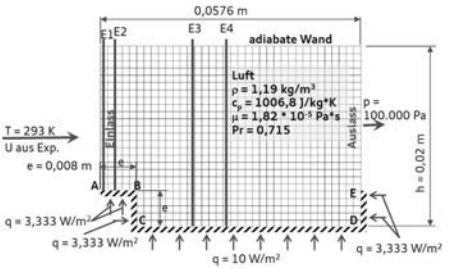


Bild 3: Berechnungssetup mit Randbedingungen und beispielhafter Abbildung eines Volumennetzes; die Temperatur wird im Einlass als Blockprofil vorgegeben, das Geschwindigkeitsprofil wird im Einlass dem im Experiment ermittelten Geschwindigkeitsprofil gleichgestellt. Die Wärmeströme sind bestmöglich angenommen, siehe [12 bis 15].

Auf der linken Seite des Bildes 4 sind die Nusseltzahlen über die Wandlauflänge für die verschiedenen Netze und für das Experiment aufgetragen. Die Simulationen liefern ordentliche Ergebnisse zwischen den Rippen und an der Rückseite der Rippe. An der Vorderseite und an der Oberseite der Rippe sind die Abweichungen der Nusseltzahlen zwischen Simulation und Experiment erheblich größer. Eine Tendenz, welches Rechengitter die besseren Ergebnisse liefert, lässt sich nicht ablesen. Die Rechengitter weisen an unterschiedlichen Stellen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

unterschiedlich gute Ergebnisse im Vergleich zum Experiment auf. Im Hinblick auf eine Gesamtfahrzeugsimulation kann damit festgestellt werden, dass das Rechengitter – unabhängig von der Wandauflösung – zwar einigermaßen ordentliche Ergebnisse liefert, allerdings sind die Abweichungen von den tatsächliche Nusseltzahlen teilweise nicht gering.

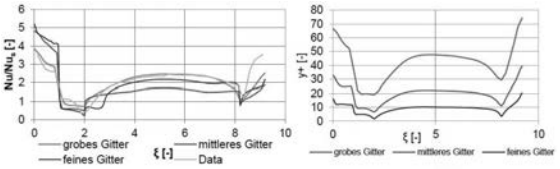


Bild 4: Rechts: Darstellung des Verlaufes der y+-Werte für verschiedene Volumennetze; die y+-Werte orientieren sich an Werten, die in heutigen Gesamtfahrzeugsimulationen im Motorraum angenommen werden können. Dargestellt sind die mit dem Turbulenzmodell k-ω-SST gewonnenen Simulationsergebnisse.
Links: Darstellung des Verlaufs Nusseltzahl über die Wandlauflänge

In Bild 5 sind die Geschwindigkeitsprofile an verschiedenen Stellen der Rippenströmung (siehe auch Bild 3) dargestellt. Das in der CFD verwendete Einlassprofil wurde vom Experiment übernommen. Stromab der rückfallenden Stufe, insbesondere in den Schnitten E3 und E4 (siehe Bilder 3 und 4) werden für alle Turbulenzmodelle ordentliche Ergebnisse erzielt, wobei das Rückströmgebiet vom k-ε-Modell am besten vorhergesagt wird, siehe E4.

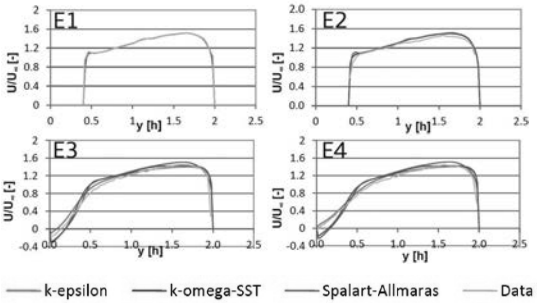


Bild 5: Geschwindigkeitsprofile an verschiedenen Positionen; die Positionen sind in Bild 3 dargestellt.

4.3. Parallele Platten unterschiedlicher Temperaturen (freie Konvektion)

Zur Untersuchung der Berechnung der freien Konvektion wurde der einfache Berechnungsfall zweier parallel angeordneter Platten unterschiedlicher Temperaturen nach [16 bis 19]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

untersucht. Das Berechnungssetup ist in Bild 6 dargestellt. In Bild 6 ist überdies ein Ausschnitt der Volumennetze fein und grob dargestellt.

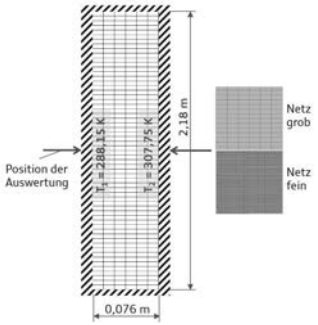


Bild 6: Berechnungssetup mit Randbedingungen und beispielhafter Abbildung der Volumennetze fein und grob. Die Wandtemperaturen sind unterschiedlich. Gravitation existiert. Aufgrund der freien Konvektion stellt sich eine Strömung ein.

In Bild 7 sind die Berechnungsergebnisse den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt. Beim groben Netz wird die Temperaturverteilung für unterschiedliche Turbulenzmodelle innerhalb des Messfehlers berechnet. Beim feinen Netz liegen die Temperaturen bei allen Turbulenzmodellen unterhalb der experimentell ermittelten Temperaturen. Da das grobe Netz etwa der Auflösung entspricht, die in einer Gesamtfahrzeugsimulation vorzufinden ist, sind die Ergebnisse der freien Konvektion im Hinblick auf eine Gesamtfahrzeugsimulation zufriedenstellend.

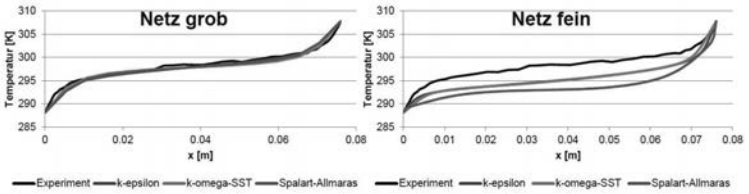


Bild 7: Temperaturverläufe über die Breite des Kanals. Die Position der Auswertung befindet sich mittig, siehe auch Bild 6.

4.4. Beheizter Würfel

Zur Untersuchung der Einflusses der Netzfeinheit und des Turbulenzmodells auf das luftseitige Temperaturverhalten bei komplexen dreidimensionalen Strömungen wurde der Berechnungsfall eines angeströmten, beheizten Quaders nach Heinzelmann [20] untersucht. Das

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Berechnungssetup ist in Bild 8 dargestellt. In Bild 8 ist überdies ein Ausschnitt eines feinen Volumennetzes dargestellt.

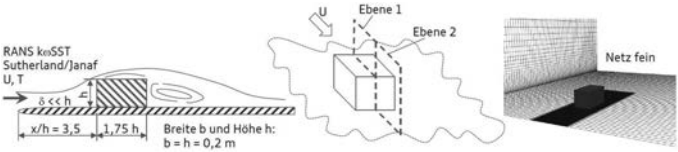


Bild 8: Berechnungssetup mit Randbedingungen und beispielhafter Abbildung des feinen Volumennetzes. In der Mitte sind die Auswerteebenen schematisch dargestellt. Der Quader ist von innen beheizt. Die Grenzschicht vor dem Quader ist deutlich kleiner als die Quaderhöhe.

In Bild 9 sind die Berechnungsergebnisse den experimentellen Ergebnissen sowie den Berechnungsergebnissen aus Heinzelmann [20] gegenübergestellt. In dieser Arbeit wurden die Turbulenzmodelle k-ε und k-ω-SST untersucht. Der Übersichtlichkeit wegen sind in dieser Arbeit nur die Ergebnisse aus dem k-ω-SST-Modell dargestellt, da im Vergleich zum k-ε-Modell das k-ω-SST-Modell die besseren Ergebnisse liefert. Die in dieser Arbeit mit dem groben Netz ermittelten Ergebnisse entsprechen in etwa den bei Heinzelmann [20] ermittelten Simulationsergebnissen, wohingegen die in dieser Arbeit mit dem feinen Netz ermittelten Ergebnisse gut mit den experimentellen Ergebnissen übereinstimmen. Auf der Quaderoberseite wird die Luft in derselben Größenordnung und mit denselben Temperaturgradienten erwärmt. Im Nachlauf (Ebene 2) ist die Temperaturschleppe und die Vermischungstemperatur in der Simulation sehr ähnlich zum Experiment.

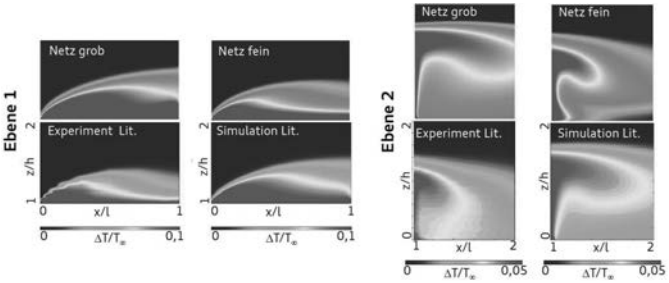


Bild 9: Temperaturverteilung in einer Ebene über dem Quader (Ebene 1) und einer Ebene nach dem Quader (Ebene 2), siehe auch Bild 8. Die Abbildungen „Netz grob“ und „Netz fein“ stammen aus dieser Arbeit, die Abbildungen „Experiment Lit.“ und „Simulation Lit.“ stammen aus Heinzelmann [20].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Wärmeübertragermodell in CFD

In realen Fahrzeugwärmeübertragern ist eine inhomogene kühlmittelseitige Temperaturverteilung über das Wärmeübertragernetz festzustellen. Die inhomogene kühlmittelseitige Temperaturverteilung beeinflusst die luftseitige Temperaturverteilung, so dass die Abbildung der inhomogenen kühlmittelseitigen Temperaturverteilung in der CFD-Simulation gewünscht und auch erforderlich ist, um möglichst physikalisch valide Ergebnisse auf der Luftseite berechnen zu können.

Hierfür wurde in OpenFOAM® ein Wärmeübertragermodell nach einem NTU-Ansatz (Number of Transfer Units) integriert. Hierbei werden zwei Volumennetze übereinandergelegt. Das erste Volumennetz dient der Berechnung der Luftseite. Das zweite Volumennetz dient der Berechnung der Kühlmittelseite, wobei eine integrale Berechnung der Kühlmittelseite erfolgt und beispielsweise die Geometrien einzelner Rohre eines Wärmeübertragers nicht geometrisch abgebildet werden. Die beiden Volumennetze kommunizieren hinsichtlich der zu übertragenden Wärmeströme miteinander, wobei die Wärmeströme mit der NTU-Methode berechnet werden. Hierbei werden gezielt für jede einzelne Zelle, luft- wie kühlmittelseitig, die Wärmeströme in Abhängigkeit von den luft- und kühlmittelseitigen Temperaturen und von den luft- und kühlmittelseitigen Geschwindigkeiten in jeder Volumenzelle berechnet. Die für die Ermittlung der Wärmeströme erforderlichen Wärmeübertragercharakteristiken sind in einer NTU-Tabelle hinterlegt. Die NTU-Tabelle ist experimentell zu ermitteln. Die der NTU-Tabelle zugrundeliegenden Gleichungen werden nachfolgend erläutert:

Aus der Energieerhaltung

$$\dot{Q} = \dot{m}\, c_p\, \Delta T = k\, A\, \Delta\vartheta$$

wird der NTU-Wert definiert als das Verhältnis von Temperaturdifferenzen bzw. Wärmeströmen:

$$NTU = \frac{\Delta T}{\Delta\vartheta} = \frac{k\, A}{\dot{m}\ c_p}$$

Der Wärmeübergang in den einzelnen Zellen des Wärmeübertragers wird berechnet:

$$\dot{q}_i = NTU_{Zelle} c_p\, \dot{m}_{Zelle} \left(T_{Zelle_{Kühlmittel}} - T_{Zelle_{Luft}}\right)$$

Da ein NTU-Wert nicht für eine einzelne Zelle eines Wärmeübertragers experimentell ermittelbar ist, wird der NTU-Wert global für den gesamten Wärmeübertrager ermittelt und in der Simulation zellvolumenbezogen gewichtet, so dass sich folgende Formel für den Wärmeübergang ergibt:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$\dot{q}_i = NTU \frac{V_{Zelle}}{V_{Global}} c_p \dot{m}_{Zelle} \left(T_{Zelle_{Kühlmittel}} - T_{Zelle_{Luft}}\right)$$

Aus der Messung kann die Effektivität ermittelt werden:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{c_{p_{Kühlmittel}} \dot{m}_{Kühlmittel} \left(T_{ein_{Kühlmittel}} - T_{aus_{Kühlmittel}}\right)}{\left(c_p \dot{m}\right)_{min} \left(T_{ein_{Kühlmittel}} - T_{ein_{Luft}}\right)}$$

Aus der Effektivität kann wiederum der NTU-Wert bestimmt werden. Für einen Kreuzstrom-wärmeübertrager gilt:

$$\varepsilon = 1 - exp\left(-\frac{1}{C_r} NTU^{0,22} \left(1 - exp(-C_r NTU^{0,78})\right)\right)$$ mit

$$C_r = \frac{\left(c_p \dot{m}\right)_{min}}{\left(c_p \dot{m}\right)_{max}}$$

Bild 10 zeigt schematisch den Aufbau eines Wärmeübertragerprüfstandes, in welchem NTU-Werte ermittelt werden können. Die im Prüfstand ermittelten Betriebspunkte wurden mit der CFD nachsimuliert. Die Ergebnisse sind in Bild 11 dargestellt. Unter Berücksichtigung der Messfehler liefert die Simulation dieselbe Kennlinie des Wärmeübertragers wie auf dem Prüfstand. Das NTU-Modell ist somit für die Abbildung der Wärmeübertragercharakteristik geeignet.

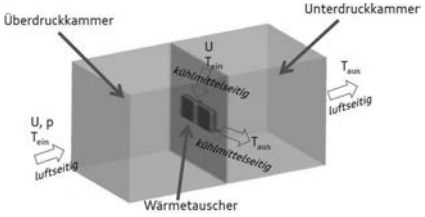


Bild 10: Schematische Darstellung eines Wärmeübertragerprüfstandes. In einem solchen Prüfstand werden die NTU-Werte ermittelt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

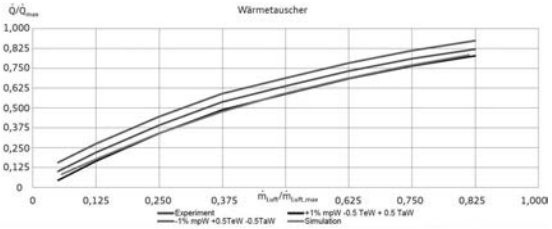


Bild 11: Vergleich von Simulation und Experiment eines Betriebspunktes eines Wärmeübertragers im Wärmeübertragerprüfstand nach Bild 10. Die Simulationsergebnisse liegen innerhalb des Fehlerbandes der experimentell ermittelten Werte, wobei ein Messfehler von +/-0,5 K und +/- 1% Kühlmittelmassenstrom angenommen wird.

6. Validierung der CFD-Ergebnisse anhand eines Fahrzeuges mit vereinfachter Motorraumgeometrie

Zur Validierung einer Gesamtfahrzeugsimulation wurde ein Fahrzeug mit einer im Bereich des Hauptwasserkühlers vereinfachten Motorraumgeometrie ausgewählt, siehe Bild 12. Als Wärmeübertrager wurde lediglich der Hauptwasserkühler untersucht, die anderen im Fahrzeug verbauten Wärmeübertrager wurden nicht simuliert. Bei diesem Fahrzeug ist der Hauptwasserkühler mittig im Bereich des Fahrzeugbugs angeordnet. Es existiert eine Kühlluftführung vom Einlass am Bug des Fahrzeugs bis zum Auslass am Unterboden des Fahrzeugs. Zwischen Einlass und Auslass ist der Hauptwasserkühler angeordnet. Der Hauptwasserkühler weist einen Kühlmitteleinlass auf, welcher in einen Wasserkasten mündet. Der Wasserkasten speist Kühlmittel in zwei Wärmeübertragermatrizen, welche beidseitig am Wasserkasten angeflanscht sind, siehe Bild 12. Die beiden Wärmeübertragermatrizen werden in Form eines I-Flow-Wärmeübertragers vom Kühlmittel durchströmt. Jede Wärmeübertragermatrix weist je einen Kühlmittelauslass auf. Ein Lüfter existiert nicht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

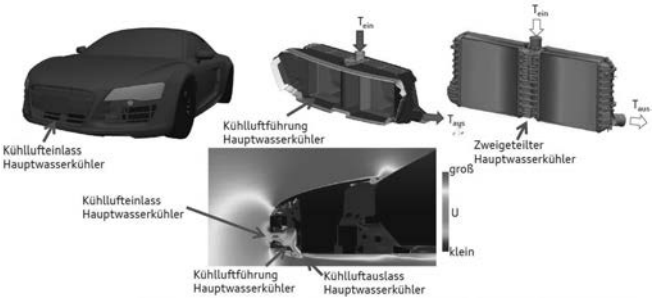


Bild 12: Darstellung des untersuchten Fahrzeugs:
Oben links: Darstellung des Fahrzeugs
Oben Mitte: Darstellung der Kühlluftführung
Oben rechts: Darstellung des zweigeteilten Hauptwasserkühlers
Unten: Schematische Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit in einem y-Schnitt durch das Fahrzeug

In Bild 13 ist die Anordnung der Lufttemperatursensoren dargestellt. Es wurde ein Messgitter nach dem Hauptwasserkühler, insbesondere im Nachlauf einer der beiden Kühlermatrizen angeordnet.

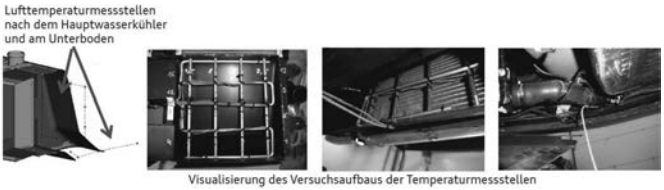


Bild 13: Darstellung der Position der Lufttemperatursensoren im Nachlauf des Wärmeübertragers

In Tabelle 1 sind die Messergebnisse den Simulationsergebnissen für die Kühlmitteleinund austrittstemperaturen sowie für die übertragenen Wärmeströme bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Die Simulationsergebnisse liegen innerhalb des Messfehlers für alle vier untersuchten Lastfälle. In Bild 14 sind die experimentell ermittelten Lufttemperaturen im Nachlauf des Wärmeübertragers mit den aus der Simulation berechneten Temperaturen für verschiedene Lastfälle gegenübergestellt. Die inhomogene Temperaturverteilung ist so-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wohl in der Simulation als auch im Experiment mit einer ordentlichen Übereinstimmung vorausgesagt.

Tabelle 1: Vergleich der Simulations- und Messergebnisse der Temperaturdeltas des Kühlmittels zwischen Ein- und Austritt sowie der Wärmeströme vom Wärmeübertrager in die Luft

Betriebspunkte	ΔT Messung [K]	ΔT Simulation [K]	$\dot{Q}$ Messung [kW]	$\dot{Q}$ Messung [kW]
50 km/h	2,3	2,2	9,4	9,3
100 km/h	4,0	3,9	20,4	20,0
150 km/h	5,2	4,5	31,2	26,9
200 km/h	4,9	4,5	39,8	36,1

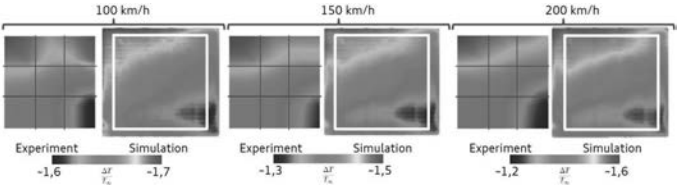


Bild 14: Lufttemperaturen im Nachlauf des Hauptwasserkühlers für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten, siehe auch Bild 13. Das Messgitter mit 16 Messstellen ist angedeutet, ebenso wie der weiß dargestellte Messrahmen.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Zur Untersuchung der Volumenvernetzungsstrategie eines Gesamtfahrzeuges wurden verschiedene einfache Testfälle in Hinblick auf Wärmeübertragungsprobleme analysiert. Ein Netz mit y+-Werten von etwa 5, welches typischerweise in Gesamtfahrzeugsimulationen auftreten kann, liefert ordentliche Ergebnisse bezüglich der Wärmeübertragung. Als Turbulenzmodell wurde das k-ω-SST-Modell ausgewählt. Die freie Konvektion kann simulationsseitig gut abgebildet werden. Es wurde ein Wärmeübertragermodell nach der NTU-Methode in OpenFOAM® implementiert und ausgiebig validiert. Der Wärmeeintrag vom Wärmeübertrager in die Luft kann mit dem Wärmeübertragermodell realitätsnah simuliert werden. Die Validierung einer Gesamtfahrzeugsimulation wurde bei einem Fahrzeug mit einer im Bereich des Hauptwasserkühlers vereinfachten Motorraumgeometrie durchgeführt. Zwischen CFD-Simulation und Experiment gab es maximal 0,7 K Temperaturunterschied der Ein- und Austrittstemperaturdifferenz des Hauptwasserkühlers. Damit liegen die Simulationsergebnisse innerhalb des Messfehlers.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In weiteren Arbeiten sollte die Gesamtfahrzeugsimulation an Fahrzeugen mit komplexer Motorraumgeometrie validiert werden. Unter Umständen sind Anpassungen am NTU-Modell für Wärmeübertrager nach dem U-Flow-Prinzip und für Wärmeübertrager mit Phasenübergängen, beispielsweise Kondensatoren, vorzunehmen. Außerdem ist eine Validierung einer Gesamtfahrzeugsimulation mit der Abbildung heißer Bauteile, eventuell unter Berücksichtigung von Wärmestrahlung zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

[1] M. Ashmawey et al., A Numerical Evaluation of the Thermal Effects of the New V6 Engine on the Underhood Environment of the 1993 Opel Vectra, SAE Technical Paper 930295, 1993

[2] E. Jehle, Strömungsstrukturerkennung auf der Basis von numerischen 3D Navier-Stokes-Simulationen zur Einbindung in den Fahrzeugentwicklungsprozess, Dissertation Universität Karlsruhe, 2001

[3] D. Bäder, Aerodynamische Optimierung der Kühlluftdurchströmung von Kraftfahrzeugen, Dissertation Technische Universität München, 2012

[4] M. Meywerk, *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik,* Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag, 2007

[5] T. Schütz, Hrsg. *Hucho – Aerodynamik des Automobils,* Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

[6] K. Chen et al., Numerical Investigation of Buoyancy-Driven Flow in a Simplified Underhood with Open Enclosure, SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst. 6, 2013

[7] B. Minowski et al., Numerical Investigation of Natural Convection in a Simplified Engine Bay, SAE Technical Paper 2016-01-1683, 2016

[8] X. Song et al., Underhood Air Duct Design to Improve A/C System Performance by Minimizing Hot Air Recirculation, SAE Technical Paper 2006-01-0726, 2001

[9] T. Klopfer, Strömungssimulation der Motorraumdurchströmung eines PKW im Standfall, Masterarbeit Universität Stuttgart, 2016

[10] Neale et al., CFD calculation of convective heat transfer coefficients and validation, Part 2: Turbulent Flow, Annex 41, Kyoto, 2006

[11] Lienhard et al., *A Heat Transfer Textbook,* Cambridge, Phlogiston Press, 2008

[12] Ercoftac, Two-Dimensional Flow and Heat Transfer over a Smooth Wall with Square Sectioned Ribs

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[13] T. M. Liou et al., Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall, Int. J. Heat Mass Transfer, 36, 507-517, 1993

[14] L. E. Drain et al., *Two-component velocity measurement of turbulent flow in a ribbed-wall flow channel,* Int. Conf. on Laser Anemometry – Advances and Applications, Mancheser, 1985

[15] H. Iacovides et al., *Computation of flow and heat transfer in 2-D rib-roughed passages,* Proc. 2nd Int. Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer, Delt, 1997

[16] Ercoftac, Turbulent Convection in an Enclosed Tall Cavity

[17] I. H. Bokhari, Turbulent Natural Convection in a Tall Cavity, PhD Thesis, UMIST, 1996

[18] P. L. Betts et al., *Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity,* Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 21, pp 675-683, 2000

[19] 5th ERCOFTAC/IAHR workshop on refined flow modelling, Electricité de France, Chatou, France, Proc. 1996

[20] B. Heinzelmann, Interaktion zwischen Aerodynamik und thermischer Absicherung bei modernen Nutzfahrzeugkonzepten, Dissertation Technische Universität München, 2013

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

An enhanced CFD approach to simulate brake fluid temperature rise during mountain descent and soaking phase

Dr.-Ing. **Saim Yigit**, **Marcel Streitenberger** M.Sc.,
Dipl.-Ing.(FH) **Karl-Michael Hahn**,
Dipl.-Math.(FH) **Samuel David Lago Places**,
Dr.-Ing. **Janko Wuchatsch**,
Adam Opel AG, GM Europe Vehicle CAE, Rüsselsheim

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit stellen wir einen erweiterten CFD-Ansatz vor, um die Bremsflüssigkeitstemperaturen während der Bergabfahrt und anschließender Standphase zu simulieren. Das gesamte zeitabhängige thermische Problem wird gleichzeitig, sowohl für das Strömungs- als auch das Festkörpergebiet, innerhalb desselben Strömungslösers, FLUENT, berechnet. Es wird ein vollständiger impliziter Lösungsansatz zweiter Ordnung, unter Berücksichtigung von Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung, verwendet. Aufgrund der starken Kopplung (monolithisch) ist es möglich, den Temperaturanstieg sehr genau zu berechnen und Strömungen der freien Konvektion, wie sie während der Standphase auftreten, simulieren zu können. Der vorgeschlagene Ansatz eröffnet die Möglichkeit, kostspielige Fahrzeugversuche während der frühen Entwicklungsphase einzusparen.

Die Validierung erfolgt anhand aufwendiger Messungen an einem Kleinwagen, während der Großglockner-Bergabfahrt und anschließender Standphase. Das Fahrzeug ist an der Vorderachse mit einer innenbelüfteten 14-Zoll-Scheibenbremse und einer 9-Zoll-Trommelbremse an der Hinterachse ausgestattet. Gewählt wurden gewöhnliche Stahlfelgen in Kombination mit Radabdeckungen, um einen möglichst kritischen Lastfall (geringe Felgendurchströmung) zu erzwingen. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation baut auf einer soliden Versuchsbasis auf, bestehend aus 32 Thermoelementen, welche auf die einzelnen Bremsenkomponenten verteilt sind. Die Sensoren befinden sich auf der Bremsscheibe, dem Sattel, dem Belag, innerhalb der Trommel und in der Bremsflüssigkeit. Die Bergabfahrt sowie die anschließende Standphase wurden fünfmal wiederholt, um Messungenauigkeiten und Ausreißer statistisch erfassen zu können.

Wir präsentieren Vergleiche zwischen Messung und Simulation des Temperaturanstiegs der Bremsflüssigkeit und weiterer Sensorwerte, während der Bergabfahrt und anschließender

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Standphase. Die Vielzahl an Thermoelementen ermöglicht eine Beschreibung der Temperaturverteilung im Trommelinneren und an der Scheibenbremse. Der vorgestellte Lösungsansatz wird mit der Strategie der Einweg-Kopplung verglichen, bei der die Wärmeübergangskoeffizienten auf ein zeitabhängiges Strukturmodell zur Festkörperwärmeleitung als Randbedingung übertragen werden. Hierdurch sollen die Vor- und Nachteile des neu entwickelten Verfahrens veranschaulicht werden.

Abstract

In the present paper we introduce an enhanced CFD approach to simulate brake fluid temperature rise during mountain descent and a subsequent soaking phase. The fluid and solid domain is solved simultaneously within one single flow solver, FLUENT, for the complete transient thermal problem. We employ a fully implicit second order solution procedure including convection, conduction and radiation. The strong coupling (monolithic) allows to simulate brake fluid temperature rise within a high degree of accuracy and also enables to cope with buoyancy driven flows occurring during vehicle halt (soaking phase). Therefore the proposed simulation method may help to reduce expensive vehicle tests in the early stage of development cycle.

For validation purpose, we performed extensive measurements on a small car during Großglockner downhill slope and following soaking phase. The vehicle included 14” vented front disc brakes and 9” rear drum brakes. We have chosen ordinary steel rims with wheel covers enforcing a critical load case scenario. To obtain a firm foundation for comparison between measurements and simulations, 32 thermocouples have been integrated into the brake corner components. These sensors are located on the disc, caliper, pad, within the drum and in the brake fluid reservoir itself. In order to overcome issues regarding measurement deviations and outliers, we repeated the mountain descent drive and the soaking phase five times.

We present comparisons between measurement and simulation results for the brake fluid temperature rise and further thermocouple values during mountain descent and following vehicle halt. The variety of sensor data allows us to explain the temperature distribution within the drum brake. The introduced approach is contrasted with the familiar one-way coupling where the computed heat transfer coefficients are mapped as boundary conditions onto a transient thermal solver. In that regard, the advantages and drawbacks of the developed solution procedure are illustrated.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

An eine Bremsanlage werden verschiedene Anforderungen gestellt. Dazu zählen unter anderem eine lange Belagslebensdauer, kurze Bremswege, geringe Wärmeentwicklung, Reduzierung von Quietsch- und Vibrationsgeräuschen, Vorbeugung von Radlagerschäden sowie Vermeidung von Bremskraftverlust (Brake-fading). In dieser Arbeit wollen wir das Hauptaugenmerk auf den Bereich der Wärmeentwicklung legen, insbesondere auf die Bremsflüssigkeitstemperaturen. Ein Überschreiten der Siedetemperatur ist unter allen Umständen zu vermeiden, da in diesem kompressiblen Zustand Bremskraftverlust, bis hin zum Totalausfall der Bremswirkung, auftreten kann. Je nach Typ der Flüssigkeit und Wassergehalt befindet sich der Siedepunkt bei ca. 100°C-200°C, danach tritt Verdampfung ein. Nach einem lang andauernden Bremsmanöver entstehen häufig hohe Wärmespitzen, die noch zusätzlich durch anschließenden Fahrzeughalt verstärkt werden, wie auch im Fall der Bergabfahrt mit Standphase.

Um möglichst früh im Entwicklungsprozess eine eventuelle Überhitzung der Bremsanlage zu erkennen, und daraus entsprechende Gegenmaßnahmen (z.B. Kühlkanäle, Dimensionierung) einzuleiten, existieren eine Reihe von Berechnungsverfahren. Während zahlreiche Veröffentlichungen über die Simulation der Bremsscheibentemperaturen existieren, finden sich in der Literatur nur wenige Arbeiten über die Temperaturberechnung der Bremsflüssigkeit. In [2] werden gemittelte Wärmeübergänge aus Messungen herangezogen und auf ein zeitabhängiges Wärmeleitungs-Mehrkörpermodell übertragen. Für die Standphase hat man auf die gängigen Gleichungen für freie Konvektion zurückgegriffen. [1] verwendet ein 3-dimensionales CFD Modell für die Berechnung der Scheibentemperatur und ein weiteres für die Bremsflüssigkeitsbestimmung. Auch [3] benutzt eine Einweg-Kopplung, unter Einbeziehung des CFD-Tools FLUENT zur Ermittlung der Wärmeübergänge und des FEM-Lösers ABAQUS zur Berechnung der Flüssigkeitstemperatur. Die Scheibentemperaturen stammen aus der Software CarSim und BrakePro.

Im Gegensatz zu den bisher genannten Ansätzen, verwenden wir in dieser Arbeit eine starke Kopplung und lösen das gesamte zeitabhängige thermische Problem in einem einzigen 3-dimensionalen CFD-Code simultan. Somit entfällt die Bestimmung der Wärmeübergangsverteilung an der Bauteiloberfläche und deren Übergabe an ein weiteres CAE-Tool.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Beschreibung des Lastfalls und Messaufbaus

Zu Validierungszwecken beschränken wir uns in dieser Arbeit ausschließlich auf die Bergabfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit von ca. 22km/h. Mit einem Kleinwagen wird die Großglockner Hochalpenstraße ca. 40 Minuten lang abgefahren, wobei im ausgekuppelten Zustand die Fahrgeschwindigkeit durch kontinuierliches Bremsen konstant gehalten wird. Dabei werden an allen Sensoren die Temperaturen, und zusätzlich die Beschleunigungen und die Bremsleitungsdrücke, aufgezeichnet. Bild 1 zeigt die Positionen der Thermoelemente. (01) und (02) befinden sich auf der Bremsscheibe, (03) und (04) an der Innenseite des Bremssatelträgers bzw. des Bremssattels (wo die erwärmte Luft aus den Kühlkanälen der Bremsscheibe nach außen geblasen wird), (05) und (06) im Belag und in der Druckplatte, (07) und (08) an der Sattelaußenseite (direkt an der Wand und 5mm von der Wand entfernt). Die Bremsflüssigkeitstemperatur wird am Entlüftungsventil (09) bzw. (16) abgegriffen. Zwei Thermoelemente befinden sich auf der Trommel (11) bzw. (12) (Reibfläche) und eines auf dem Bremsträger (10). Die Lufttemperatur innerhalb der Trommel wird bei (15) aufgezeichnet. Die Sensoren (13) und (14) liefern noch zwei weitere innenliegende Bauteiltemperaturen (Bremszylinder und Bremsbacke, in Nähe des Kolbens).

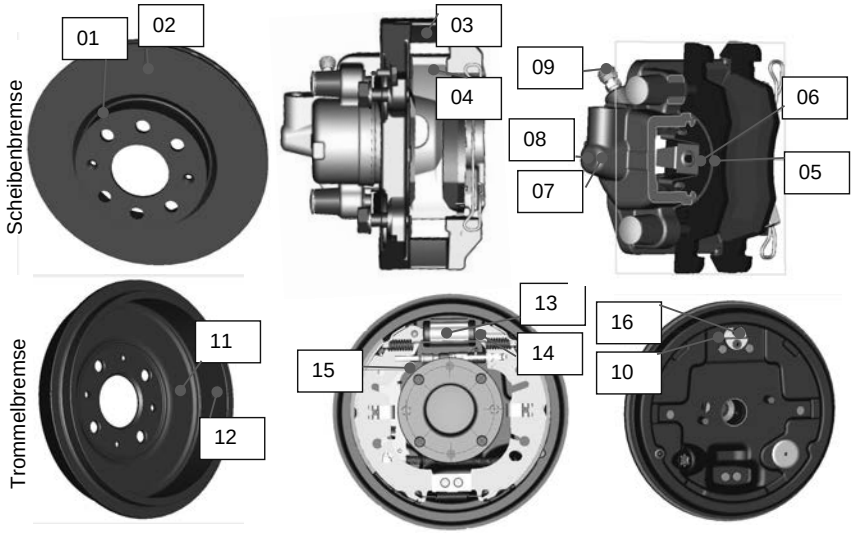


Bild 1: Messstellen der Thermoelemente, 16 pro Seite und zusätzlich eines für die Umgebungstemperatur

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Am Gipfel lassen wir die Bauteile soweit abkühlen, sodaß sich die Ausgangstemperaturen der einzelnen Wiederholungen in etwa angleichen. Während der Abfahrt ist kein Gang eingelegt. Die Aufwärmphase besteht ausschließlich durch kontinuierliches Abbremsen. Am Ziel angekommen, beginnt die Haltephase, in der das Fahrzeug ungebremst, jedoch gesichert, auf ebener Fahrbahn geparkt wird. Leitbleche neben den Rädern sollen störende Seitenwinde abschirmen. Die Maximaltemperatur der Bremsflüssigkeit wird während dieser Standphase ermittelt und darf die geforderten Flüssigkeitskriterien nicht überschreiten.

3. Numerischer Ansatz

Wir stellen in der vorliegenden Arbeit einen monolithischen CFD-Ansatz, mit starker Kopplung, zur Berechnung der Bremsflüssigkeitstemperatur vor. Im Gegensatz zu der weitverbreiteten Einweg-Kopplung, bei der die Wärmeübergangskoeffizienten zunächst durch eine reine Strömungssimulation ermittelt und anschießend auf einen Strukturlöser als Randbedingung übertragen werden, berechnen wir das vollständige zeitabhängige thermische Problem innerhalb desselben CFD-Codes, FLUENT. Generell verwenden wir eine räumliche und zeitliche Diskretisierung von zweiter Ordnung. Das Finite-Volumen-Gesamtfahrzeugmodell besteht aus 57 Millionen Hex-Core-Zellen, [4]. Als Turbulenzmodell wählen wir das Realizable-k-ε mit Enhanced Wall Treatment [4], [5]. Die Strahlung bilden wir mittels Discrete-Ordinates-Modell (DO) ab, [5]. Zur Lösung der inkompressiblen Strömung kommt ein klassisches Druck-Korrektur-Verfahren zum Einsatz.

Die starke Kopplung wird nicht auf das Gesamtfahrzeug angewendet, sondern auf die Teilmodelle, die jeweils einen Bereich um die vier Räder herum beinhalten, siehe Bild 2. Die Randbedingungen für diese vier Submodelle werden in einer vorgelagerten Komplettfahrzeugsimulation ermittelt. Bild 3 veranschaulicht das Flussdiagramm des Lösungsprozesses. Im ersten Schritt wird eine stationäre Strömungssimulation des Vollfahrzeugmodells durchgeführt (ohne Energiegleichung und Strahlung), um die Strömungsgrößen an den Submodellgrenzen zu bestimmen. Diese dienen dann als Einlass-Randbedingung für Berechnungen der Teilmodelle. In einem zweiten Schritt berechnen wir, ebenfalls stationär, die Anfangsbedingungen für die anschließende Bergabfahrt. Dabei schalten wir die starke Kopplung bereits ein, sodaß ab jetzt immer beide Gebiete (d.h. Strömung und Festkörper) simultan gelöst werden. Während der Aufheizphase bleibt das Strömungsfeld eingefroren, da es sich in dem vorliegenden Fall, aufgrund der konstanten Abfahrtsgeschwindigkeit, um eine quasi-stationäre Strömung handelt. Damit müssen nur die Temperatur sowie die Strahlung zeitabhängig gelöst werden. Der Energieeintrag erfolgt über eine Wärmequelle, entsprechend Gleichung (1), an den Reibflächen zwischen Belag und Bremsscheibe bzw. Trommel.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die am Ende dieser Simulation ermittelten Temperaturverteilungen dienen als Anfangsbedingung für die sich anschließende Standphase. Zur Berechnung der freien Konvektion greifen wir auf das inkompressible ideale Gasgesetz zurück, [4], unter Berücksichtigung des Gravitationsvektors, und lösen alle Größen zeitabhängig. An dieser Stelle wird ersichtlich, dass hier eine starke Kopplung gegenüber einer Einfachen zu bevorzugen ist, da die Temperaturen das Strömungsfeld beeinflussen und umgekehrt.

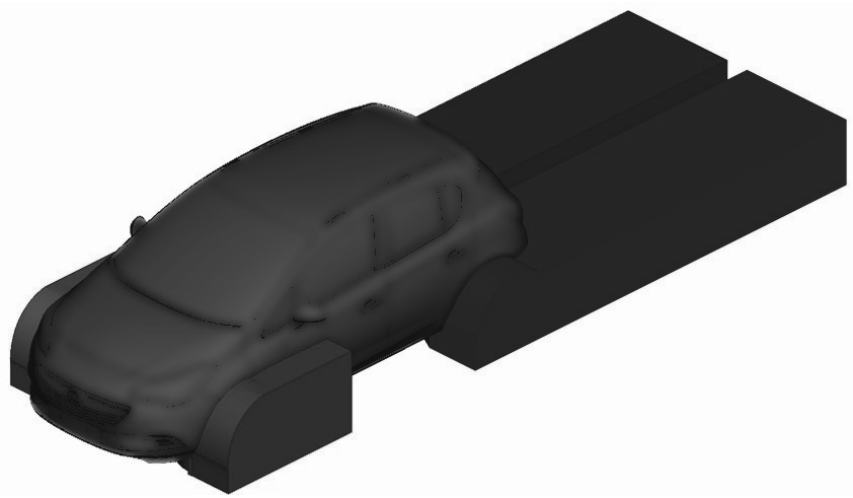


Bild 2: Gesamtfahrzeugmodell mit den vier Teilmodellen, der gekoppelte Ansatz wird ausschließlich in den Submodellen angewendet

Generell zeichnen wir auch in der Simulation sämtliche Temperaturen, äquivalent zur Messung, entsprechend Bild 1, auf.

Bild 4 zeigt einen Schnitt des Volumengitters der 14“-Scheibenbremse durch die Bremssattelmitte und die Vorderachse. Es wurden, mittels 4.1 Millionen Tetraeder-Zellen, sowohl alle relevanten Festkörperbauteile als auch alle Strömungsgebiete vernetzt. Die Rotation der Kühlkanäle sowie die Felgendrehung werden über einen MRF-Ansatz, folglich [5], abgebildet. Die wesentlichen Materialparameter, wie z.B. der Bremsscheibe und des Belags, sind temperaturabhängig definiert. Sämtliche gekoppelten Oberflächengitter, d.h. Wände, an denen beiderseits Strömungs- und Festkörpergebiete angrenzen, werden so stark verfeinert (bis zu 0.5mm), daß dort keine Wandfunktionen mehr erforderlich sind und die komplette viskose Unterschicht mittels Enhanced-Walltreatment auflösbar wird.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

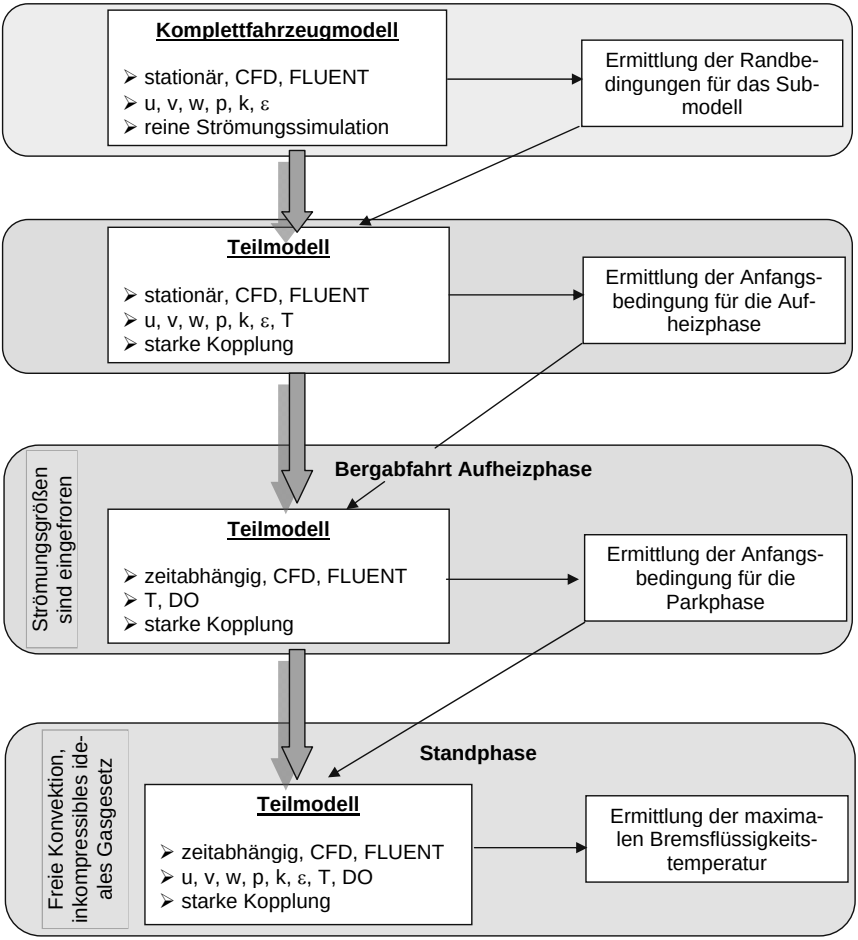


Bild 3: Flussdiagramm des neuen Lösungsansatzes mit starker Kopplung

Bild 5 veranschaulicht das Volumengitter der 9"-Trommelbremse, bestehend aus 8.9 Millionen Tetraeder-Zellen. Der 90°-Schnitt verläuft zunächst vertikal durch die Hinterachse und schneidet dann horizontal, mittig, den Kolben bzw. den Bremszylinder mit dem Bremsflüssigkeitsreservoir. Anhand dieser Abbildung ist ein weiterer Vorteil der vorgestellten Kopplungsstrategie gegenüber der herkömmlichen Einweg-Kopplung leicht ersichtlich. Mit dem Wärmeeintrag, der zwischen den Reibflächen und somit innerhalb der Trommel erfolgt, verläuft

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

der Wärmepfad ausgehend von den Reibflächen über die Trommelinnenluft, durch die Trommel- bzw. Bremsträgerwand bis hin zu der Außenströmung, welche die Trommelbremse umgibt. Während des Aufheizvorgangs erwärmen sich nicht nur die Bauteile an sich, sondern auch die Trommelinnenluft. Diese stellt im Fall der Einweg-Kopplung die Umgebungsluft (T_∞ siehe auch Gleichung (8)) des Wärmeübergangskoeffizienten dar und ist damit keine Konstante mehr. Das Konzept der Verwendung von Wärmeübergangskoeffizienten als Randbedingung stößt hier an seine Grenzen. Bei einem monolithischen Ansatz hingegen tritt dieses Problem nicht auf.

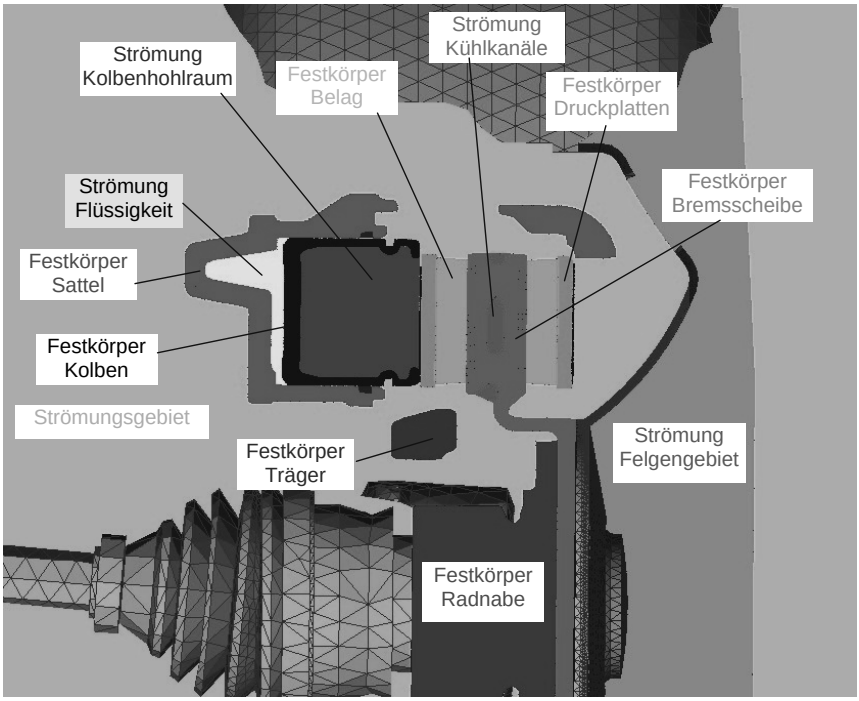


Bild 4: Schnitt durch das CFD-Volumengitter, Mitte Bremssattel – Mitte Vorderachse

Das absolute Konvergenzkriterium, siehe [4], wird auf 10^{-4} festgesetzt. Die Zeitschrittweite während der Bergabfahrt beträgt 0.2 Sekunden. Im Fall der Standphase beginnen wir mit einer extrem kleinen Zeitschrittweite, die wir sukzessive vergrößern, bis hin zu einer Sekunde, nachdem sich die freie Konvektionsströmung stabilisiert hat. Der vorgestellte

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ansatz erfordert eine hohe Netzqualität vor allem an den Kopplungsflächen und in den Festkörpergebieten. Wird diese nicht eingehalten, können Konvergenzprobleme auftreten. Unter Berücksichtigung dieser Vernetzungsvorgaben und den passend gewählten Unterrelaxationsfaktoren, zeigt der vorliegende Ansatz jedoch ein stabiles Konvergenzverhalten, sowohl während der Bergabfahrt als auch der Standphase bei sämtlichen Simulationsvarianten.

Die Bremsleistung wird als Eingangsparameter in Form einer Wärmequelle abgebildet, deren Wert sich wie folgt berechnet:

$$W_{ges} = \left(F_H - F_{Luft} - F_{Roll} - F_{\mathrm{Re}st}\right) \cdot v \quad \text{:Gesamte Bremsleistung} \tag{1}$$

$$F_H = \sin(\alpha) \cdot m \cdot g \quad \text{:Hangabtriebskraft} \tag{2}$$

$$F_{Luft} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_W \cdot A \quad \text{:Luftwiederstand} \tag{3}$$

$$F_{Roll} = \cos(\alpha) \cdot m \cdot g \cdot \mu_{Roll} \quad \text{:Rollwiederstand} \tag{4}$$

$$F_{\mathrm{Re}st} \quad \text{:Restreibung, z.B. Bremswirkung durch Kurvenfahrt, Lagerreibung} \tag{5}$$

$$W_{vorne} = W_{ges} \cdot \eta \quad \text{:Bremsleistung vorne} \tag{6}$$

$$W_{h\,\mathrm{int}\,en} = W_{ges} \cdot (1 - \eta) \quad \text{:Bremsleistung hinten} \tag{7}$$

Von der Hangabtriebskraft subtrahieren wir den Luftwiederstand bei 22km/h und den Rollwiederstand mit einem Standardwert μ_{Roll}. Die Restreibung (u.a. Bremswirkung bei extremer Kurvenfahrt, Lagerreibung, Unsicherheit im Rollwiederstand) setzen wir zunächst auf Null. In zukünftigen Untersuchungen wollen wir, zur genaueren Bestimmung der Bremsleistung, ein virtuelles Fahrzeugdynamik-Modell heranziehen.

Die Aufteilung der Bremsleistung auf die Vorder- und Hinterachse erfolgt über den Wert η. Er läßt sich über die installierte Bremskraftverteilung bestimmen, indem die geometrischen Verhältnisse der Bremsanlage sowie die Haltedrücke (erforderlicher Druck bis zum Anliegen des Belags) berücksichtigt werden. Wie wir noch später sehen werden, zeigen die beiden Bremsleitungen (diagonale Aufteilung) unterschiedliche Druckniveaus auf. Die daraus resultierende Bremsleistungsdifferenz wurden, über die gemessenen Drücke in Kombination mit den geometrischen Verhältnissen der Bremsanlage, in den Wärmequellen der Simulationsrandbedingung berücksichtigt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

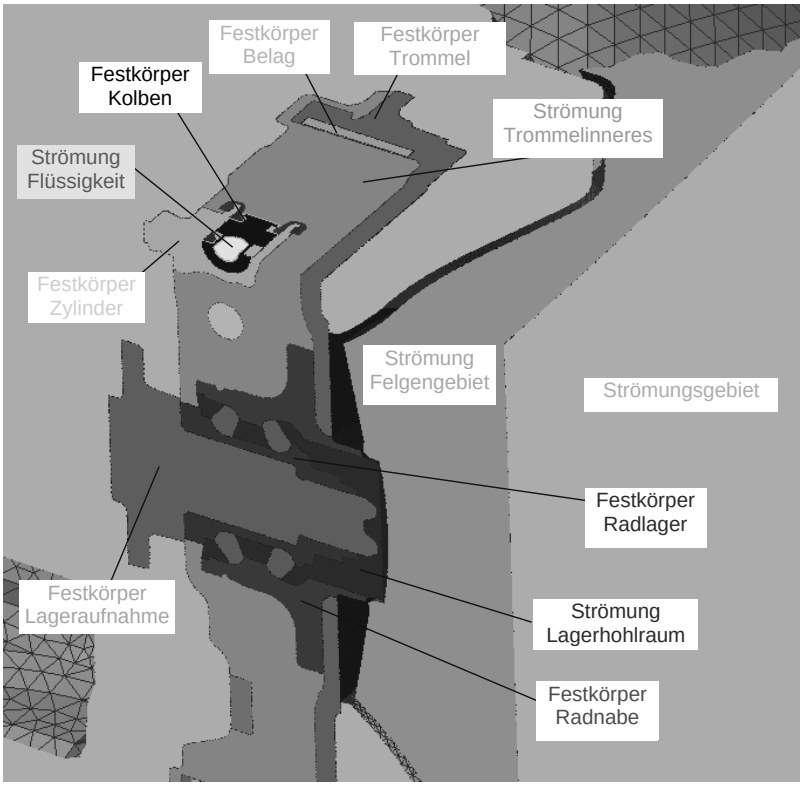


Bild 5: 90°-Schnitt durch das CFD-Volumengitter, X-konstant durch Hinterachse, Z-konstant durch Kolbenmitte

4. Messergebnisse

Bild 6 zeigt die Bremsflüssigkeitstemperaturen für alle vier Räder und fünf Wiederholungsmessungen. Die Abfahrt dauert ca. 2500 Sekunden, danach beginnt die Haltephase, in der die Temperaturen noch einmal verstärkt ansteigen. Die Werte der Scheibe sind wesentlich höher als die der Trommel. Weiterhin ist eindeutig ein Unterschied zwischen den beiden Fahrzeugseiten zu erkennen. Der Grund hierfür konnte, nach einer intensiven Untersuchung, dem Druckunterschied in den beiden diagonal verlaufenden Bremsleitungen zugeschrieben werden. Der Druck „vorne rechts – hinten links“ (blau) ist ca. 1 Bar größer als der der Leitung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

„vorne links – hinten rechts“ (grün), siehe Bild 7.

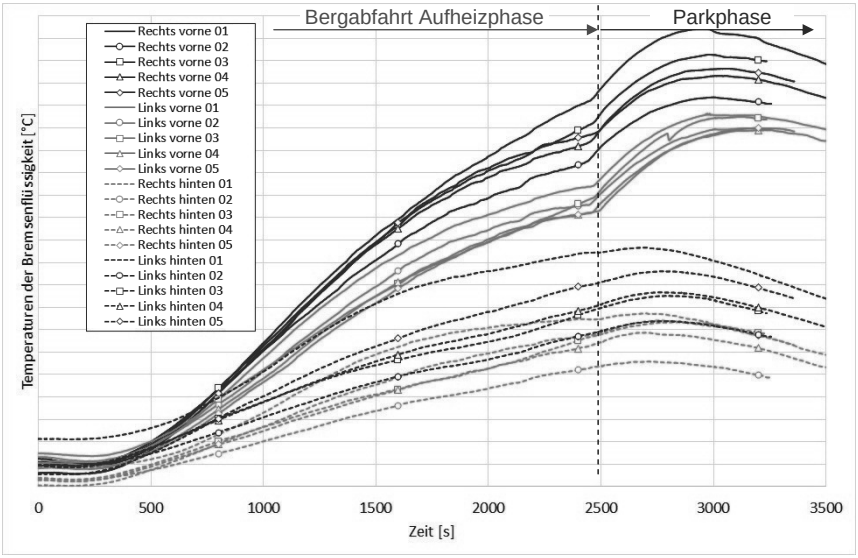


Bild 6: Gemessene Temperaturen der Bremsflüssigkeit für alle vier Räder und jeweils fünf Wiederholungen

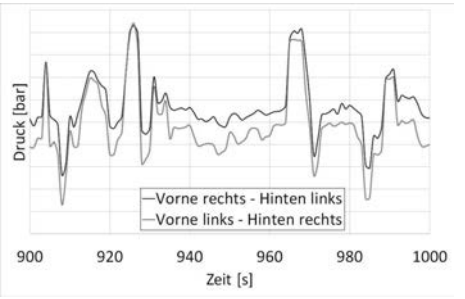


Bild 7: Gemessener Bremsleitungsdruck der zweiten Abfahrt, ausschnittsweise zwischen 900 und 1000 Sekunden

Während der Standphase erhitzen sich die Temperaturen der Vorderachse stärker als die der Hinterachse. Für alle folgenden Auswertungen werden die Kurvenverläufe der ersten Abfahrt nicht berücksichtigt, da die Bremsbeläge hierbei noch nicht eingefahren waren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Bild 8 sind sämtliche Sensorwerte der Vorderbremse über der Zeit dargestellt. Die Aufheizung während der Bergabfahrt erfolgt bis ca. 2500 Sekunden, danach beginnt die Haltephase, in der sämtliche Bauteile, mit Ausnahme der Bremsflüssigkeit und der Sattelaußenwand, abkühlen. Das Thermoelement (08), angebracht in 5mm Abstand zum Bremssattel, zeigt in der Standphase einen Temperaturanstieg mit starkem schwankendem Charakter. Hieran ist gut der komplexe Strömungszustand während der freien Konvektion zu erkennen. Die Bremsscheibe (01) weist die größten Temperaturen auf, gefolgt von dem Belag (05), dem Scheibentopf (02) und der Druckplatte (06). Die darauffolgenden vier Kurven lassen deutlich erkennen, daß am Bremssattel sowohl Wärmeeintrag als auch Wärmeabfuhr erfolgt. Die Innenseiten des Bremssattels (04) bzw. Sattelträgers (03), die von der stark erhitzten Kühlkanalluft angeblasen werden, zeigen eine wesentlich höhere Temperatur, als die der Bremsflüssigkeit (09). Im Gegensatz hierzu, liegt die Temperatur der Sattelaußenwand (07) unter der der Flüssigkeit. Wie wir noch später sehen werden (siehe Bild 16), herrscht an den einzelnen Bremsenkomponenten ein räumlicher Zustand von Wärmeeintrag sowie Wärmeabfuhr, der sich über der Zeit verändert.

Im Vergleich zur Scheibenbremse zeigt die Trommelbremse wesentlich geringere Temperaturen, siehe Bild 9. Es sind drei Bereiche mit jeweils ähnlichen Temperaturen auszumachen:

1. Sämtliche an dem Bremsträger (10) anliegenden Teile und der Bremsträger selbst besitzen eine nahezu identische, relativ niedrige, Temperatur.
2. Eine weitere, moderate, Temperaturregion zeigt die Trommelinnenluft (15), die ähnliche Werte aufweist, wie die der Bremsbacke (14) in Nähe des Kolbens. Es ist davon auszugehen, daß alle Komponenten, die vollständig von der Innenluft umströmt werden, eine annähernd gleiche Temperatur besitzen.
3. Der letzte, hohe, Temperaturbereich verteilt sich auf die Trommel an sich, wobei die Region der Reibfläche (12) die höchsten Werte zeigt. Zur Trommelmitte hin (11) nimmt die Temperatur ab.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

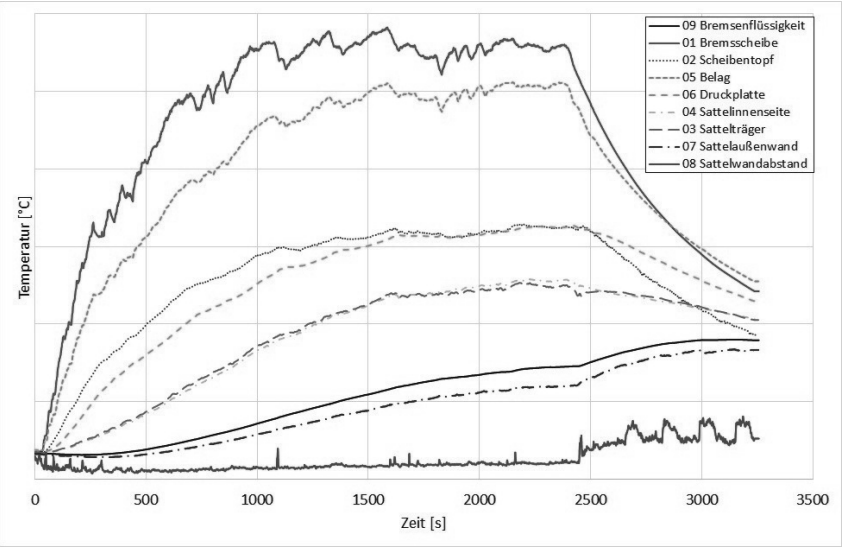


Bild 8: Alle neun Messstellen der linken Scheibenbremse während der zweiten Bergabfahrt und Standphase

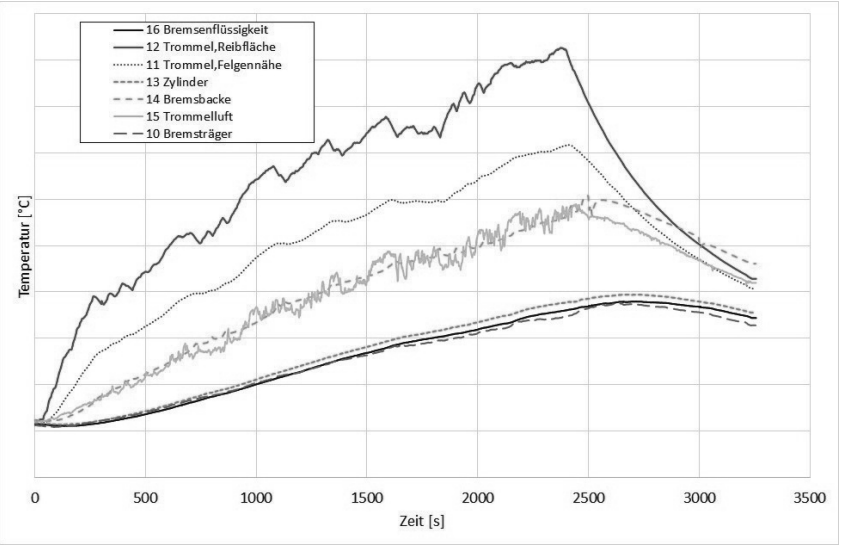


Bild 9: Alle sieben Messstellen der rechten Trommelbremse während der zweiten Bergabfahrt und Standphase

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Vergleich zwischen Messung und Simulation

Bild 10 veranschaulicht den Vergleich der Bremsflüssigkeitstemperaturen zwischen Messung und Simulation. Die Messkurven zeigen den Mittelwert der Abfahrten 2-5, die erste Abfahrt wird standardmäßig nicht zur Auswertung herangezogen, da der Belag bis dahin noch nicht eingefahren ist. Man sieht eine gute qualitative Übereinstimmung, sowohl bei der Bergfahrt als auch der Standphase. Zudem konnte der Unterschied zwischen der rechten und linken Seite gut abgebildet werden. Da alle simulierten Temperaturen der vier Bremsen zu hohe Werte aufweisen, ist davon auszugehen, daß zu viel Energie dem System zugeführt wird, d.h. F_{Rest} aus Gleichung (1) ist wesentlich größer als Null. Die Gesamtbremsleistung $W_{Brems,gesamt}$ teilt sich somit auf die einzelnen Räder, $W_{Brems,vorne,links}$, $W_{Brems,vorne,rechts}$, $W_{Brems,hinten,links}$, $W_{Brems,hinten,rechts}$, auf.

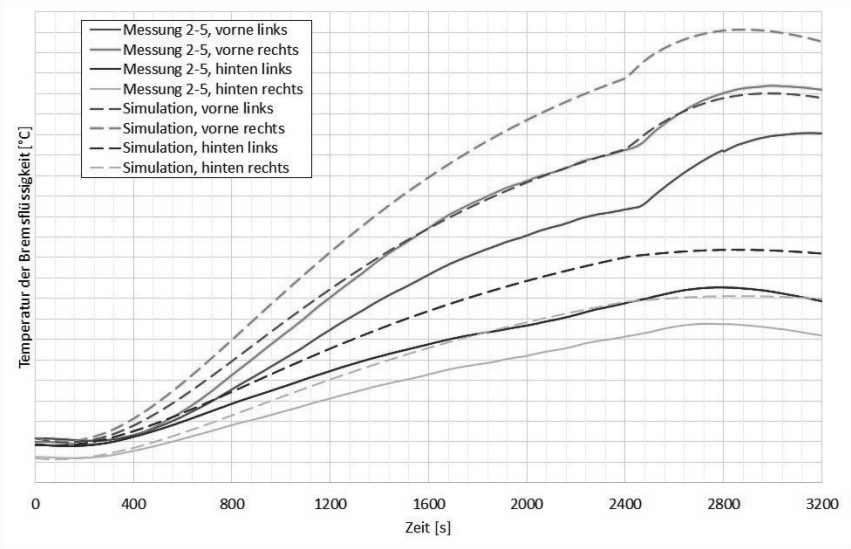


Bild 10: Vergleich der Bremsflüssigkeitstemperaturen zwischen Messung und Simulation (F_{Rest} =0, siehe Gleichung (1)).

In einem weiteren Schritt passen wir die Gesamtbremsleistung an, um die Kurven einander anzunähern, wobei wir η und das Verhältnis zwischen rechter und linker Seite, aufgrund der Leitungsdruckdifferenz, unverändert lassen. Bild 11 zeigt das daraus resultierende Ergebnis,

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wenn wir 17% von der Bremsleistung abziehen. Ob, dieser Wert bezüglich F_{Rest} realistisch ist, wird in weiteren Untersuchungen mittels virtuellen Fahrzeugdynamik-Modellen zu überprüfen sein. Die Bremsleistungsaufteilung ergibt sich damit zu: $W_{Brems,vorne,links-17\%}$, $W_{Brems,vorne,rechts-17\%}$, $W_{Brems,hinten,links-17\%}$ und $W_{Brems,hinten,rechts-17\%}$. Wir erkennen, daß die Verläufe sehr gut übereinstimmen und der nichtlineare Charakter durch unseren Simulationsansatz abbildbar ist. Auch die Kurven der Haltephase passen gut zusammen. Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, daß hier nur ein Parameter, die Gesamtbremsleistung, modifiziert wurde.

Bild 12 stellt die Temperaturverteilung der hinteren rechten Trommel zum Ende der Bergabfahrt dar. Die Simulation zeigt auch, wie schon die Messungen zuvor, siehe Bild 9, drei verschiedene Temperaturbereiche. Die an dem Bremsträger anliegenden Bauteile, wie z.B. der Zylinder, besitzen eine relativ niedrige Temperatur. Sie werden über den Bremsträger und die Außenströmung gekühlt. Die von der Innenluft vollständig umströmten Komponenten, sowie die Luft an sich, zeigen eine moderate Temperaturverteilung. Der dritte Bereich, die Bremstrommel, besitzt die größten Werte, wobei diese zur Achsmitte hin abfallen.

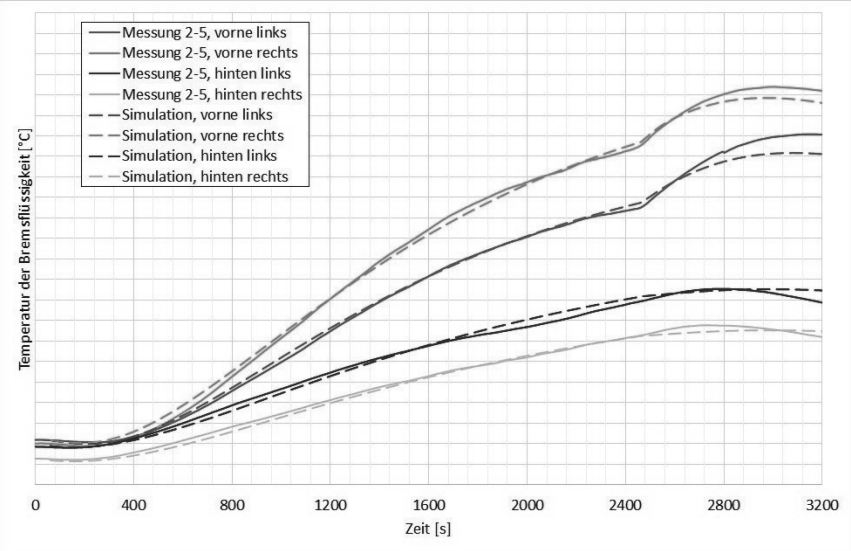


Bild 11: Vergleich der Bremsflüssigkeitstemperaturen zwischen Messung und Simulation, $W_{Brems,gesamt}$ -17% (ausschließlich Eingangsparameter Bremsleistung angepaßt).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

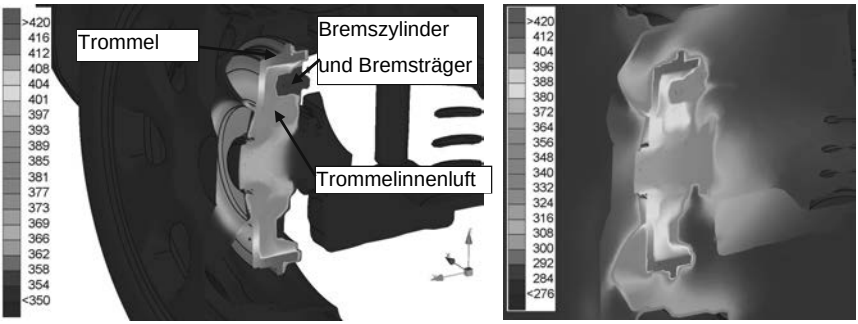


Bild 12: X-Schnittdarstellung der Temperaturverteilung [K] der hinteren rechten Trommel zum Ende der Bergabfahrt (links), modifizierte Farbskalierung und zusätzliche Temperaturverteilung der Umgebungsluft (rechts)

6. Weitere Simulationsergebnisse

Bild 13 beschreibt den zeitlichen Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten während der Standphase. In dem vorliegenden stark gekoppelten Ansatz ist der Wärmeübergangskoeffizient lediglich ein Ausgabeparameter und kein Eingabeparameter. Er ist laut Gleichung (8) in FLUENT, mit der Wandtemperatur T_{Wand} und dem Wärmestrom q_{Punkt} definiert. T_∞ ist eine konstante und wurde zur Aufzeichnung der beiden Diagramme auf 15°C festgelegt.

Zu Beginn der Standphase ist die Bremsscheibe stark aufgeheizt, das zu einer erhöhten Konvektion bzw. einem erhöhten Wärmeübergang führt. Im Laufe der Zeit kühlt die Bremsscheibe herunter und der Wärmeübergang fällt ab. Der Bremssattel hingegen, weist zunächst einen moderaten Anstieg auf, mit einem Maximum bei ca. 3600 Sekunden, und fällt dann geringfügig wieder ab.

Die von der Außenluft umströmte Bremstrommelfläche zeigt einen nahezu linearen, leicht abfallenden Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten. Die Trommel kühlt wesentlich langsamer als die Scheibe ab.

$$h(t) = \frac{\dot{q}(t)}{T_{Wand}(t) - T_\infty} \quad \text{:Wämeübergangskoeffizient} \tag{8}$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

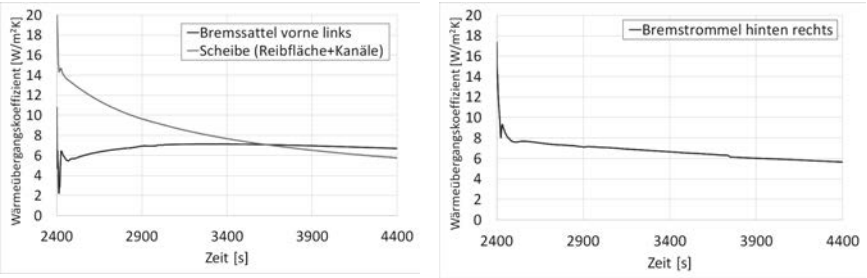


Bild 13: Zeitlicher Verlauf des flächengemittelten Wärmeübergangskoeffizienten für den Bremssattel, die Bremsscheibe (links) und die Bremstrommel (rechts)

In den Bildern 14 und 15 sind die Y^+-Verteilungen dargestellt. Großflächige Gebiete weisen Werte zwischen 0 und 2 auf. An scharfen Kanten steigt Y^+ bis auf 5 an.

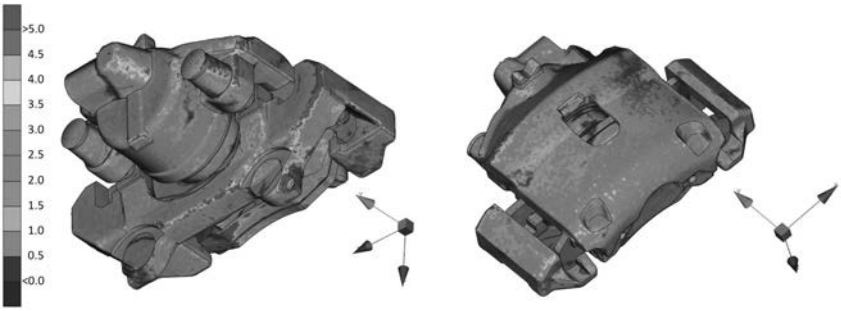


Bild 14: Y^+-Verteilung am Bremssattel, vorne links, während der Bergabfahrt

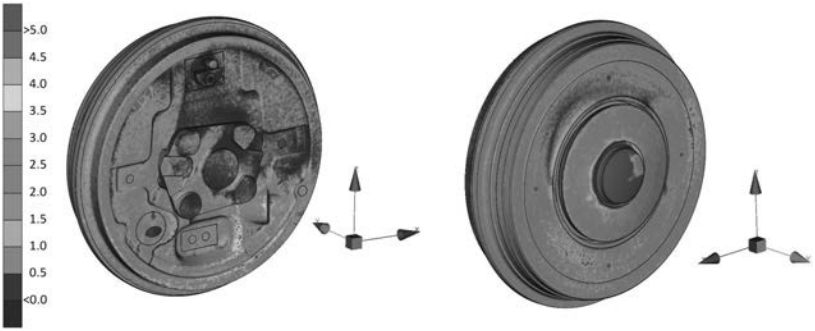


Bild 15: Y^+-Verteilung an der Bremstrommel, hinten rechts, während der Bergabfahrt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 16 verdeutlicht den Wärmefluss aus der Luft in den Festkörper (blau) sowie aus dem Festkörper heraus (rot) zum Ende der Bergabfahrt, vorne links. Zur Übersichtlichkeit, wurde die Farbskalierung so gewählt, daß lediglich das Vorzeichen zu erkennen ist, nicht die Quantität. An der Innenseite des Bremssattels, wo die durch die Kühlkanäle strömende erwärmte Luft nach außen gelblasen wird, herrscht Wärmeeintrag in den Bremssattel. Auf der gegenüberliegenden Bremssattelseite, sowie dem größten Teil des Achsträgers und des Satelträgers wird Wärme an die Umgebungsströmung abgeführt. Einige Stellen des Achsträgers, die zur Bremsscheibe hin gerichtet sind, weisen auch einen Wärmeeintrag auf. Es ist leicht nachzuvollziehen, daß sich die Verteilung des Wärmeeintrags bzw. der Abfuhr, über der Zeit hinweg ändert, da die Festkörper sich unterschiedlich stark aufheizen und auch die Umgebungsluft zusätzlich ihre Temperatur ändert.

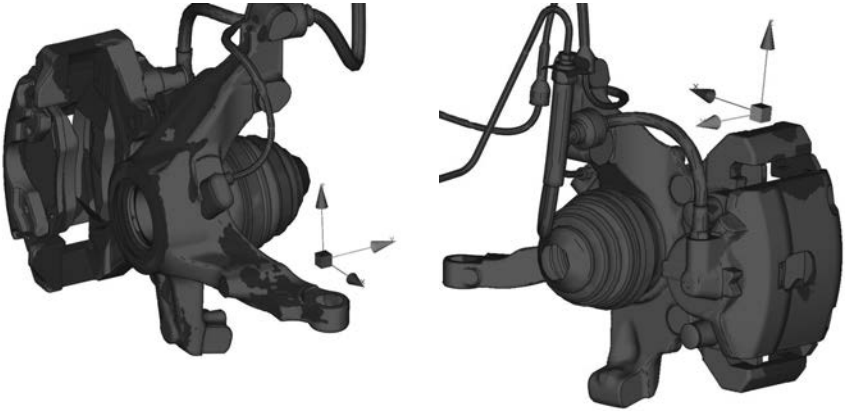


Bild 16: Wärmefluss in und aus den Festkörpern, vorne links zum Ende der Bergabfahrt (blau = Wärmeeintrag, rot = Wärmeabfuhr)

Tabelle 1 veranschaulicht zusammenfassend die Vor- und Nachteile des vorgestellten monolithischen CFD-Ansatzes. Die Einträge bezüglich der Einweg-Kopplung stammen aus unseren Erfahrungswerten und werden, der Übersichtlichkeit wegen, nur in tabellarischer Form kompakt wiedergegeben.

Die Nachteile bestehen in einer verlängerten Simulationszeit und einem erhöhten Modellierungsaufwand, wobei der eingetragene Wert die Erstmodellierung repräsentiert. Dem gegenüber stehen die Vorteile in einer zunehmenden Berechnungsgenauigkeit und der Mög-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

lichkeit, Konfigurationen wie z.B. freie Konvektion und Bremstrommelaufheizung simulieren zu können.

Tabelle 1: Vergleich zwischen dem vorgestellten Ansatz mit starker Kopplung und standardmäßiger Einweg-Kopplung

	Einweg-Kopplung	Starke Kopplung
Genauigkeit	nur A zu B Vergleich	auch absolute Vorhersagen möglich
Simulationsdauer pro Teilmodell	15-30 Minuten	2-3 Tage
Zusätzlicher Modellierungsaufwand, ausgehend von der Einweg-Kopplung	--	ca. 5 Tage
Randbedingung für den Wärmeeintrag	Temperatur am Belag	Wärmequelle an der Reibfläche
Interaktion zwischen verschiedenen, durch Luft getrennte, Bauteilen	nein	ja
Simulation freier Konvektion während der Haltephase	kaum möglich	ja
Berücksichtigung der zeitlichen Änderung des Wärmeübergangs	nein	ja
Simulation von Trommelbremsen	kaum möglich	ja

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit stellt einen erweiterten CFD-Ansatz vor, bei dem durch eine starke Kopplung das Strömungs- und Strukturgebiet simultan, innerhalb desselben Lösers (FLUENT) berechnet werden. Dabei werden keine Wärmeübergangszahlen als Eingangsparameter mehr benötigt. Diese können lediglich als Ausgabegrößen optional aufgezeichnet werden. Der Ansatz berücksichtigt zeitabhängig Wärmeleitung, Konvektion sowie Wärmestrahlung und ist von zweiter Ordnung in Raum und Zeit.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Als Validierungsfall dienen Messungen an einem Kleinwagen während der Bergabfahrt und anschließender Standphase. Aufgezeichnet wurden die Temperaturen an 9 Sensoren der 14“- Bremsscheibe bzw. an 7 Sensoren der 9“-Trommelbremse.
Die erhöhte Temperatur der Bremsflüssigkeit von „vorne rechts – hinten links“ im Vergleich zu „vorne links – hinten rechts“ ist auf die gemessene Druckdifferenz der Bremsleitungen von ca. 1 Bar zurückzuführen und konnte auch in der Simulation reproduziert werden. Grundsätzlich stimmen die simulierten Bremsflüssigkeitstemperaturen qualitativ gut mit den Messwerten, sowohl für die Bergabfahrt als auch für die Standphase, überein, liegen jedoch geringfügig darüber. Durch Reduzierung der Gesamtbremsleistung um 17% (Anpassung nur eines Parameters), konnte eine sehr gute Übereinstimmung erzielt werden. Ob dieser Wert an zu viel Bremsleistung realistisch ist, soll in zukünftigen Untersuchungen, mittels virtuellem Fahrzeugdynamik-Modell, überprüft werden. Sowohl die Messung als auch die Simulation weisen drei unterschiedliche Temperaturbereiche der Bremstrommel auf: eine kühlere Region des Bremsträgers und der an ihm befestigten Bauteile, ein moderateres Temperaturgebiet der Trommelinnenluft und letztlich die stark erwärmte Trommel an sich.
Der Vorteil des vorgestellten monolithischen Ansatzes gegenüber der klassischen Einweg-Kopplung besteht u.a. in der Berechnung freier Konvektion während der Standphase, der Berechnung von Trommelbremsen, und der Berücksichtigung der Interaktion zwischen Bauteilen, die durch Luft voneinander getrennt sind.

Literaturverzeichnis

[1] Kim, M., Ahn, B., Lee, J., and Jung, Y.: Numerical Investigation of Thermal Behavior in Brake Assembly During the ALPINE Braking Mode. SAE Technical Paper 2007-01-1021, 2007.
[2] Lee, K.: Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise During Braking and Heat Soaking. SAE Technical Paper, 1999-01-0483, 1999
[3] Shi, T., Nisonger, R.: Multi-Disciplinary Analyses for Brake Fluid Temperature Evaluation. SAE Technical Paper 2013-01-0635, 2013
[4] ANSYS FLUENT User's Guide, Release 17.0, Jan. 2016
[5] ANSYS FLUENT Theory Guide, Release 17.0, Nov. 2016
[6] TGrid 5.0 User's Guide, April 2008

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Validierung von Simulationsmodellen mit Hilfe optischer Messtechnik

Anwendungsgebiete der optischen Messtechnik in der Fahrzeugtechnik

Prof. Dr.-Ing. **Martin Müller**,
Dipl.-Ing. (FH) **Igor Sokrut** M.Sc., **Sascha Koldzie** B.Eng.,
Philipp Wongorski B.Eng., **Florian Seidel** B.Eng.
Ostfalia, Hochschule für angewandte Wissenschaften,
Institut für Fahrzeugbau Wolfsburg

Kurzfassung

Optische Messsysteme gewinnen in Ihrer Anwendung immer mehr an Bedeutung. Vor allem der Einsatz von dynamischen 3D-Deformationsmessungen bietet in der Automobilindustrie noch viele unerschöpfte Potentiale, die neue Erkenntnisse über das Bauteilverhalten bringen können. Die optischen Messsysteme beherbergen eine Vielzahl weiterer Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten, die auf den ersten Blick nicht offensichtlich sind. Das Institut für Fahrzeugbau Wolfsburg besitzt eine Vielzahl an optischen Systemen, mit denen von der statischen 3D-Koordinatenbestimmung (Photogrammetrie) über das Verfolgen dynamischer, punktueller Bewegungsabläufe sowie flächiger Deformationen bis hin zum Reverse Engineering durch Oberflächenscans Messaufgaben gelöst werden. Insbesondere die Kombination der unterschiedlichen Messsysteme eröffnet neue Anwendungsmöglichkeiten, die sowohl als Messaufgabe wie auch zur Validierung der Simulationsmodelle genutzt werden können. Es werden anhand der vielschichtigen Beispiele die neuen Anwendungsmöglichkeiten der optischen Messtechnik gezeigt, die neue Denkanstöße für die Anwendung dieser Messsysteme geben sollen. Ein Beispiel ist die Visualisierung verdeckter Bauteilbewegungen während eines dynamischen Lastfalls wie sie beim Tür-, Haubenzuschlag oder beim Einsitzen in Fahrzeugsitze auftreten können. Ermöglicht werden Messungen sowohl von flächigen Bauteildurchdringungen als auch von punktuellen Abstandsmessungen, die sich aufgrund ihres 3D Charakters ideal für den Abgleich von Simulationen und Versuchen einsetzen lassen. Weitere interessante Anwendungsgebiete sind die dynamische Verformungsanalyse von Bauteilen unter Klima oder die Messung von Wärmeausdehnungskoeffizienten an Baugruppen, was in der Karosserieentwicklung aufgrund des Multi Material Designs eine zunehmende Bedeutung bekommt. Eine eigens entwickelte Vorgehensweise ermöglicht eine punktuelle oder flächige Deformationsmessung während des gesamten Ablaufs der thermischen Belastung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und bietet gegenüber der heutigen Vorgehensweise bei der die Klimakammer bei ausgewählten Zuständen betreten werden muss erhebliche Vorteile.

Abstract

Measurements with optical systems get more and more common in automotive engineering. Especially dynamic 3D measurements of deformation promise high potential to get a better understanding about the behavior of parts influenced by temperature and forces. The Institute of Automotive Engineering Wolfsburg has a variety of optical measurement systems which can be used for static measurements like photogrammetry, dynamic loads to track single points as well as flat deformations and measurements called reverse engineering. In particular the combination of the different measurement systems gives the opportunity for new applications like validation of simulation models. Innovative uses in optical measurements could give an inspiration for additional ideas of application. Visualization of the covered (invisible) motions of parts while dynamic loads occur by slamming closures is one of the new developed applications. Therefore measuring the penetration of parts or the gap between them is possible even though they are invisible for optical systems. As the measurements include 3D-coordinates they are suitable for comparison of experimental data and simulations.

A very innovative method of measurement is the deformation analysis while dynamic loads and temperature simultaneously affect the parts, because bodies in white influenced by lightweight design are more and more a design of multi materials. In this case knowledge about deformation effected by different heat transfer coefficients is very important.

1. Einleitung

Die optische Messtechnik gewinnt in der Automobilindustrie zunehmend an Bedeutung. Aufgrund der sich weiter entwickelnden Technologien hinsichtlich Bildqualität, Aufnahmegeschwindigkeit und Übertragungsraten der Kameras sowie intelligenter Algorithmen zur Bildauswertung bilden die optischen Messsysteme eine echte Konkurrenz gegenüber etablierten Systemen wie beispielsweise die taktile Koordinatenmessung. Sie haben ihren Vorteil in der geringen Messzeit und der berührungslosen Abtastung, die für viele Messaufbauten unabdingbar ist, um das Verhalten des Systems nicht zu beeinflussen. Dennoch ist zu beobachten, dass die Anwendungsgebiete für die optische Messtechnik bei weitem nicht ausgeschöpft sind. Dies liegt unter anderem daran, dass deren Anwendungsmöglichkeiten nicht immer offensichtlich sind, und sie sich erst im zweiten Schritt aus einer Fragestellung ergeben, in der die Messtechnik eine untergeordnete Rolle spielt. Nicht selten werden von einem

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hersteller verschiedene Systeme für unterschiedliche Messaufgaben angeboten. Dabei eröffnet schon die Kombination dieser Systeme, sofern sie untereinander kompatibel sind, neue Möglichkeiten. Natürlich haben diese Systeme auch ihre Schwächen, vor allen Dingen, wenn aus dem primären Messsignal, der räumlichen Bewegung, weitere Größen abgeleitet werden, wie die Geschwindigkeit und die Beschleunigung. In einem Beispiel wird daher gezeigt, wie dennoch verwertbare Messgrößen gewonnen werden können.

Deformationsanalysen werden sehr häufig bei Raumtemperatur durchgeführt oder der Temperatureinfluss durch Zustandsvergleiche statisch bestimmt. Hier wird gezeigt, wie sich das dynamische Bauteilverhalten bei unterschiedlichen Klimazuständen messen lässt, was deutlich mehr Informationen über das strukturmechanische Verhalten unter Klima wiedergibt.

Optische Messsysteme sind gut geeignet für die Validierung von Simulationsmodellen, insbesondere wenn es um einen Flächenvergleich geht, wie sie beispielsweise in der Deformationsanalyse erforderlich ist.

Klassische Anwendungsfälle der optischen Messtechnik sind die statischen und dynamischen 3D-Koordinatenmessungen (Bild 1). In erster Linie werden Raumkoordinaten gemessen, die je nach Anwendungsfall als Funktion der Zeit aufgenommen werden. Dabei können sowohl einzelne Punkte, sogenannte uncodierte Marken als auch ganze Flächen in Ihrer Lage bestimmt werden.

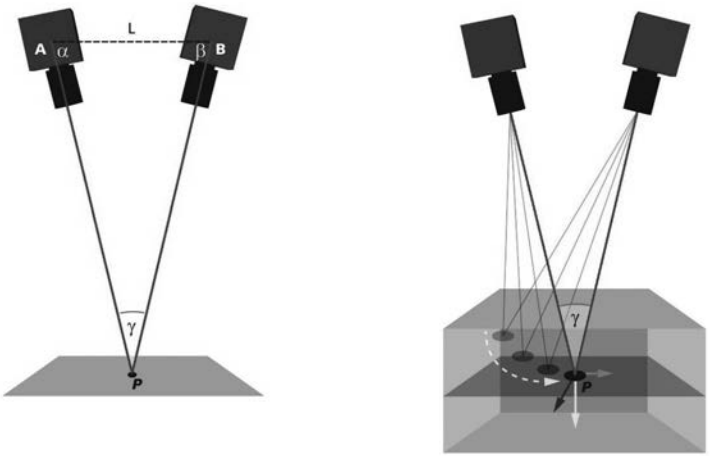


Bild 1: Messprinzip der 3D-Koordinaten für Position (statisch) und Bewegung (dynamisch)

Statische Verformungsanalysen erzeugen ein Vektorfelder durch Vergleich von zwei Zuständen, die die Positionsänderung widerspiegeln. Daraus lassen sich Abstandsmessungen so-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wie Punktpositionsanalysen ableiten. Eine sehr häufige Anwendung der statischen Messungen in der Fahrzeugtechnik ist die Photogrammetrie, bei der die Bauteilverformungen, insbesondere der von Kunststoffbauteilen, durch Klimaeinfluss gemessen werden. Weitere typische Anwendungen sind die Messung von Bauteilverformungen unter Last, beispielsweise die Verformung der Tür bei Aufbringen einer quasistatischen Last (Bild 2).

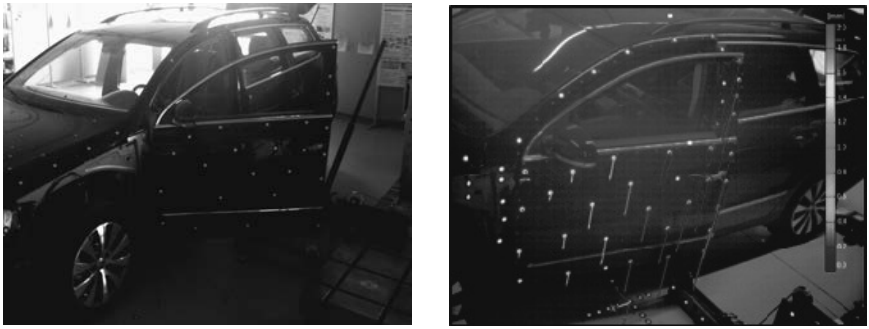


Bild 2: Beispiel einer quasistatischen Verformungsanalyse, Türdurchhang

2. Visualisierung verdeckter Bauteilbewegungen

Die dynamische Messung von sichtbaren Bauteilbewegungen ist in der optischen Messtechnik ein Standard, der sich etabliert hat. Allerdings ist in manchen Fällen auch die Kinematik von Bauteilen von Interesse, die von einem optischen System aufgrund der Abdeckung nicht erfasst werden kann. Hierbei ist zu unterscheiden, ob nur repräsentative Punkte eines Bauteils oder das ganze Bauteil erfasst werden sollen. In der Regel werden über uncodierte Marken lediglich diese Punkte zeitabhängig verfolgt. Die Kinematik des Bauteils ist dann nicht bekannt, da lediglich die Trajektoren der Punkte, nicht das ganze Bauteil aufgenommen werden.

Beim Türzuschlagsversuch ist von Interesse, wie weit die Gummidichtungen komprimiert und durchdrungen werden bzw. welcher minimale Abstand sich zwischen Rohbau Tür und Rohbau Karosserie ergibt. Diese Aussage ist wichtig, damit Kollisionen der Rohbauteile vermieden werden können. Mit der klassischen optischen Messtechnik ist diese Frage nicht zu beantworten. Allerdings können durch eine geschickte Kombination verschiedener optischer Messsysteme auch die nicht-sichtbaren Bereiche untersucht werden. Dazu müssen in einem ersten Schritt die für die Betrachtung relevanten Bauteilbereiche mittels Reverse Engineering erfasst werden. In einem zweiten Schritt werden die einzelnen Komponenten in ein zentrales Koordinatensystem überführt, wozu ein optisches Messsystem für statische Anwendungen wie die Photogrammetrie erforderlich ist. Im letzten Schritt wird der Türzuschlagsversuch von

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einem dynamischen Messsystem erfasst. Durch die vorhergehenden Vorbereitungen können auch die Bauteile visualisiert werden, die nicht direkt im Sichtfeld des dynamischen Messsystems liegen. Damit lassen sich Bauteilüberschneidungen von beispielsweise Rohbautür und Gummidichtung zeitabhängig ermitteln (Bild 3). Ein direkter Vergleich mit den CAD-Daten ist dann möglich.

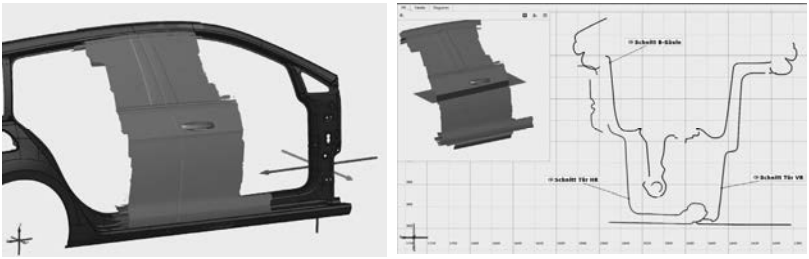


Bild 3: Analyse verdeckter Bauteilbewegungen am Beispiel einer Tür

Voraussetzung für diese Vorgehensweise ist, dass alle beteiligten Bauteilkomponenten als starre Körper angenommen werden. In den meisten Fällen kann diese Annahme getroffen werden.

3. Dynamische Verformungsanalyse unter Klima

Eine sehr interessante und zukunftsweisende Messmethode ist die dynamische Verformungsanalyse unter Klima. Dabei werden mechanische und thermische Belastungsfälle, die dynamisch auftreten, zeitgleich untersucht. Bisher wurde der Einfluss der Temperatur auf die Verformung eines Bauteils mit Hilfe der Photogrammetrie bestimmt. Allerdings ist die Photogrammetrie ein statisches Messsystem und kann lediglich zwei Zustände miteinander vergleichen. Wenn jedoch die dynamische Verformung unter Klima und mechanischer Last von Interesse ist, kann dies nicht durch die klassische Deformationsanalyse gelöst werden. Hierzu bedarf es einer anderen Methode.

Da die optischen Messsysteme temperatur- und feuchteempfindlich sind, muss deren Verwendung innerhalb der Klimakammer ausgeschlossen werden. Bei einem Temperaturbereich von -30°C bis 80°C und mehr kann die Messung nur von außerhalb durch die Fensterscheibe in die Kammer erfolgen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

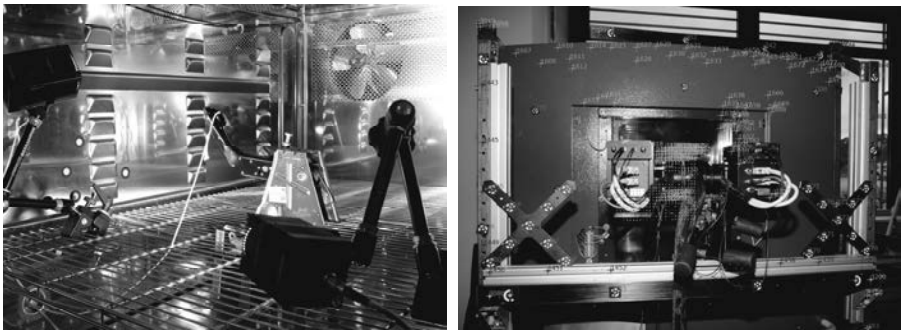


Bild 4: Dynamische Verformungsanalyse unter Klima, Beispiel Kupplungspedal

Ein entsprechender Versuchsaufbau zur Messung der dynamischen Deformation eines Kupplungspedals unter Klima ist in Bild 4 zu sehen. Hierzu wurden umfangreiche Untersuchungen hinsichtlich Genauigkeit und Umsetzbarkeit durchgeführt. Es müssen eine Vielzahl an Bedingungen erfüllt werden, um reproduzierbare, aussagefähige Ergebnisse zu erhalten. Besonderes Augenmerk benötigt die Kalibrierung in der Klimakammer und die stabile Positionierung der optischen Messeinheit an der Klimakammer. Darüber hinaus ist eine gute Ausleuchtung des Objektes erforderlich, ohne Reflexionen in der Scheibe zu haben, die sonst die Messung verfälschen. Bisherige Ergebnisse sind vielversprechend und werden derzeit durch umfangreiche Untersuchungen validiert.

4. Verbesserung der Validierungsgüte

Für strukturmechanische FEM-Berechnungen basieren die generierten Netze in der Regel auf den CAD-Daten der Bauteile. In den meisten Fällen ist das ausreichend, wenn die Abweichungen zwischen den CAD-Daten und den realen Bauteilen nicht zu groß sind. Allerdings gibt es Fälle, in denen leichte Abweichungen von den CAD-Daten große Abweichungen in den Simulationsergebnissen verursachen. Dies erschwert die Validierung der Simulationsmodelle, bzw. stellt die Modellannahmen zum Teil unberechtigterweise in Frage. Ein Beispiel hierfür ist die Berechnung des Verformungsverhaltens von Karosserieaußenflächen. Bei einer Belastung von gekrümmten Freiformflächen durch eine Querlast können Instabilitäten auftreten, die im Einzelfall sehr stark von der Geometrie und der Montagevorgeschichte abhängig sind. In Bild 5 ist der Versuchsaufbau für die optische wie taktile Messung der Verformung unter Querlast dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 5: Versuchsaufbau zur optischen und taktilen Messung von Flächenverformungen an PKW-Dächern

Eine reproduzierbare Vorhersage von Imperfektionen mit hoher Prognosegüte ist aber für eine solide Auslegung der Karosserieaußenflächen unumgänglich, zumal diese Flächen designabhängig sind. In einem Forschungsprojekt, das sich mit dem Leichtbau von Karosserieaußenflächen beschäftigt, sind die zum Teil eklatanten Abweichungen zwischen Berechnung und Versuch aufgetreten. Dabei hat die optische Messtechnik einen entscheidenden Hinweis auf die Abweichungen gegeben. In einem ersten Schritt wurden die Flächendaten mehrerer Karosserieaußenflächen aus der Serienproduktion durch optische Messsysteme ermittelt. Hier haben erste Vergleiche der IST-Geometrie mit den CAD-Daten erste Abweichungen gezeigt. Um deren Einfluss auf die Simulationsergebnisse bewerten zu können, wurden die gescannten Flächendaten mittels Reverse Engineering für eine Netzgenerierung mit anschließender Simulation aufbereitet. Die Berechnung fand nun nicht auf Basis der CAD-Daten sondern auf Basis der wahren Geometrie statt. Ein Vergleich der unterschiedlichen Simulationsansätze ist in Bild 6 zu sehen. Erst die Verwendung der mit Hilfe der optischen Messtechnik ermittelten Flächendaten der wahren Geometrie hat den Unterschied zwischen Simulation und Versuch deutlich reduziert und damit einen wichtigen Beitrag für die Verbesserung der Validierungsgüte geleistet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

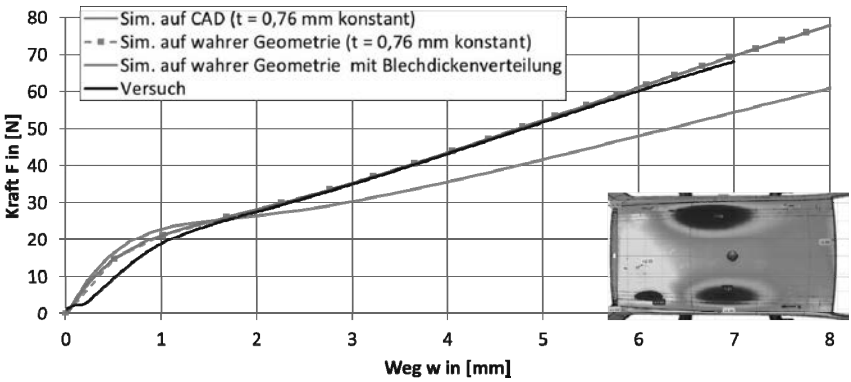


Bild 6: Vergleich der Verformung, Simulation und Versuch verschiedener Geometrien

5. Grenzen der optischen Messtechnik, Beispiel Kinematik

Typische Anwendungen der optischen Messtechnik liegen in der Bestimmung von Bewegungsabläufen von Türen und Klappen. Ein gängiger Versuch in der Fahrzeugtechnik ist der Tür-, Heck- oder Haubenzuschlag (Bild 7). Dabei ist häufig von Interesse, mit welcher Geschwindigkeit und Beschleunigung die Tür beim Zuschlag auftritt und ausschwingt, um beispielsweise die Energieaufnahme für Vergleichszwecke zu ermitteln. Da die optischen Messsysteme primär die Koordinaten eines Punktes zeitabhängig bestimmen und damit der Weg die Messgröße darstellt, werden die weiteren Größen wie Geschwindigkeit und Beschleunigung auf Basis des Weges durch Ableitung nach der Zeit berechnet. Problematisch hierbei ist allerdings, dass durch die Diskretisierung der Messwerte die mathematische Ableitung unter Berücksichtigung der Zufallsstreuungen zu erheblichen Schwankungen im berechneten Signal führen kann. Dies zeigt sich umso stärker, je mehr Ableitungen (zweifach für die Beschleunigung) erforderlich sind. Das von dem Messsystem ausgegebene Signal für die Beschleunigung ist daher kaum brauchbar. Schwankungen im Bereich des fünffachen des wahren Wertes sind keine Seltenheit (Bild 8).

Eine Erhöhung der Abtastrate führt zu keiner Verbesserung, da das Signalrauschen zugenommen hat. Um dennoch aussagekräftige Werte für Geschwindigkeit und Beschleunigung zu erhalten, wurden die gemessenen Werte für den Weg durch analytische Funktionen approximiert. Dies führt zu einer Glättung des Signals und ermöglicht problemlos die Berechnung der Geschwindigkeit und der Beschleunigung als Funktion der Zeit. In Bild 8 stellen die durchgezogen Linien die approximierten bzw. berechneten Verläufe dar. Die Punkte sind die vom optischen Messsystem ausgegeben Werte.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

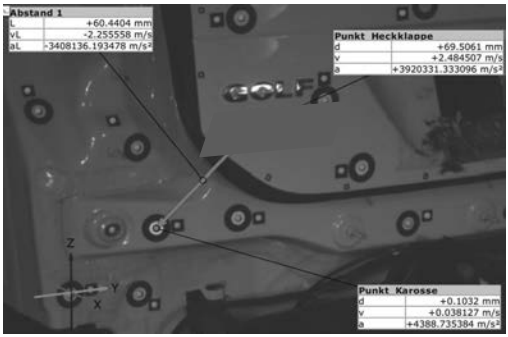


Bild 7: Versuch Heckklappenzuschlag, Analyse der Kinematik

Je nach Anwendung ist das Wegsignal in mehrere Teilabschnitte zu unterteilen, um durch mehrere Funktion das gesamte Signal mit Korrelationskoeffizienten größer 0,95 beschreiben zu können. In diesem Beispiel wurden für die Approximation Polynome n-ter Ordnung sowie gedämpfte Sinusfunktionen verwendet. Ein Vergleich mit Referenzmessungen ergab eine gute Übereinstimmung.

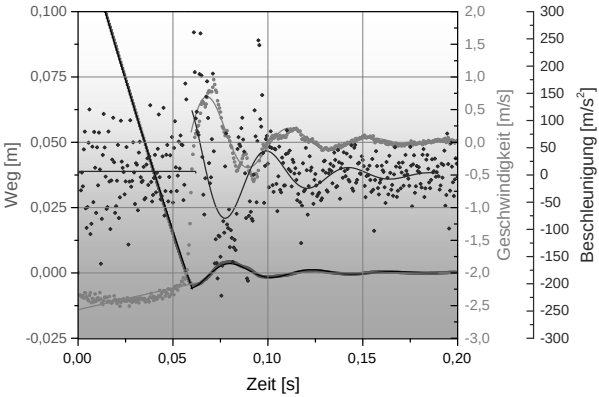


Bild 8: Kinematik einer Heckklappe beim Zuschlag, Approximation durch analytische Funktionen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einsatz von Highspeed-Projektionsverfahren zur Bewegungs- und Deformationsanalyse von Sicherheitsversuchen

Dr.-Ing. **Karsten Raguse**, Volkswagen AG, Wolfsburg;
Dr. **Peter Lutzke**, Fraunhofer IOF, Jena;
Dipl.-Math. **André Oeckerath**, Fraunhofer SCAI, Sankt Augustin

Kurzfassung

Für eine effiziente Entwicklung der Fahrzeugsicherheit von Automobilen ist es u.a. wichtig, die Bewegungs- und Deformationsvorgänge während eines Sicherheitsversuchs präzise und zuverlässig zu erfassen und mit den entsprechenden Simulationsprognosen zu dem Versuch abzugleichen. Bei der Volkswagen AG werden dafür standardmäßig Methoden der optischen Messtechnik eingesetzt, über die in Bildsequenzen von Highspeed-Kameras die Bewegungen und Deformationen der Versuchsobjekte erfasst werden. Dafür werden die Versuchsobjekte mit Marken oder Mustern signalisiert. Mit Hilfe dieser Muster und den entsprechenden Analyseverfahren lassen sich Trajektorien der Marken sowie Oberflächenmessdaten der signalisierten Flächen bestimmen. Es gibt aber auch Anwendungen, bei denen dürfen oder können die Versuchsobjekte nicht ausreichend signalisiert werden. Bisher konnten solche Anwendungen nicht analysiert werden oder es mussten durch Signalisierungen Einschränkungen bei der Versuchsanalyse hingenommen werden. Am Fraunhofer-Institut für angewandte Optik und Feinmechanik (IOF) wurde ein optisches Hochgeschwindigkeits-Messsystem entwickelt, welches Oberflächendaten von dynamischen Vorgängen ermittelt, ohne dass im Vorfeld ein Muster aufgebracht werden muss oder die Oberflächen eine bestimmte Textur aufweisen müssen. Die Weiterverarbeitung der Messdaten zur Analyse der Bewegungsvorgänge und zum Abgleich mit Simulationsprognosen wurde über neu entwickelte Verfahren vom Fraunhofer-Institut für Algorithmen und Wissenschaftliches Rechnen (SCAI) realisiert. Zusammen mit der Volkswagen AG wurden diese Verfahren im Themengebiet der Sicherheitsversuche unter verschiedenen Versuchsbedingungen analysiert, bewertet und optimiert. Im vorliegenden Artikel werden neben den Grundlagen des Messverfahrens Anwendungen aufgezeigt, die das Potential und die Leistungsfähigkeit belegen. Anwendungen sind beispielsweise die Analyse von Bewegungs- und Deformationsvorgängen in Fußgängerschutz- und in Airbagversuchen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

One part of an efficient development of vehicle safety is the analysis of the kinematics and deformation of a test object during a safety test. The accurate and reliable kinematics is required for the comparison with the simulation prognoses of the test. For tests carried out in the labs of Volkswagen AG optical measurement methods are used for the kinematics analysis. In these tests the motion and deformation of the test objects are acquired in the image sequences of high-speed cameras. The objects are signalized with targets or patterns. Using the targets and patterns in combination with special analysis algorithms, the trajectories of the targets and deformation of the surface patches are calculated. However, there are applications where the surfaces of the objects cannot be signalized or are not allowed to be signalized in the needed way. In the past, these applications could not be analyzed or only with significant restrictions due to the signalization. For this reason an optical high-speed measurement system has been developed at Fraunhofer Institute for Applied Optics and Precision Engineering (IOF). Using this system, dynamic surface measurements can be carried out without prior signalization of the object surface. The post-processing of the measurement results for the comparison with the simulation prognoses are carried out using specific new developed algorithms of Fraunhofer Institute for Algorithms and Scientific Computing (SCAI). With the collaboration of Volkswagen AG these methods have been analyzed, validated and optimized in the context of vehicle safety tests under several test conditions. In this article the benefits of this measurement method and the post-processing algorithms are shown. Applications are the analyses of kinematics and deformations of pedestrian protection tests and airbag development tests.

1. Einleitung

Im Rahmen der Fahrzeugentwicklung werden verschiedenste Sicherheitsversuche durchgeführt um die Unfallsicherheit für den Fahrzeuginsassen und andere Unfallbeteiligte nachzuweisen. Bevor im Laufe des jeweiligen Fahrzeugentwicklungsprozesses solche realen Sicherheitsversuche erfolgen, werden die Komponenten und gesamten Fahrzeuge im Zuge von Simulationen zur Prognose des Unfallverhaltens ausgelegt. Der Abgleich dieser Simulationsprognosen mit den Ergebnissen der durchgeführten Sicherheitsversuche ist für einen effizienten und zuverlässigen Entwicklungsprozess dabei essentiell.

Für diesen Versuchsabgleich müssen alle relevanten Bewertungsgrößen mit der erforderlichen Genauigkeit aus den Versuchsdaten ermittelt werden. Zu diesen Kriterien gehören auch die Bewegungen und Deformationen der Versuchsobjekte, z.B. das Deformationsverhalten der Motorhaube bei Fußgängerschutzversuchen oder der Entfaltungsvorgang eines

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Airbags. Es gibt diverse, auch kommerziell verfügbare Messsysteme, die solche Bewegungen und Deformationen messtechnisch erfassen. Für sehr viele Anwendungen sind diese Systeme auch optimal geeignet und werden bei der Volkswagen AG im operativen Einsatz genutzt. Die zugrundeliegenden Verfahren beruhen dabei auf dem Tracking von Marken oder markanten Strukturen in den Bildsequenzen von Highspeedkameras und der anschließenden Triangulation zur Bestimmung der 3D-Koordinaten. Andere Verfahren basieren auf der Auswertung einer geeigneten Oberflächentextur (natürlich vorhanden oder künstlich aufgebracht), die mittels Korrelationsverfahren analysiert und daraus die 3D-Oberflächen zu jedem Zeitpunkt der Sequenz bestimmt werden. Es gibt aber auch Anwendungen, bei denen eine Signalisierung des Versuchsobjekts mit künstlich aufgebrachten Marken oder Mustern nicht möglich oder nicht gewünscht ist und das Objekt an sich keine geeignete Oberflächentextur aufweist. Diese Anwendungen können aktuell nicht ausgewertet werden oder es müssen durch Signalsierungen Einschränkungen bei der Aussagekraft der Analysen hingenommen werden. Des Weiteren ist ein Messverfahren, welches ohne den zusätzlichen Arbeitsschritt der Oberflächenvorbereitung und Vermessung auskommt und trotzdem die benötigten Ergebnisse in der erforderlichen Genauigkeit liefert, aus operationellen Gesichtspunkten eine gute Ergänzung zu den vorhandenen Messverfahren.

2. Messverfahren zur Bestimmung von Bewegungen und Deformationen in Sicherheitsversuchen

Die Bestimmung der Fahrzeugkinematik und anderer Objektbewegungen in Sicherheitsversuchen über optische markenbasierte Messverfahren ist seit Jahren ein bewährtes Werkzeug für den Fahrzeugentwicklungsprozess [1, 2]. Durch die Weiterentwicklung der Technik, speziell der eingesetzten Highspeedkameras, können die Bewegungsvorgänge in immer besserer zeitlicher und örtlicher Auflösung erfasst werden und dadurch für weitere Anwendungen eingesetzt werden. Der gesamte Weiterverarbeitungsprozess für den Abgleich mit den Simulationsprognosen ist bei der Volkswagen AG ebenfalls ein Standardprozess und stark automatisiert (siehe Abbildung 1).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

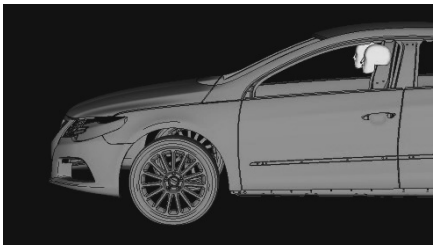


Bild 1: Links: Versuchsansicht mit Marken auf Fahrzeug und Dummyköpfen;
Rechts: Ergebnis der Versuchsdatenanalyse: Versuchsanimation mit geführtem Modell des Fahrzeugs und der Dummyköpfe [2]

Des Weiteren stehen flächenbasierte Verfahren zur Verfügung, aus denen Deformationen direkt abgeleitet werden können. Diese werden z.B. zur Deformationsanalyse von Blechen oder anderen Materialien verwendet [3, 4, 5].
Bei diesen Verfahren wird ein zufälliges stochastisches Muster direkt auf das Objekt aufgebracht und über Zuordnungsverfahren die Oberfläche bzw. die Oberflächendeformation bestimmt. Die Einschränkungen dieser Verfahren sind neben der Notwendigkeit ein Muster aufzubringen, auch die eingeschränkte örtliche Auflösung. Für die Zuordnung werden hier sogenannte Patches verwendet, die je nach Oberfläche und Verfahren mehrere Pixel groß sind (z.B. 7x7 Pixel) und somit feine Strukturen in der Oberfläche, z.B. das Rissverhalten an Materialoberflächen, nicht auflösen können. Andere Verfahren nutzen vorhandene natürliche Texturen, um die Oberflächen zu erfassen [6]. Die Zuordnungsverfahren und auch die Einschränkungen sind identisch zu denen mit aufgebrachten Mustern.

Es gibt allerdings auch Versuchsobjekte, die nicht signalisiert werden dürfen oder können und deren natürliche Textur bei Zuordnungsverfahren nicht ausreichend ist. So ist beispielsweise die Signalisierung einer Motorhaube für einen Fußgängerschutzversuch teilweise nicht immer umsetzbar, da sich durch die aufgebrachte Farbe die Reibeigenschaften für den Kopfimpaktor verändern könnten und dadurch evtl. Einfluss auf das Abgleitverhalten und die Messwerte des Impaktors nehmen. Bei einer anderen Anwendung, der Airbagentfaltung, gibt es die Möglichkeit, das Airbaggewebe vor dem Versuch mit einem Muster zu versehen und die so erzeugte künstliche Textur zu analysieren [7]. Die Ergebnisse der Untersuchungen an diesen speziell präparierten Airbags sind jedoch nicht ohne weiteres auf die Gesamtheit zu übertragen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Ziel für das neue Messprinzip ist die Erfassung von Bewegungen und Deformationen der Versuchsobjekte ohne vorherige Signalisierung des Objekts.

3. Neues Messsystem – Highspeed-Projektionsmesssystem

Das Grundprinzip ist vergleichbar zu dem von Streifenprojektionssystemen, die statisch mehrere nacheinander geschaltete Muster auf das Objekt projizieren, die Muster mit Kameras erfassen und daraus dann die dreidimensionale Oberfläche des Objekts ableiten. Die Grundvoraussetzung bei diesem Messprinzip ist, dass sich Objekte und Messsystem während der 3D-Aufnahme nicht bewegen. Das hier verwendete Messsystem nutzt ebenfalls das sogenannte Prinzip der aktiven Triangulation, ist jedoch durch die extrem hohen Messgeschwindigkeiten in der Lage, dynamische Vorgänge dreidimensional zu vermessen. Für die Berechnung jedes einzelnen 3D-Datensatzes wird eine Folge von 8-10 Bildern durch zwei Hochgeschwindigkeitskameras aufgezeichnet, gleichzeitig wird ein sich ständig änderndes Muster durch eine leistungsstarke Projektionseinheit auf die zu vermessende Szene projiziert. Während einer Sequenz muss die Objektbewegung auswertetechnisch vernachlässigbar sein, d.h. die Aufnahmefrequenz des Messsystems muss für die relativ schnellen Bewegungen wie diese beim Sicherheitsversuch auftreten, sehr hoch sein. Durch das von Bild zu Bild wechselnde Muster erhält jeder vom System beleuchtete Objektpunkt eine Codierung. Diese Codierung wird genutzt um in den Bildfolgen der beiden Kameras gleiche Objektpunkte über die zeitliche Grauwertfolge an den jeweiligen Kamerapixeln zu identifizieren (siehe Abbildung 2). Das eigentliche Zuordnungsverfahren nutzt dabei die bekannten Gleichungen für die grauwertbasierte Bildzuordnung.

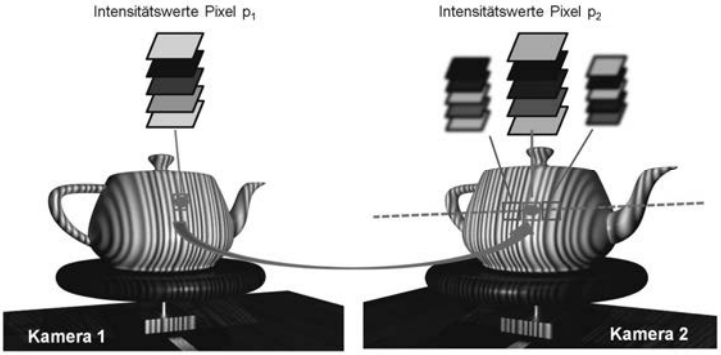


Bild 2: Prinzip der Codierung über zeitliche Grauwertfolgen (hier Codierung über 5 Bilder)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das eingesetzte Messsystem besteht aus zwei Highspeedkameras vom Typ Photron SA-X2. Die Kameras ermöglichen die Aufnahme von Sequenzen mit einer Frequenz von 12,5 kHz bei einer Auflösung von 1024x1024 Pixeln und haben bei 50 kHz Aufnahmefrequenz eine nutzbare örtliche Auflösung von 640 x 384 Pixeln. Die Kameras besitzen zudem eine sehr hohe Lichtempfindlichkeit mit einem ISO-Wert von 25.000.

Die Forderung nach jeweils einem neuen Muster in jedem Bild der Sequenz bedeutet, dass der Projektor in der vollen Geschwindigkeit ebenfalls mit 50 kHz sein Muster ändern muss. Ein digitaler Projektor kann diese Bildwiederholrate und gleichzeitig benötigte Strahlungsleistung nicht erreichen. Das verwendete Projektionssystem nutzt eine leistungsstarke Gasentladungslampe deren Lichtleistung bei über 40.000 lm liegt. Die Muster werden durch ein sogenanntes GOBO-System erzeugt (GOBO = **g**raphical **o**ptical **b**lack**o**ut). Das GOBO-Prinzip ist in Abbildung 3 dargestellt.

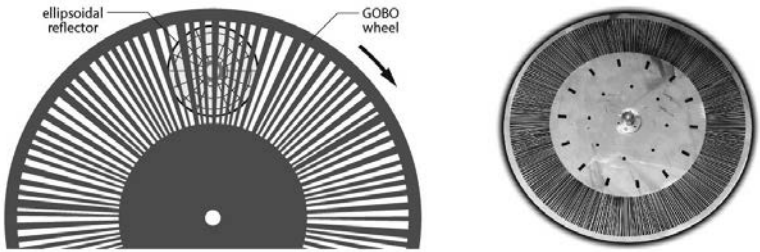


Bild 3: Links: Prinzipielle Darstellung des GOBO-Rads; Rechts: GOBO-Rad in einer Metallausführung [8]

Bei diesem Messsystem dreht sich das Rad sehr schnell vor der Lichtquelle. Durch die unterschiedlichen Streifenbreiten des GOBO-Rades wird im Objektraum ein aperiodisches Muster erzeugt [9, 10]. Durch die hohe Rotationsgeschwindigkeit des GOBO-Rads wird in jedem Bild einer 50 kHz-Bildsequenz ein neues Muster erzeugt, sodass die notwendige eindeutige Codierung der Objektpunkte gewährleistet ist.

Da sich das vom Fraunhofer IOF entwickelte Messprinzip prinzipiell für verschiedene Anwendungen an unterschiedlichen Prüfständen eignet, wurde für die Versuchsreihen bei der Volkswagen AG ein flexibler Aufbau erstellt, welcher es ermöglicht, sehr kleine Messvolumen aus geringer Höhe bis zu größeren Messvolumen aus einer Höhe von 2,70 m zu erfassen. Dafür wurde der Messkopf, bestehend aus den beiden Highspeedkameras und der Projekti-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

onseinheit, auf einem stabilen und flexiblen Stativ montiert. Die Rechnereinheit mit der Steuerung der Komponenten befindet sich in einem Rollwagen (siehe Abbildung 4). Mit Hilfe dieses Aufbaus konnten unterschiedliche Sicherheitsversuche erfasst werden. Im Folgenden werden als Beispiel Ergebnisse von Fußgängerschutzversuchen (Kopf- und Beinimpaktor) sowie von unterschiedlichen Airbagversuchen (Fahrer- und Beifahrerairbag sowie Sitzairbag) gezeigt.

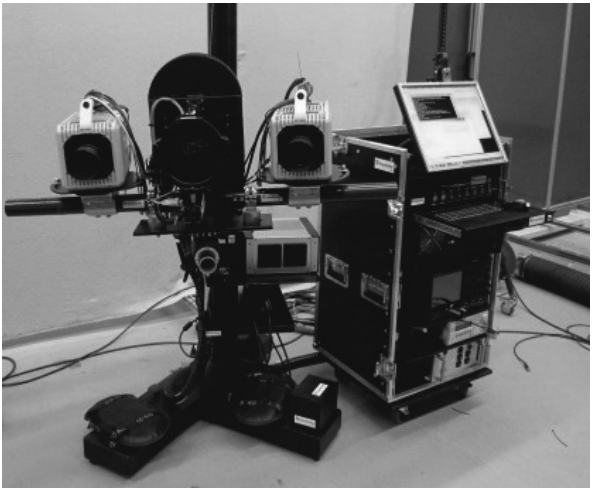


Bild 4: Messsystem mit Projektionseinheit mittig zwischen den beiden Highspeedkameras auf Stativ und dem Steuerungsrechner im Rollwagen

Als Ergebnis der Vermessung entsteht eine dreidimensionale Punktwolke der Objektraumszene zu jedem Zeitpunkt des Versuchs. Ein Beispiel einer solchen Vermessung ist in Abbildung 5 dargestellt. Auf der linken Seite ist ein 2D-Bild aus der Sequenz der Kameraaufnahmen eines Fußgängerschutzversuchs mit einem Kopfimpaktor dargestellt und auf der rechten Seite das Messergebnis bzw. die 3D-Punktwolke für einen Zeitpunkt der Sequenz.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 5: Links: Bild aus Bildsequenz des Versuchs, Rechts: Punktwolke zu einem Zeitpunkt des Versuchs

Die visuelle Bewertung einer solchen Punktwolke kann bereits zur Analyse von dynamischen Vorgängen genutzt werden. Zuvor kontrastarme Bildbereiche können so beispielsweise durch gezielte Einfärbungen der Punktwolken auch feine Details während des beobachteten Vorganges sichtbar machen.

Da für jede Einzelmessung bis zu 1 Million Messpunkte erzeugt werden, ist jedoch eine gezielte Datenanalyse und Datenaufbereitung sinnvoll und nutzt erst dann das volle Potential der Rohdaten. Jedes Kamerapixel entspricht einem isolierten Messkanal, welcher die zu vermessende Szene zu jedem Zeitpunkt abtastet und einen sehr genauen Messwert liefert. Die berechneten 3D-Punkte sind daher nicht an ein Objekt gebunden. Der für ein Kamerapixel rekonstruierte 3D-Punkt kann somit zu verschiedenen Zeitpunkten die Oberflächeninformation von völlig verschiedenen Objekten wiedergeben. Dieser kann in diesem Beispiel des Fußgängerschutzversuchs zuerst auf der Motorhaube, dann im Laufe des Versuchs auf dem Impaktor und im weiteren Verlauf wieder auf der Motorhaube, allerdings auf einer anderen Stelle, liegen.

4. Aufbereitung der Daten für die Weiterverarbeitung

Für eine zielgerichtete Analyse des Versuchs und auch für einen effizienten Versuchsabgleich mit Simulationsprognosen muss die Punktwolke daher aufbereitet werden. Für diese Weiterverarbeitung wurden am Fraunhofer SCAI vorhandene Algorithmen erweitert und auf diese Anwendung hin optimiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Weiterverarbeitung der Punktwolkendaten lässt sich grob in drei Teile gliedern:

- Vermaschung und Segmentierung der Punktwolke nach Versuchsobjekten, Versuchsumgebung und Fehlmessungen
- Zeitliche Überführung detektierter Objekte durch Morphing
- Tracking von Objekten durch Fitting der bekannten Geometrie des gesuchten Versuchsobjekts

Anhand des Beispiels mit dem Fußgängerschutzversuch lässt sich die notwendige Datenaufbereitung wie folgt beschreiben: Die Gesamtheit der Punktwolke muss zunächst segmentiert werden, d.h. die Punktwolke muss in unterschiedliche Gruppen eingeteilt werden. In diesem Beispiel sind das die Gruppen Fahrzeug bzw. Motorhaube, Kopfimpaktor, Abschusseinheit und Fehlmessungen (siehe Abbildung 6). Gerade die letzte Gruppe, die Fehlmessungen bzw. Störungen, müssen eliminiert werden, da diese bei der Weiterverarbeitung zu Fehlern und Unstetigkeitsstellen führen können. In den vorliegenden Anwendungen ist diese Segmentierung stets mehrdeutig, da es in Sicherheitsversuchen zu Kontakten zwischen den Versuchsobjekten kommt, sodass die Zuordnung einzelner Punkte zu den Objekten speziell in diesen Kontaktbereichen mehrdeutig ist. Für diese Bereiche wurden die Algorithmen speziell angepasst, sodass sie weiterhin automatisiert ablaufen und diese Mehrdeutigkeiten auflösen können bzw. im Zweifelsfall diese Punkte keiner Gruppe zuordnen. Die Grenzen dieser Zuordnung werden im Folgenden aufgezeigt.

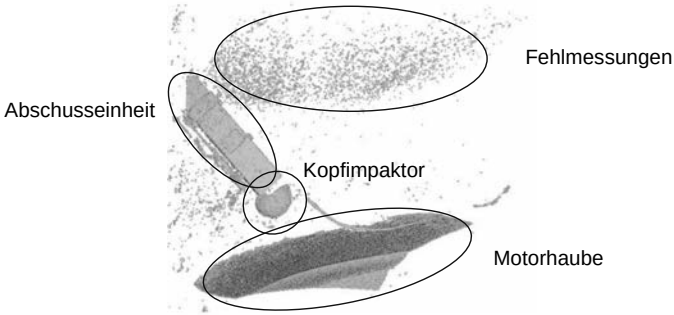


Bild 6: Gruppen innerhalb der Punktwolke (Versuchsobjekte und Fehlmessungen)

Innerhalb dieses Auswerteschrittes müssen die Punkte bzw. die Segmente auch vermascht werden. Dafür werden benachbarte Messwerte analysiert und bei bestimmten Kriterien ein Oberflächenelement aus benachbarten Messwerten gebildet. Diese Kriterien sind beispiels-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

weise die euklidischen Punktabstände. Aus der Messkonstellation ist bekannt, wie groß die typische Ortsauflösung der Messdaten ist. Zusammen mit einem Grenzwert für die erlaubten Tiefenunterschiede an einem Objekt werden die Punkte vermascht. Das Ergebnis der Segmentierung und Vermaschung ist für das vorliegende Beispiel in Abbildung 7 dargestellt.

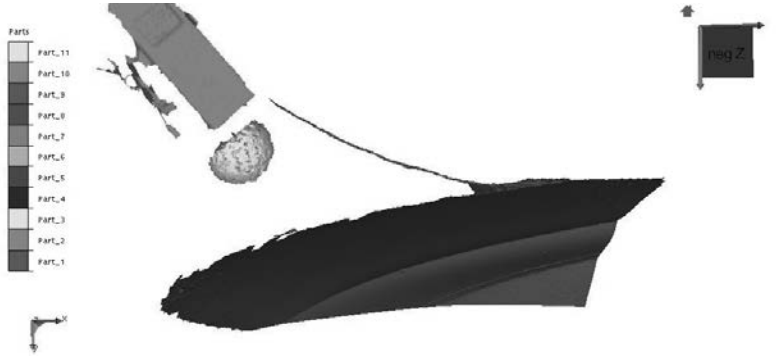


Bild 7: Segmentiertes und vermaschtes Modell des Versuchs

Hier zeigen sich auch die angesprochenen Grenzen des Verfahrens. So ist die Kabelverbindung zum Impaktor (etwa Bildmitte in Abbildung 7) der Motorhaube zugeordnet, da das Kabel direkt auf der Motorhaube liegt und dies in der Punktwolke eine durchgehende Verbindung zur Motorhaube aufweist. Hier gibt es Ansätze, durch zusätzliches Einbringen von Geometrien (z.B. CAD-Modelle der Versuchsobjekte) auch diese Fehlzuordnungen zukünftig aufzulösen.

Bei der Datenaufbereitung mit den Algorithmen vom Fraunhofer SCAI kommt noch eine spezielle Anforderung für den Versuchsabgleich mit Simulationsdaten hinzu. Dabei müssen die Knoten, die die Oberflächen beschreiben, objektbezogen sein, d.h. eine Knoten-ID sollte stets den gleichen Punkt auf der Oberfläche beschreiben. Dies ist nicht ohne weiteres möglich, das sich aufgrund des Messprinzips keine direkte Zuordnung zwischen Objekt und Messpunkt herstellen lässt. Daher wurde der Auswertealgorithmus in der Form erweitert, dass die Netztopologie zu einem Zeitpunkt (Referenzzeitpunkt) festgelegt wird und diese durch einen Morphingalgorithmus auf die folgenden Zeitpunkte übertragen wird. D.h. dass die Netzstruktur des Referenzzeitpunkts auf die Geometrie der Punktwolke zum nächsten Zeitpunkt gemorpht wird. Die ursprünglichen Messwerte der Punktwolke, außer denen zum Referenzzeitpunkt, sind dann nicht mehr vorhanden, allerdings werden die Geometrien zu

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

allen Zeitpunkten durch den Morphingprozess mit der Netzstruktur verbunden. Dadurch ist eine durchgehende Netzstruktur gegeben, die annähernd dem Versuchsgeschehen entspricht. Problembereiche sind hierbei sogenannte in-plane Verschiebungen und sich stark und unterschiedlich deformierende Oberflächen. Hier kann durch die neue Netzstruktur eine evtl. auftretende Deformation fehlinterpretiert werden.

Nachdem die Segmentierung und Vermaschung durchgeführt ist, muss noch das Tracking des Versuchsobjekts erfolgen. In diesem Beispiel ist das der Impaktor, dessen Kinematik im Versuch ermittelt werden soll. Unter Kinematik wird hier die Position und Orientierung des Impaktors zu jedem Zeitpunkt verstanden. Dies wird auch als 6-DOF Wert bezeichnet (6DOF = 6 degrees of freedom). In diesem Beispiel ist der Kopfimpaktor weitestgehend ein Starrkörper und die 6DOF-Werte zu jedem Zeitpunkt werden durch ein Geometrie-Fitting der bekannten Impaktor-Geometrie aus einem FEM-Modell in das vermaschte und segmentierte Modell ermittelt (siehe Abbildung 8).

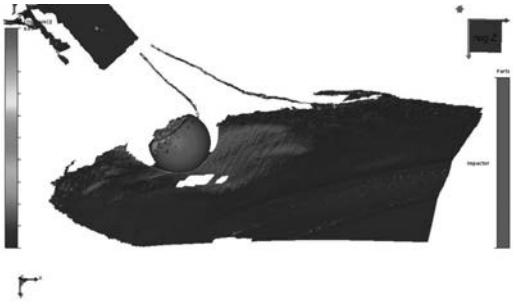


Bild 8: Segementiertes und vermaschtes Oberflächenmodell in das der Kopfimpaktor eingefittet (rote Darstellung) wurde.

Das Ergebnis ist ein dreidimensionales Modell des Versuchsablaufs, bei dem die Punktwolke in die unterschiedlichen Objekte (Segmente) gruppiert und eine Oberfläche erzeugt wird. Des Weiteren sind Deformationen und Bewegungsabläufe der Objekte direkt analysierbar und mit den bekannten Methoden für den Versuchsablauf mit Simulationsprognosen verwendbar.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Ergebnisse der durchgeführten Messungen bei Sicherheitsversuchen

Im Rahmen mehrerer Messreihen wurden unterschiedliche Versuchsarten analysiert und das System im Hinblick auf die Eignung für die Anwendung bewertet. Im Vorfeld der Messreihen wurde das System zunächst unter Laborbedingungen am Fraunhofer IOF optimiert. Des Weiteren wurden typische Materialproben aus dem Umfeld von Sicherheitsversuchen im Hinblick auf die Eignung für das Projektionssystem statisch und dynamisch unter Laborbedingungen validiert. Wie bei jedem anderen aktiven Triangulationssystem auch sind die Reflektionseigenschaften des Objekts ausschlaggebend für das Ergebnis der Oberflächenvermessung. So sind durchsichtige, stark reflektierende oder glänzend schwarze Oberflächen ungünstig und führen zu keinen oder stark löchrigen bzw. rauschenden Oberflächendaten. Ein vorheriges Einsprühen der Objektoberfläche würde in diesen Fällen zwar helfen, um Oberflächendaten zu generieren, allerdings ist dies möglichst zu vermeiden, da ansonsten der Vorteil des neuen Messsystems eingeschränkt wird.
Im Folgenden werden Beispiele dieser Messreihen gezeigt. Dies sind Fußgängerschutzversuche mit Kopf- und Beinimpaktor sowie Airbagversuche von Front- und Beifahrer sowie Sitzairbags.

5.1 Fußgängerschutzversuche mit einem Kopf- oder Beinimpaktor

Der Einsatz des Systems bei Fußgängerschutzversuchen bietet den Vorteil, dass die gesamte Objektraumszene erfasst wird, d.h. sowohl die Kinematik und Deformation des Impaktors, die Lage der Abschusseinheit, wie auch die Deformation der Motorhaube bzw. der Fahrzeugfront. Bei den in der Vergangenheit bei Volkswagen durchgeführten Auswertungen von Kopfimpaktorversuchen konnte ebenfalls die Impaktorkinematik (über Marken) und die Deformation der Motorhaube (über Flächensignalisierung) erfasst werden. Jedoch ist hier der große Vorteil der Zeitersparnis mit dem neuen Messprinzip zu sehen, da der Arbeitsschritt der Impaktorsignalisierung und Vermessung sowie die Signalisierung der Haube hier entfallen kann, ohne dass relevante Einbußen bei den Ergebnissen auftreten. Dadurch kann flexibel auf bestimmte Fragestellungen innerhalb einer Versuchsserie reagiert werden ohne dass die Versuchsdurchführung durch spezielle Vorbereitungsmaßnahmen verzögert wird.

Bei den Fußgängerschutzversuchen mit dem Beinimpaktor kommt ein weiterer Vorteil hinzu, der in der Verwendung eines neuen Beinimpaktortyps mit der Bezeichnung FlexPli begründet liegt. Dieser Impaktor wurde so konstruiert, dass er biofideler ist, d.h. die Verletzungskriterien besser wiederspiegelt. Daher ist der Impaktor auch flexibel aufgebaut und lässt sich nicht, auch nicht in Teilen, als Starrkörper betrachten. Tests mit Signalsierungen durch ein-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zelne Marken auf der Außenhaut (Neopren auf Hartschaum) sind von der Vorbereitung her sehr aufwändig und in der Aussagekraft begrenzt. Durch die Verwendung dieses Messsystems und der entsprechenden Datenaufbereitung können hier bestimmte Fragestellungen zur Impaktorkinematik beantwortet werden. Speziell im Randbereich des Impaktors treten beim segmentierten und vermaschten Modell aktuell noch Störeffekte auf, die die Interpretation der Verformung in diesem Bereich erschweren (siehe rechter Teil in Abbildung 9). Die Optimierung der Datenaufbereitung in diesen Bereichen sowie die Analyse des sich deformierenden Impaktors sind Inhalte zukünftiger Optimierungen des Verfahrens. In der folgenden Abbildung ist die Szene als Versuchsbild und Ergebnismodell dargestellt.

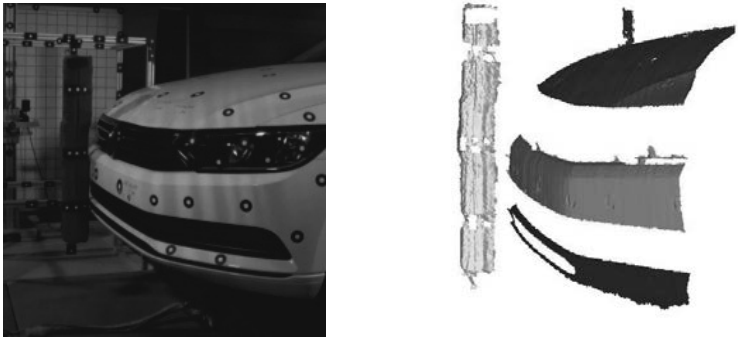


Bild 9: Analyse eines Beinimpaktorversuchs (links: Bild aus Versuchssequenz, rechts: Segmentiertes und vermaschtes Modell)

5.2 Airbagversuche mit Fahrer-, Beifahrer und Sitzairbag

Ein weiteres Beispiel sind Airbagversuche. Bei dieser Art von Versuchen wurden die Entfaltungsvorgänge in der Vergangenheit nur visuell, d.h. durch den Vergleich von Filmen bewertet. Teilweise wurden auch 2D-Auswertungen durchgeführt, bei denen die Kontur des Airbags in dem Film über Bildverarbeitungsalgorithmen erfasst und über die Sequenz verfolgt wurde. Hier werden nun erstmals konkrete dreidimensionale Oberflächengeometrien von regulären Airbagentfaltungsvorgängen ohne vorherige Präparation des Gewebes ermöglicht. Diese Analysen müssen aufgrund der sehr schnellen Entfaltungsvorgänge zeitlich hochaufgelöst erfasst werden. Das Ziel ist hier, unabhängige 3D-Messdaten mit einer zeitlichen Auflösung von 5000 Hz zu erhalten. Da aufgrund der sehr schnellen Bewegungsvorgänge und der Bedingung der quasi-statischen Konstellation (Zeitraum der Bildaufnahmen, aus denen ein Messwert ermittelt wird) das Problem der Bewegungsunschärfe groß ist, werden die Kameras mit 50 kHz betrieben. Das dadurch reduzierte Messvolumen reicht für die Aufnahme

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

des Airbagentfaltungsvorgangs noch aus. In Abbildung 10 ist die Versuchskonstellation mit einem Fahrerairbag dargestellt. Ein Beispiel für einen Entfaltungsvorgang ist anhand des segmentierten und vermaschten Modells in Abbildung 11 dargestellt.

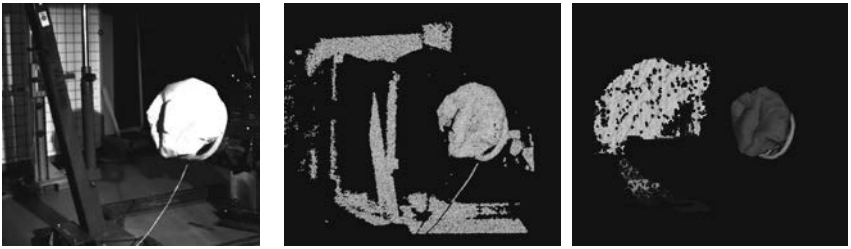


Bild 10: Analyse eines Airbagentfaltungsvorgangs (links: Bild aus Versuchssequenz, Mitte: Punktwolke zu einem Zeitpunkt, rechts: Segmentiertes und vermaschtes Modell)

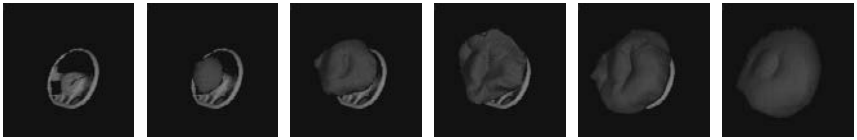


Bild 11: Darstellung eines Airbagentfaltungsvorgangs (Ausschnitte aus der Sequenz des segmentierten und vermaschten Modells)

Bei der Analyse der Beifahrerairbagversuche hat sich der starke Kontrast zwischen der schwarzen Instrumententafel und dem weißen Airbaggewebe noch deutlicher ausgewirkt und sich tlw. in leichten Störungen gezeigt. Der Fokus wurde hier auf die Entfaltungsvorgänge des Airbags gelegt, sodass die Oberflächen der Instrumententafel ein höheres Oberflächenrauschen aufweist (siehe Abbildung 12).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

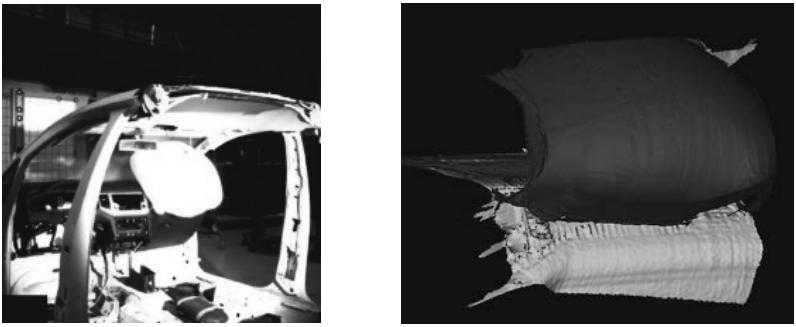


Bild 12: Analyse eines Airbagentfaltungsvorgangs (links: Bild aus Versuchssequenz, rechts: Segmentiertes und vermaschtes Modell)

Im dritten Beispiel aus der Serie der Airbagversuche wurde der Entfaltungsvorgang eines Sitzairbags erfasst. Durch den Einsatz dieses Messsystems konnte neben der Airbagentfaltung auch bereits die Verformung und das Aufreißverhalten des Sitzbezugs messtechnisch erfasst werden. Speziell die Aufbereitung der Daten zum Zeitpunkt des Aufreißens des Sitzbezugs ist für den Auswertealgorithmus zur Segmentierung und Vermaschung aktuell noch nicht umsetzbar. Der Algorithmus kann nicht unterscheiden, ob eine Dehnung oder ein Aufreißen des Materials vorliegt. Ebenso ist die Segmentierung der erfassten Oberfläche in die Gruppen Sitzbezug und Airbaggewebe aktuell noch nicht möglich (siehe Abbildung 13).

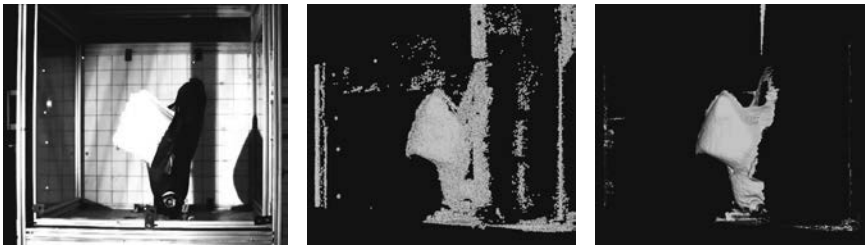


Bild 13: Analyse des Entfaltungsvorgangs eines Sitzairbags (links: Bild vom Versuchsaufbau, Mitte: Oberflächenmodell als Punktwolke, rechts: vermaschtes Oberflächenmodell)

6. Zusammenfassung und Ausblick

Das vorgestellte Messsystem zur flächenhaften Bewegungs- und Deformationsanalyse liefert ohne vorherige Signalisierung des Versuchsobjekts eine dreidimensionale Oberfläche mit hoher zeitlicher und örtlicher Auflösung. Erzielt wird dies durch das aktive Triangulationsprinzip unter Verwendung von Highspeed-Projektion und Highspeed-Bildaufnahme. Für einen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Block von 8-10 fortlaufenden Bildern wird jeweils ein unabhängiger 3D-Datensatz generiert. Das Ergebnis des Messsystems ist im ersten Schritt eine dreidimensionale dynamische Punktwolke, die das Versuchsgeschehen inkl. Objektbewegungen und Deformationen zeigt. Über speziell angepasste Algorithmen wird in einem weiteren Schritt aus der Punktwolke ein dreidimensionales vermaschtes und segmentiertes Oberflächenmodell generiert, aus dem die Kinematik einzelner Versuchsobjekte sowie auch die Deformation bestimmter Bauteile direkt ermittelt werden kann. Durch die Kombination des Messsystems mit den beschriebenen Nachverarbeitungsalgorithmen können die Versuchsergebnisse so bereitgestellt werden, dass sie für die Versuchsanalyse und den Versuchsabgleich mit Simulationsprognosen effizient eingesetzt werden können. Die Validierung des Verfahrens wurde anhand der Auswertung von Fußgängerschutz- und Airbagversuchen erfolgreich durchgeführt.

Im Weiteren werden noch einige Optimierungen an dem Messsystem und den Nachverarbeitungsalgorithmen erfolgen, so dass Fehlinterpretationen und andere Aspekte, z.B. die Automatisierung der Nachverarbeitung, verbessert werden. Hierbei ist auch speziell die Optimierung des Musters in enger Abstimmung mit der Rotationsgeschwindigkeit des GOBO-Rads zu nennen. In den aktuell unterschiedlichen Anwendungen zeigt sich, dass hier durch Parametervariation noch deutliche Verbesserungen erzielt werden können. Das Messsystem soll in weiteren Messreihen an weiteren Lastfällen validiert werden. Aktuell ist das System für den stationären Einsatz konzipiert und zeigt hier auch die Vorteile für die Anwendungen. Eine zukünftige Neuentwicklung eines kompakten crashfesten Systems basierend auf dem vorgestellten Messprinzip, würde weitere Anwendungsfelder im Rahmen von Sicherheitsversuchen erschließen. So könnten mitfahrende Sensoren beispielsweise die dreidimensionale Analyse von hochdynamischen Vorgängen im Fahrzeuginnenraum während des Versuchs ermöglichen.

Insgesamt stellt das Messprinzip über den GOBO-Projektor eine sinnvolle Ergänzung der Messsysteme neben den marken- und musterbasierten Systemen dar. Anwendungen, die bisher nur unter erhöhtem Aufwand oder mit Einschränkungen erfasst werden konnten, können mit dem hier vorgestellten Messsystem erfolgreich und ohne relevante Einschränkungen vermessen werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

[1] Raguse, K., Derpmann-Hagenström, P., Köller, P., Überlagerung der Bildinformationen von Berechnungsanimationen und Highspeed-Filmsequenzen mit Methoden der 3D-Bildmesstechnik. In Bonfig, K.W. (Hrsg.), Messen, Prüfen, Automatisieren, Band 5, Sensoren, Signale, Systeme, S. 199-208, 2004.

[2] Raguse, K., Steiner, C., Sinz, W., Bestimmung der präzisen dreidimensionalen Dummykopfkinematik in einem Sicherheitsversuch, SIMVEC - Berechnung, Simulation und Erprobung im Fahrzeugbau 2012, VDI-Berichte 2169, S. 149-162, 2012.

[3] Godding, R., Luhmann, T., Wendt, A., 4d surface matching for high-speed stereo sequences. International Archives of Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences, Vol. XXXVI, Part 5, Dresden, 6 Seiten (CD-ROM), 2006.

[4] Lichtenberger, R., Schreier, H., Efficient Optimization of Airbags by the Measurement of the Time Resolved Strain Distribution on Airbag Covers. Airbag 2006 – 8th International Symposium and Exhibition on Sophisticated Car Occupant Safety Systems, 2006.

[5] Schmidt, T., Tyson, J., Galanulis, K., Revilock, D., Melis, M., Full-field dynamic deformation and strain measurements using high-speed digital cameras. In Paisley, D.L., Kleinfelder, S., Snyder, D.R., Thompson, B.J. (Hrsg.), 26th International Congress on High-Speed Photography and Photonics, Alexandria, Virginia, USA, Proceedings of SPIE, Vol. 5580, S. 174-185, 2005.

[6] Schmidt, R., Wolf, B.-M., Gig3D – Eine Milliarde 3D-Punkte in einer Sekunde. In: Luhmann, T., Müller, C., Photogrammetrie – Laserscanning – Optische 3D-Messtechnik. Beiträge der Oldenburger 3D-Tage 2010, Wichmann Verlag, S. 340-349, 2010.

[7] Blümcke, E., Neue Möglichkeiten zur Betrachtung von Airbag-Entfaltungen in Simulation und Versuch. SIMVEC – Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau 2008, VDI-Berichte 2031, S. 613-636, 2008.

[8] Heist, S., Lutzke, P., Schmidt, I., Dietrich, P., Kühmstedt, P., Tünnermann, A., Notni, G., High-speed three-dimensional shape measurement using GOBO projection. Optics and Lasers in Engineering (in Press), 2016.

[9] Heist, S., Kühmstedt, P., Tünnermann, A., Notni, G., Theoretical considerations on aperiodic sinusoidal fringes in comparison to phaseshifted sinusoidal fringes for high-speed three-dimensional shape measurement. Applied Optics, Vol. 54, No. 35, S. 10541-10551, 2015.

[10] Heist, S., Kühmstedt, P., Tünnermann, A., Notni, G., Experimental comparison of aperiodic sinusoidal fringes and phase-shifted sinusoidal fringes for high-speed three-dimensional shape measurement. Submitted to Opt. Eng., 2015.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lenkungsentwicklung am mHiL-Lenkungsprüfstand

Parameteridentifikation und Funktionsentwicklung am mHiL-Lenkungsprüfstand

M. Sc. **Dario Düsterloh**, M. Sc. **Benedikt Schrage**,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach

Kurzfassung

Die Fahrzeugentwicklung in den vergangenen Jahren hat zu gestiegenen Anforderungen an den Energieverbrauch und die Funktionalität der Lenksysteme im Fahrzeug geführt. Um diesen Anforderungen gerecht werden zu können, wurden bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG die hydraulisch unterstützen Lenkungen durch elektromechanische Lenksysteme ersetzt. Zusätzlich werden vermehrt ebenfalls elektromechanische Hinterachslenkungen zur weiteren Steigerung von Fahrdynamik und Fahrsicherheit eingesetzt. Sowohl Vorder- als auch Hinterachslenkung bieten zahlreiche Möglichkeiten, die Fahreigenschaften durch die Software der beteiligten Steuergeräte zu beeinflussen. Mit diesen neuen Funktionsumfängen einhergehend, ist eine gesteigerte Komplexität der Regelsysteme und Systemeigenschaften. Darüber hinaus ist die Sicherstellung der Qualität des Rückmeldeverhaltens von elektromechanischen Vorderachslenkungen aufgrund der mechanischen Eigenschaften erschwert und stellt eine neue Herausforderung dar.

Die Entwicklung, Abstimmung und Erprobung elektromechanischer Lenksysteme allein durch den Fahrversuch ist hinsichtlich Messpräzision, Reproduzierbarkeit und Testtiefe nicht optimal. An dieser Stelle kann der Einsatz eines Prüfstands den Entwicklungsprozess entscheidend unterstützen. Hierzu wird das Lenksystem am neuen mHiL-Lenkungsprüfstand (mechanical Hardware in the Loop) der Porsche AG in einer virtuellen Fahrzeugumgebung betrieben. Lenkungen können sowohl an der Schnittstelle zwischen Spurstange und Radträger als auch im Falle von Vorderachslenkungen zusätzlich am Lenkrad in Position und Kraft beziehungsweise Moment angeregt werden. Die Leistungsfähigkeit der elektrischen Prüfstandsaktuatoren ist ausreichend, um alle für Fahrkomfort und -dynamik relevanten Testfälle darzustellen. Eine Restbussimulation bildet dynamisch die Kommunikation des realen Steuergeräts mit dem virtuellen Gesamtfahrzeugmodell ab. Die Energieversorgung der Lenkung wird ebenfalls durch den Prüfstand bereitgestellt.

Die möglichen Testszenarien sind zahlreich. Neben der Untersuchung des fahrsituationsabhängigen Systemverhaltens im Zusammenspiel mit der Gesamtfahrzeugsimulation lassen sich auch Komponenteneigenschaften analysieren. Teilweise erfordern diese Tests mecha-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nische Umbauten der Prüfstandskonfiguration. Durch Skalen, Anschläge und Montage- sowie Ausrichthilfen werden eine hohe Reproduzierbarkeit und ein effektives Arbeiten am Prüfstand ermöglicht. Um die Spreizung der Eigenschaften der Prüfstandsaktuatoren zwischen maximaler Leistung einerseits und präzisesten Bewegungen andererseits zu optimieren, können diese über zwei verschieden ausgelegte Umrichter betrieben werden.

Der mHiL-Lenkungsprüfstand ermöglicht es, Systemeigenschaften zu objektivieren und Parameter zu identifizieren, um Daten für die Simulation bereitzustellen sowie den Fahrversuch vorzubereiten und zu ergänzen. Die Qualität und Performance der Porsche Lenksysteme und nicht zuletzt das Porsche-typische Lenkgefühl und die Fahrdynamik können somit kosteneffizient optimiert werden.

1. Einleitung

Die querdynamische Fahrzeugführung durch den Fahrer wird maßgeblich durch die Eigenschaften der Lenkung beeinflusst. Um das Fahrzeug stets sicher führen zu können, ist das Lenkgefühl für den Fahrer von entscheidender Bedeutung. Das Lenksystem muss dabei bezüglich des Lenkgefühls zwei grundsätzliche Funktionen erfüllen. Erstens muss das Lenksystem als Bedienelement die Führung des Fahrzeugs ermöglichen und zweitens muss es als Informationsquelle eine Rückmeldung von der Fahrbahn an den Fahrer übertragen. [2] [4]

Das Führungsverhalten beschreibt dabei die Charakteristik des Fahrzeugs bezüglich seiner Spurführung und Spurhaltung. Für ein optimales Führungsverhalten müssen die vom Fahrer vorgegebenen Lenkbefehle bei adäquatem Lenkaufwand erfolgen und mit minimalem Zeitverzug in eine Fahrzeugreaktion umgesetzt werden. Die Reaktion des Fahrzeugs muss dabei vom Fahrer vorhersehbar und beherrschbar erfolgen. [2] [4]
Das Rückmeldeverhalten beschreibt die Übermittlung von Informationen über die Kräfte- und Momentenverhältnisse an den Rädern. Diese Informationen können in Nutz- und Störinformationen unterteilt werden. Für die Fahrzeugführung sind die Nutzinformationen, wie beispielsweise die Rückmeldung über die Haftgrenze der Räder, von entscheidender Bedeutung. Störinformationen, wie zum Beispiel Bremskraftschwankungen oder Radunwuchtschwingungen, sind häufig charakterisiert durch periodische Anregungen des Fahrzeugs und sollen über die Wirkstrecke zum Lenkrad unterdrückt werden. [2] [4]

Die Übertragungspfade des Führungsverhaltens vom Lenkrad zu den Rädern und des Rückmeldeverhaltens von den Rädern zum Lenkrad sind nicht invertierbar. Neben den Ei-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

genschaften der Reifen sowie der Achskinematik und –elastokinematik wird das Lenkgefühl maßgeblich durch die Systembauart der Lenkung und deren Parametrierung beeinflusst. [2] [3] [4]

Besonders die elektromechanisch unterstützten Lenksysteme (EPS, Electric Power Steering) sind aufgrund der Übersetzungsverhältnisse zwischen Zahnstange und Unterstützungsmotor durch hohe Trägheiten gekennzeichnet. Aus diesen Trägheiten resultieren Nachteile bezüglich des Rückmeldeverhaltens. [1] [5]

Um diese Nachteile kompensieren zu können wird bei der Porsche AG ein eigener Lenkungsregler entwickelt. Darüber hinaus bietet die Software-Eigenentwicklung Potenzial zur Differenzierung gegenüber anderen Fahrzeugherstellern. Durch die freie Ansteuerbarkeit des Elektromotors der EPS entstehen bezüglich der System- und Funktionssicherheit hohe Anforderungen an die Entwicklung zur Absicherung gegen ein Fehlerverhalten des Systems.

Mit dem neuen mHiL-Lenkungsprüfstand steht der Lenkungsentwicklung ein Werkzeug zur Verfügung, mit welchem reproduzierbare Vermessungen der mechatronischen Lenksysteme durchgeführt werden können. In Abbildung 1.1 ist das für die Entwicklung mechatronischer Systeme typischerweise verwendete V-Modell dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

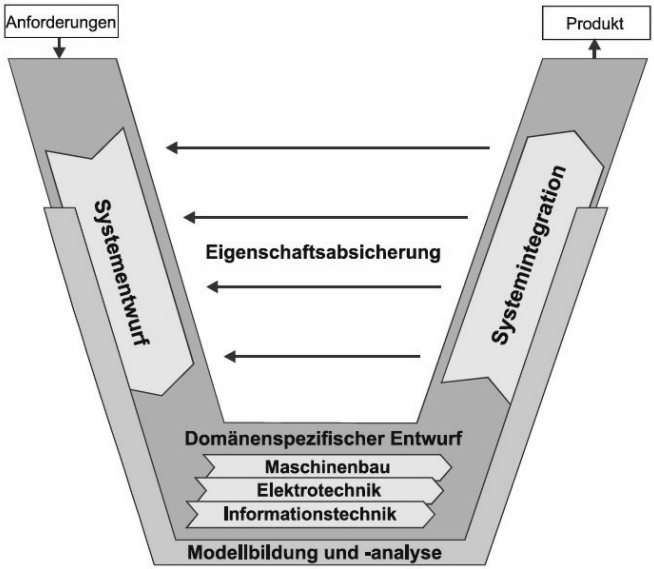


Bild 1.1: V-Modell zur Entwicklung mechatronischer Systeme [6]

Basierend auf den Prüfstandsuntersuchungen können die mechanischen Lenkgetriebe, die Software und der Lenkungsregler detailliert analysiert, optimiert und abgesichert werden. Somit wird die Lenksystementwicklung im Rahmen der Eigenschaftsabsicherung in allen drei Domänen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik durch den Einsatz des mHiL-Lenkungsprüfstands unterstützt, vergleiche Abbildung 1.1. Für zukünftige Projekte können darüber hinaus aus den gewonnenen Erkenntnissen spezifizierte Anforderungen abgeleitet werden.

2. Konzept des mHiL-Lenkungsprüfstands

Lastenheft

Zur vollumfänglichen Analyse der Lenkungseigenschaften ist ein leistungsfähiger Prüfstand erforderlich. Dieser muss dazu in der Lage sein, dem System sowohl Kräfte beziehungsweise Momente aufzuprägen als auch Positionen beziehungsweise Winkel einzuregeln. Weiterhin ist es erforderlich, dass der Prüfstand einerseits äußerst präzise agieren kann und andererseits ein hohes Maß an Dynamik garantiert. Der Prüfstand muss hinsichtlich dieser Dy-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

namik und der erforderlichen Kräfte so ausgelegt sein, dass alle Lastfälle abgebildet werden können. Diese Lastfälle ergeben sich zum einen aus dem Fahrmanöver (Parkieren bis Rennstrecke) und zum anderen aus den Fahrzeugeigenschaften (Sportwagen bis SUV).
Um das Rückmeldeverhalten der Lenkung zu untersuchen, müssen Kraftanregungen an der Zahnstange bei Amplituden von 600 Newton mit Frequenzen von eins bis 30 Hertz möglich sein. Die Analyse der Eigenschaften des Unterstützungsmotors erfordert Winkelanregungen am Lenkrad mit Amplituden von bis zu fünf Grad und Frequenzen von eins bis 30 Hertz. Des Weiteren muss der Prüfstand in der Lage sein Zahnstangenkräfte von bis zu 20 Kilonewton zu stellen.

Aufgrund der Tatsache, dass bei der Porsche AG diverse unterschiedliche Lenksysteme in den verschiedenen Fahrzeugen zum Einsatz kommen, ist ein flexibles Konzept zur Integration der Systeme in den Prüfstandsverbund gefordert. Es müssen sowohl unterschiedliche Bauformen von EPS-Systemen, als auch von HAL-Systemen (Hinterachslenkung) ohne großen Aufwand integriert werden können. Abbildung 2.1 stellt exemplarisch die EPS sowie einen HAL-Einzelsteller des Porsche 911 (Typ 991.II) dar.

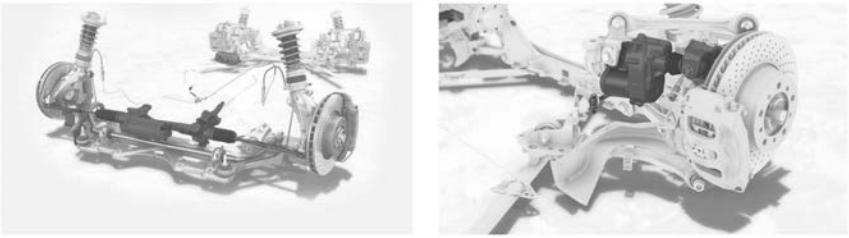


Bild 2.1: EPS und HAL des Porsche 911 (Typ 991.II)

Außerdem soll eine effiziente und komfortable Nutzung des Prüfstands gewährleistet werden. Die Konfiguration des Lenkungsprüfstands muss präzise, reproduzierbar und mit geringen Rüstzeiten durchführbar sein.

Um den gesetzlichen und betrieblichen Sicherheitsbestimmen gerecht zu werden und die Prüfstandsnutzer sowie fachfremde Personen zu schützen, ist ein vollumfängliches Sicherheitskonzept für den Lenkungsprüfstand zwingend erforderlich.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Grundkonzept

Wie zuvor bereits beschrieben ist die Lenkung ein maßgebliches Bauteil bei der querdynamischen Fahrzeugführung. Zur Charakterisierung unterschiedlicher Lenksysteme wurde bei der Porsche AG in der Vergangenheit ein externer Lenkungsprüfstand verwendet. Um der hohen Komplexität im Entwicklungsprozess der Lenkung sowie der steigenden Anzahl unterschiedlicher Hardware-Varianten und Softwarestände gerecht werden zu können, besitzt die Porsche AG seit Kurzem einen eigenen Lenkungsprüfstand zur Unterstützung und Optimierung der Entwicklung.

Der in Zusammenarbeit zwischen dSpace und der Porsche AG entwickelte Lenkungsprüfstand verfügt über zwei Linearaktuatoren zur Erzeugung der Spurstangen- beziehungsweise Zahnstangenkräfte und -verschiebungen am Lenksystem. Darüber hinaus kann bei der Analyse der EPS ein Lenkaktuator eingesetzt werden, welcher die Lenkmomente und –winkel generiert. In Abbildung 2.2 ist der Aufbau des Lenkungsprüfstands dargestellt.

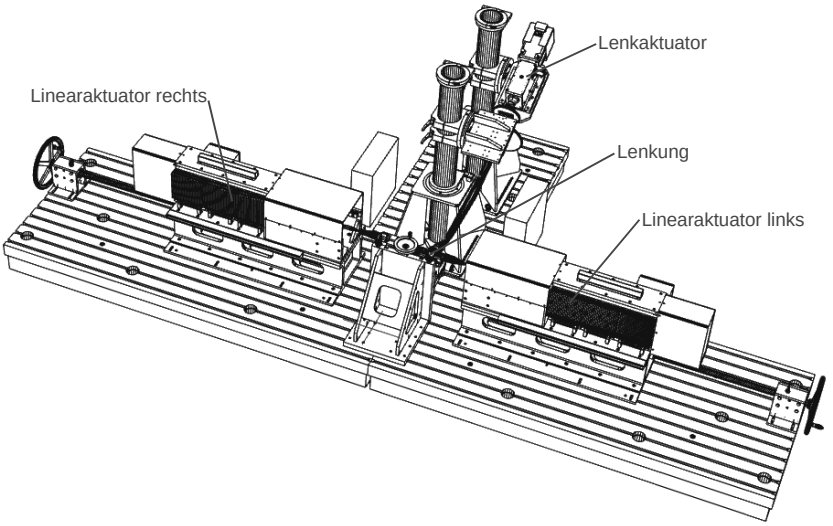


Bild 2.2: Lenkungsprüfstand

Mit Hilfe der Linearaktuatoren können dem Lenksystem maximale Kräfte von 20 Kilonewton aufgeprägt werden. Der maximale Hub liegt bei 130 Millimeter, die maximale Verfahrge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

schwindigkeit beträgt ein Meter pro Sekunde. Das maximale Drehmoment des Lenkaktuators beträgt 50 Nm, die maximale Drehgeschwindigkeit liegt bei 500/min. Lenkaktuator und Lenkstrang sind durch eine Drehmomentkupplung verbunden, welche sich beim Auftreten zu großer Drehmomente öffnet, um den Lenkroboter vor Beschädigungen zu schützen.
Sowohl die Linearaktuatoren als auch der Lenkaktuator sind in der Lage im Frequenzbereich bis 30 Hertz mit der erforderlichen Leistungsfähigkeit zu operieren. Sämtliche für die Funktionsentwicklung von Lenksystemen relevanten Testfälle sind somit darstellbar.

Um gleichermaßen Versuche mit hoher Präzision sowie Versuche mit hoher Dynamik oder bei hohen Kräften durchführen zu können, ist der Prüfstand mit zwei unterschiedlichen Umrichtern für die Linearaktuatoren ausgestattet. Die „kleinen" Umrichter können dabei für Versuche mit hohen Präzisionsanforderungen und geringen Kräften verwendet werden. Die „großen" Umrichter kommen bei Versuchen mit hohen Anforderungen an die Stelldynamik oder großen Stellkräften der Linearaktuatoren zum Einsatz.

Der Prüfstand zeichnet sich durch ein variables Spannfeld mit diversen Skalen, Anschlägen und Ausrichthilfen für die Montage der einzelnen Komponenten aus. Unterschiedliche Lenksysteme können mit Hilfe eines spezifischen Adapters in den Prüfaufbau integriert werden. Darüber hinaus existieren definierte Schnittstellen für die Energie- und Signalübertragung zwischen Lenksystem und Prüfstand. Dabei können sowohl CAN- als auch FlexRay-basierte Lenksysteme analysiert werden. Aus der hohen Flexibilität bezüglich der Prüfstandskonfiguration resultiert eine optimale Anpassbarkeit an unterschiedliche Lenksysteme, sodass geringe Rüstzeiten garantiert und damit ein effizienter Betrieb gewährleistet werden.

Die Energieversorgung des Prüfstands erfolgt über lediglich einen Stromanschluss mit einer Stromstärke von 63 Ampere. Da alle Aktuatoren und die zu testenden Bauteile mit Hilfe von elektrischer Energie betrieben werden, ist zur Energieversorgung ausschließlich der genannte Stromanschluss erforderlich.

Um die Sicherheit der Prüfstandsnutzer zu garantieren verfügt der Lenkungsprüfstand über ein umfangreiches Sicherheitskonzept. Es setzt sich aus diversen Notaus-Schaltern, optischen und akustischen Warnsignalgebern sowie einer Absperrung und Lichtschranken zusammen. Die Warnsignalgeber sorgen dafür, dass alle im Raum befindlichen Personen darüber informiert sind, ob sich der Prüfstand in laufendem Testbetrieb befindet oder nicht. Mit Hilfe der Notaus-Schalter ist sichergestellt, dass der Prüfbetrieb jederzeit durch den Prüf-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

standsbetreiber unterbrochen werden kann. Die Absperrung sorgt dafür, dass auch fachfremde Personen den „Gefahrenbereich“ eindeutig identifizieren können. Sollte die Absperrung dennoch überwunden werden, wird dies von den Lichtschranken detektiert und in der Folge der Prüfstand abgeschaltet.

Varianten der Prüfung

Mit Hilfe des Prüfstands sollen mechanische Lenkungsparameter identifiziert, sowie Analysen des Übertragungs- und Gesamtsystemverhaltens durchgeführt werden. Dazu ist es notwendig, die Lenkungen beziehungsweise den Prüfstand in unterschiedlichen Konfigurationen zu betreiben.

Mit Hilfe der Prüfstandssteuerung ist es möglich, jeden der Aktuatoren separat zur Anregung des Systems zu verwenden. Dabei können die Linearaktuatoren in Kraft- oder Positionsregelung betrieben werden. Für den Lenkaktuator sind analog dazu eine Momenten- oder Winkelregelung verfügbar. Außerdem können jeweils zwei der Aktuatoren in Kombination eingesetzt werden oder sogar alle drei Aktuatoren im Verbund betrieben werden. Im Fall des kombinierten Betriebs mehrerer Aktuatoren stehen zwei unterschiedliche Regelungsmöglichkeiten zur Verfügung:

- Momentenregelung des Lenkaktuators in Kombination mit einem oder beiden Linearaktuatoren in Positionsregelung
- Winkelregelung des Lenkaktuators in Kombination mit einem oder beiden Linearaktuatoren in Kraftregelung

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Prüfszenarien ist es möglich, das zu prüfende Lenkgetriebe durch den Einsatz eines speziellen Winkels in einer vordefinierten Position zu fixieren, um beispielsweise Steifigkeitsuntersuchungen durchzuführen.

Messtechnik

Der Prüfstand verfügt über diverse Sensoren zur Erfassung verschiedenster Signale. Dazu zählen zum einen die Kräfte und Positionen der Linearaktuatoren sowie das Moment und die Winkelposition des Lenkaktuators. Darüber hinaus können die Stromaufnahme sowie die an der Lenkung anliegende Spannung aufgezeichnet werden.

Optional besteht die Möglichkeit Temperatur- oder Beschleunigungssensoren sowie Seilpotentiometer für zusätzliche Wegmessungen an frei wählbaren Positionen in den Messaufbau

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zu integrieren. Darüber hinaus stehen analoge Ein- und Ausgänge zur Verfügung, sodass beliebiges Messequipment eingesetzt werden kann.

3. Lenkungsuntersuchungen

Der mHiL-Lenkungsprüfstand wird bei der Porsche AG zum einen für die Identifikation mechanischer Lenkungsparameter verwendet, zum anderen werden Analysen des Übertragungsverhaltens vom Lenksystem sowie Analysen des Gesamtsystemverhaltens durchgeführt.

Mit Hilfe der Versuche zur Parameteridentifikation kann die durch den Lieferanten erfolgte Umsetzung der Mechanik-Anforderungen nachvollzogen werden. Darüber hinaus können durch wiederholte Messungen mit dem gleichen Bauteil Erkenntnisse über die Verschleißeigenschaften gewonnen werden. Die im Folgenden aufgeführten Versuche sind unterteilt in Versuche zur Identifikation von EPS- und HAL-Parametern.

Versuche zur Parameteridentifikation:

- EPS: Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzelwinkel und Zahnstangenweg
- EPS: Übersetzungsverhältnis zwischen Motorwinkel und Zahnstangenweg
- EPS: Steifigkeiten des Lenkstrangs (Drehstab und Lenksäule)
- EPS: Steifigkeit der Motorübertragung (Riementrieb und Kugelgewindetrieb)
- EPS: Reibung von Lenkgetriebe und Lenksäule
- HAL: Nachlaufverhalten (Systemreaktion bei Ausfall/Abschaltung)
- HAL: Wanderverhalten (Verhalten bei deaktiviertem System)
- HAL: Kraftsprung (Sprungantwort)
- EPS und HAL: Motorkennfeld (Leistung, Energieverbrauch und Wirkungsgrad)

Mit der dSpace-Software ControlDesk wird die Prüfstandssteuerung vorgenommen. Mit Hilfe der Software AutomationDesk können Prüfabläufe darüber hinaus komfortabel automatisiert werden. Beispielsweise zur Bestimmung der Reibung in Lenkgetriebe und Lenksäule oder bei der Ermittlung des Motorkennfelds ist die Durchführung zahlreicher Messungen notwendig.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 3.1 zeigt die Messergebnisse zur Bestimmung der Steifigkeiten im Lenkstrang. Bei diesem Versuch wird mit dem Lenkroboter ein drehmomentgeregeltes Dreiecksignal abgefahren. Die oberen Darstellungen von Abbildung 3.1 zeigen die Signalverläufe von Lenkradwinkel δ_L und Lenkradmoment M_L über der Zeit t. Mit Hilfe der Auftragung des Lenkradmoments M_L über dem Lenkradwinkel δ_L lassen sich die Steifigkeiten c aus der Steigung des Kurvenverlaufs ablesen.

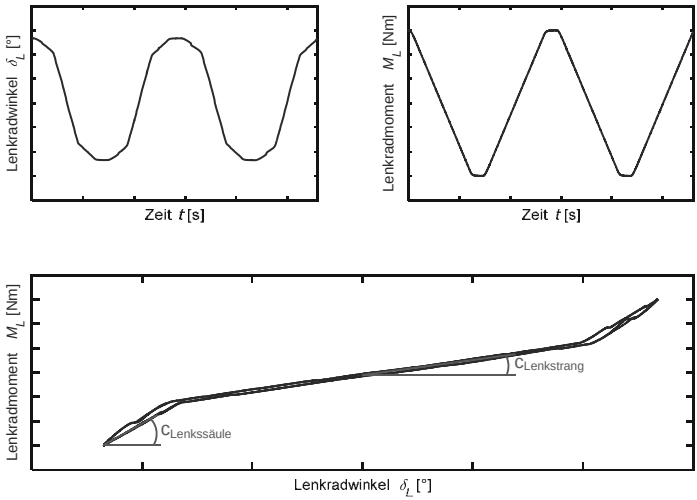


Bild 3.1: Steifigkeiten des Lenkstrangs

Bei der Betrachtung des Übertragungsverhaltens können die Eigenschaften des Unterstützungsmotors ermittelt werden. Dabei wird in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz untersucht, wie gut der Servomotor die an ihn gestellten Unterstützungsanforderungen umsetzen kann. Des Weiteren kann das Rückmeldeverhalten der Lenkung analysiert werden. Dieses Rückmeldeverhalten wird durch die Entwickler maßgeblich mit Hilfe der Software/des Lenkungsreglers beeinflusst und Porsche typisch ausgelegt. In Abhängigkeit der Frequenz wird dabei das Übertragungsverhalten von Krafteinwirkungen an der Zahnstange zu Momenten am Drehstab untersucht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Versuche zum Übertragungsverhalten:

- EPS: Übertragungsverhalten von Zahnstangenkraft zu Drehstabmoment
- EPS und HAL: Übertragungsverhalten von Motorsollmoment zu Zahnstangenkraft

In Abbildung 3.2 ist das Übertragungsverhalten der Lenkung von einer Anregung an der Zahnstange zu einer Reaktion am Drehstabmoment in einem Frequenzkennliniendiagramm dargestellt. Mit Hilfe dieser Darstellung lässt sich das Rückmeldeverhalten der Lenkung analysieren. Die Kurvenverläufe „ohne ECU“ beschreiben das rein mechanische Übertragungsverhalten der Lenkung ohne Unterstützungseinheit. Die Verläufe „mit ECU“ stellen das Verhalten der Lenkung mit aktivierter Unterstützungseinheit dar. Es ist deutlich erkennbar, dass die Verläufe „mit ECU“ bezüglich der Amplitude unterhalb der Verläufe „ohne ECU“ liegen. Dies ist auf die Servofunktion der Lenkung zurückzuführen, welche die vom Fahrer aufzubringenden Handmomente auf ein komfortables Maß reduziert.

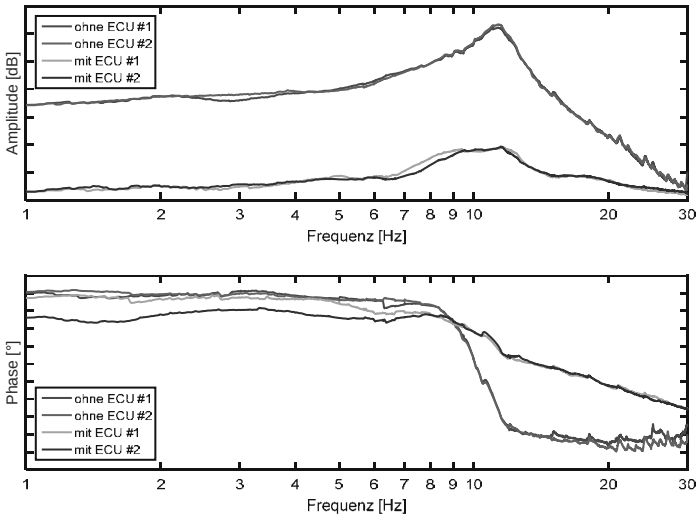


Bild 3.2: Übertragungsverhalten der Lenkung

Weiterhin ist in Abbildung 3.2 ersichtlich, dass der Lenkungsprüfstand bezüglich der hier aufgeführten Messungen eine sehr hohe Reproduzierbarkeit bietet, da die jeweiligen Kurvenverläufe „#1“ und „#2“ ein hohes Maß an Übereinstimmung zeigen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei der Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens bietet der Prüfstand zwei unterschiedliche Analysemethoden an. Zum einen können vordefinierte Signale, beispielsweise aus einer Fahrversuchsmessung, als Testvektoren an den Prüfstand übergeben und nachgefahren werden. Diese Methode bietet im Vergleich zum Fahrversuch den Vorteil, dass die Testvektoren einmalig aufgezeichnet werden müssen und anschließend beliebig oft wiederverwendet werden können. Zur Untersuchung unterschiedlicher Softwarestände ist es folglich nicht notwendig, das Fahrmanöver erneut mit dem Realfahrzeug durchzuführen.

Zum anderen kann mit Hilfe des von dSpace entwickelten Automotive Simulation Model (ASM) das Verhalten der Lenkung im Gesamtsystem Fahrzeug analysiert werden. Dazu ist es erforderlich, dass ASM mit den Fahrzeugparametern des zu untersuchenden Porsche-Modells zu bedaten. Durch den Einsatz der dSpace Software MotionDesk können verschiedene Fahrsituationen definiert werden. Dabei lassen sich diverse Größen variieren, wie beispielsweise die Streckentopologie oder der Fahrbahnreibwert. In Abbildung 3.3 können die Zusammenhänge zwischen den Prüfstandsaktuatoren, dem Simulationsmodell und der EPS beziehungsweise der HAL nachvollzogen werden.

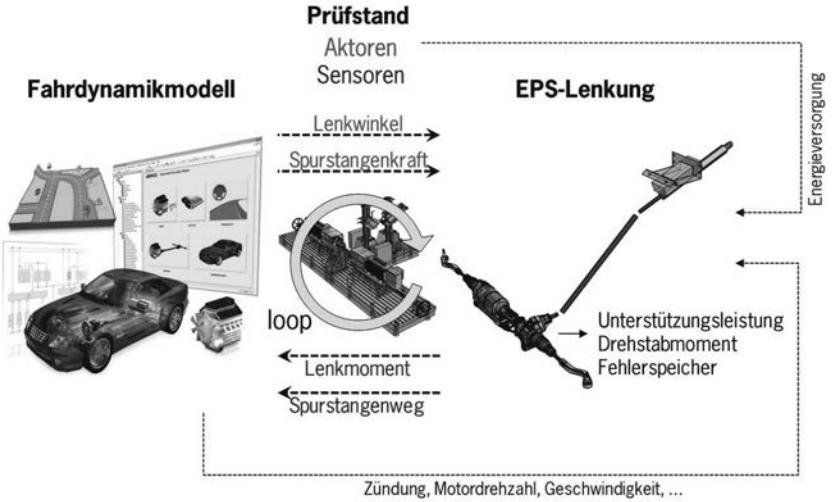


Bild 3.3: Gesamtsystemanalyse mit ASM

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Sowohl die Verwendung der Testvektoren, als auch der Einsatz des ASM können den Fahrversuch im Realfahrzeug bei der Systemanalyse unterstützen. Besonders aus der Unabhängigkeit von Fahrer- und Umwelteinflüssen resultiert dabei eine hohe Reproduzierbarkeit der Untersuchungen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Der mHiL-Lenkungsprüfstand wird in Zukunft die Lenkungsentwicklung sowohl im Bereich der Mechanik als auch der Software und des Reglers unterstützen. Die Lenksysteme werden einem Testkatalog unterzogen, um sowohl die mechanischen Eigenschaften als auch den Einfluss von Software und Reglerkonfiguration zu analysieren. Aus den Messergebnissen soll eine umfangreiche Datenbank entstehen, welche die charakteristischen und für die Entwicklung relevanten Parameter enthält.

Basierend auf dieser Datenbank können neue und ergänzende Anforderungen an die Lenkung abgeleitet und in die Lastenhefte aufgenommen werden. Somit unterstützt der Lenkungsprüfstand die Entwicklung der Lenksysteme nachhaltig.

Mit Hilfe einer flexibel einsetzbaren Klimakammer sollen zukünftig auch Analysen des Temperaturverhaltens der Lenkung durchgeführt werden können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Glossar

ASM:	Automative Simulation Model
EPS:	Electric Power Steering
apaEPS:	axle parallel Electric Power Steering
rcEPS:	rack concentric Electric Power Steering
HAL:	Hinterachslenkung
mHiL:	mechanical Hardware in the Loop

6. Literaturverzeichnis

[1] Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich
Springer Vieweg, 7. Auflage, 2013
Handbuch Kraftfahrzeugtechnik

[2] Düsterloh, Dario
Dr. Ing. h.c. Porsche AG; Institut für Fahrzeugtechnik Braunschweig, 2015
Methode zur Darstellung einer fahrzeugunabhängigen Fahrbahnrückmeldung durch ein elektromechanisches Lenksystem

[3] Dipl.-Ing. Henning, Josef; Dipl.-Ing. Schmidt, Steffen; Dipl.-Medieninformatiker (FH) Bodenstein, Jan
ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 04/2015, 117. Jahrgang
Effiziente Fahreigenschaftsoptimierung durch echtzeitfähige Mehrkörperachsen

[4] Dr. Pfeffer, Peter; Dr. Harrer, Manfred
Springer Vieweg, 2. Auflage, 2013
Lenkungshandbuch

[5] Poirel, Paul
ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift, Ausgabe 06/2012, 114. Jahrgang
Perspektiven für die elektromechanische Lenkung

[6] Verein Deutscher Ingenieure
VDI-Richtlinie 2206, Juni 2004
Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Simulation fahrdynamischer Lasten von Kraftstoff- und Öltanks mit einem Standard-Industrie-Roboter

Machbarkeitsanalyse zur Simulation des Schwapp-Verhaltens in einem Kraftstoff-Tank mit Hilfe eines Industrie-Roboters

Dr. **Andreas Kuhn**, ANDATA, Hallein, Österreich;
Christian Prechtl, **Michael Leitner**,
Andreas Margreiter, Wunderwerk, Wien, Österreich

1. Kurzfassung

Die Verwendung von Standard-Industrie-Robotern als Alternative zu traditionellen Hexapod-Plattformen für die Simulation dynamische Lasten verspricht einerseits deutlich geringere Kosten im Testaufbau und Betrieb. Andererseits bieten die Roboter deutlich mehr Bewegungsmöglichkeiten im niedrig bis mittel-frequenten Dynamik-Bereich. In dem vorliegenden Beitrag wurde das Konzept eines Industrie-Roboters zur Nachbildung der Schwapp-Bewegung in einem Treibstofftank einer sehr sportlichen Limousine überprüft und auf Machbarkeit getestet.

2. Abstract

The usage of standard industrial robots for the simulation of dynamic loads promises relevant cost advantages in comparison to traditional hexapod platforms. In addition the robot provides much more motion capabilities in lower and medium frequency ranges. In the given paper the concept of an industrial robots for the simulation of the sloshing within the fuel tank of a very sporty limousine ride has been checked and tested for feasibility.

3. Einleitung

Test und Abnahme von Kraftstoff- und Öltanks ist meist immer noch eine aufwendige Angelegenheit, welche unter Berücksichtigung von unterschiedlichen Umweltbedingungen und dynamischen Lasten etliche real gefahrene Kilometer auf dezidierten, geeigneten Teststrecken benötigten. Die numerische Simulation des Schwappens von Treibstoff und Öl in den Tanks mittels CFD-Simulationen ist immer noch extrem aufwendig, sodass reale Tests nur schwer bzw. noch gar nicht ersetzt werden können. Neben den realen Fahrten werden so in der Automobilindustrie üblicherweise Hexapoden-Plattformen zur Nachbildung der dynamischen Lasten aus dem Fahrbetrieb verwendet. In dem hier vorliegenden Beitrag soll eine

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

alternative Testkonfiguration vorgestellt werden, welche verspricht einige der Restriktionen von traditionellen Hexapoden zu überwinden.

4. Beschreibung der Aufgabenstellung

Gegeben war ein Mehrkammer-Kraftstofftank einer sehr sportlichen Limousine mit komplexer Form mit bis über 100 Liter Treibstoff-Inhalt. Der Tank sollte auf einem Prüfstand so bewegt werden, dass der Tankinhalt sich möglichst ähnlich zu einer beliebigen, gegebenen Fahrt mit dem realen Fahrzeug bewegt. Dazu wurden Fahrten auf einer Teststrecke mit unterschiedlich dynamischen Fahrverhalten (normal, mittel und sehr sportlich, schnell) mit unterschiedlichen Füllständen des Treibstofftanks aufgenommen. Neben den Beschleunigungen des Tanks wurden auch die Füllstandsaufnehmer im Tank sowie der Anschlag des Tankinhalts an den Klappen der Entlüftungsventile gemessen und aufgezeichnet.

Statt mit Hexapoden wurde die dynamische Belastung an den Tank mit einem Standard-Industrie-Roboter aufgebracht. In diesem Fall wurde ein Roboter vom Typ Kuka KR500 mit einer nominellen Traglast von über 500kg gewählt. U.a. geht es auch um die Realisierung bedeutenden Kostenvorteile durch die Verwendung eines Industrie-Roboters.

5. Mathematische Formulierung der Problemstellung

Die mathematisch/mechanische Aufgabenstellung ist in Bild 1 skizziert. Ein Fahrzeug fährt auf einer bestimmten Strecke. Die Fahrt ist mechanisch beschrieben durch einen zeitlichen Verlauf von Beschleunigungen acc_{Fzg} in translatorischen und rotatorischen Richtungen (Längs- und Querbeschleunigungen a_X, a_Y sowie Roll-, Nick-, Gier-Raten). Es wird angenommen, dass der Tank ausreichend steif mit der Karosserie verbunden ist, sodass die Fahrzeugbeschleunigungen praktisch direkt auf den Tank einwirken, d.h. $acc_{Fzg}(t) \approx acc_{Tank,real}(t)$. Diese Beschleunigungen des Tanks resultieren in einem Schwappen des Kraftstoffinhalts, welcher durch die Geometrie der Oberfläche der Flüssigkeit $\psi_{Treibstoff/Öl}$ als Funktion über Ort und Zeit beschrieben ist. Diese wird im gegebenen Fall punktuell einerseits durch die Füllstandsmesser ermittelt. Andererseits wird der Anschlag der Flüssigkeit an den Klappen der Entlüftungsventile mit Lichtwellenleitern gemessen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

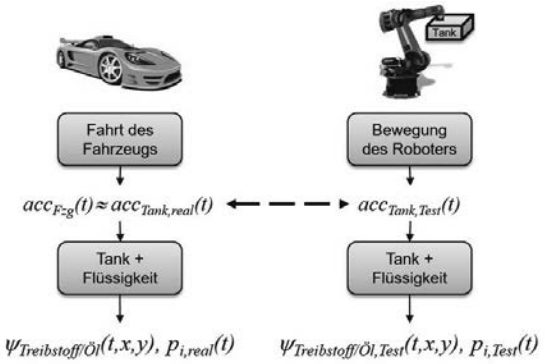


Bild 1: Vergleich Fahrzeugbewegung und Roboter-Bewegung

Je nach Applikation und Anwendungsfall geht es darum, dass die Lage der Flüssigkeit im Tank oder aber auch der resultierende Druck p von Treibstoffpumpen oder Ventilen i reproduziert wird. Da sich die Lage und das Schwappen der Flüssigkeit aufgrund unbekannter Übertragungsfunktion in der Regel aber nicht regeln lässt, wird hier versucht, dass die Beschleunigungen des Tanks möglichst genau nachgebildet werden, in der Annahme, dass das resultierende Schwappen dann auch weitgehend übereinstimmen wird.

6. Realisierungskonzept und Umsetzung

Der Prozess der Umsetzung ist in der folgenden Bild 2 dargestellt.

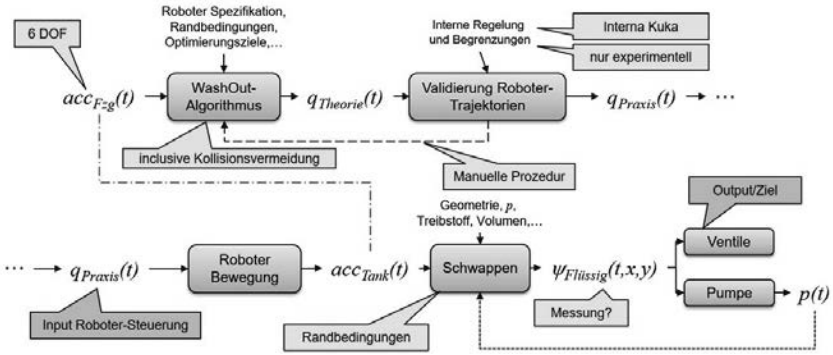


Bild 2: Realisierungskonzept und Umsetzungsprozess

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Als erstes werden die Beschleunigungen des Fahrzeuges aus realen Testfahrten oder fahrdynamischen Simulationen ermittelt. Diese werden dann mit sogenannten Washout-Algorithmen bearbeitet. Grob handelt es sich dabei um einen mehrstufigen Filter-Prozess, bei welchen in erster Linie der niederfrequente Anteil der Beschleunigung so manipuliert wird, dass der translatorische Teil der Bewegung eliminiert bzw. durch Nicken und Wanken kompensiert wird und die resultierende Bewegung mit möglichst geringer Differenz bei den Beschleunigungen vom stationären Roboter nachgefahren werden kann. Entgegen den traditionellen Washout-Algorithmen wurden hier sowohl für alle einzelnen Freiheitsgrade als auch für verschiedenen Zeitabschnitte des Signals eigene, optimierte Filter-Parameter mit passenden Übergangsbedingungen verwendet und unter Berücksichtigung der Rand- und Nebenbedingungen optimiert. Das Resultat dieser Washout-Prozedur sind die Freiheitsgrade des Roboters über der Zeit $q_i(t)$, sodass die resultierende Roboterbewegung mit dem Tank $acc_{Tank}(t)$ die gegebenen Beschleunigungen $acc_{Fzg}(t)$ des Fahrzeugs unter Berücksichtigung der Bewegungsmöglichkeiten des Roboters möglichst gut abbildet.

Neben den dynamischen Möglichkeiten des Roboters ist bei dem Optimierungsprozess auch zu berücksichtigen, dass der Tank mit dem Haltegestell (vgl. Bild 3) weder mit sich selbst als auch mit umliegende Gegenständen oder dem Boden kollidiert. Dazu wurde die berechnete Roboter-Bewegung nochmals in einer kinematischen Simulation auf potentielle Kollisionen überprüft und gegebenenfalls angepasst bzw. wurde die Kollisionsvermeidung bereits als Nebenbedingung im Optimierungsprozess des Washout-Algorithmus berücksichtigt.

Die damit auch gegen Kollisionen abgesicherten Roboterbewegungen müssen allerdings noch in einem weiteren Schritt auf tatsächliche Realisierbarkeit überprüft werden, weil der Roboter über interne Regelungen und Begrenzungsmechanismen verfügt, welche nur dem Hersteller bekannt sind. Die Spezifikation der möglichen dynamischen Lasten ist in der Regel nicht für jeden Zustand des Roboters umfassend verfügbar und muss experimentell ermittelt werden, wenn man die dynamischen Möglichkeiten des Roboters voll ausnutzen will. Dieser Prozess ist manuell und kann derzeit nur durch direkte Tests am Roboter erfolgen. Wenn der Roboter dabei in seine internen Begrenzungen fährt, müssen die Verläufe der Freiheitsgrade (semi-)manuell nachgefiltert werden. Gleiches gilt für die thermischen Belastungen. Wenn der Roboter wegen zu hohen dynamischer Belastung überhitzt, schaltet dieser automatisch von selbst ab.

Die so berechnete und abgesicherte Bewegung wird dem Roboter dann in Form einer Weg-Steuerung vorgegeben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Messung der Testergebnisse erfolgte durch

- mehrere Beschleunigungssensoren am Tank,
- die Aufzeichnung der Messwerte von den Füllstandsaufnehmern,
- mehrere optische Messvorrichtungen, welche den Anschlag der Flüssigkeit an den Entlüftungsventilen messen.

Eine exaktere Messung des Schwapp-Verhaltens etwa durch interne Video-Aufzeichnung, durchsichtige Tanks, 3D-Sensorik im Tank wurde angedacht, allerdings hier noch nicht realisiert.

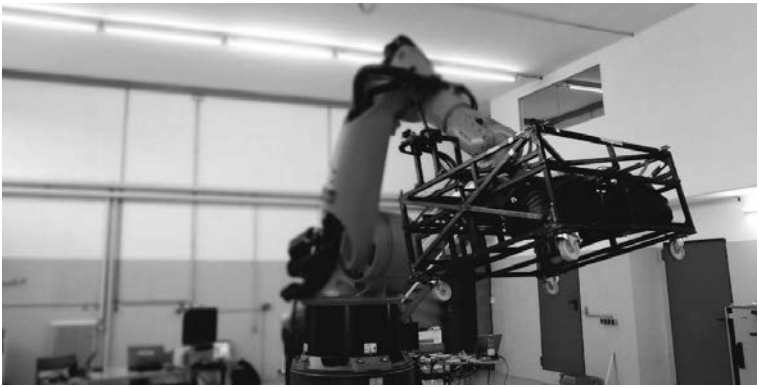


Bild 3: Industrieroboter mit Tank in einer Haltevorrichtung montiert

7. Ergebnisse

Zur Verifikation und Validierung der Test-Methodik wurden mehrere Testrunden eines realen, sehr sportlichen Fahrzeugs auf einem Rundkurs mit den folgenden Konfigurationen gefahren:

- mehrere Geschwindigkeitsprofilen (normal, mittel, sehr sportlich),
- unterschiedliche Tank-Füllständen (fast voll, ca. ¾, ca. ½ voll) und
- unterschiedliche Tank-Formen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

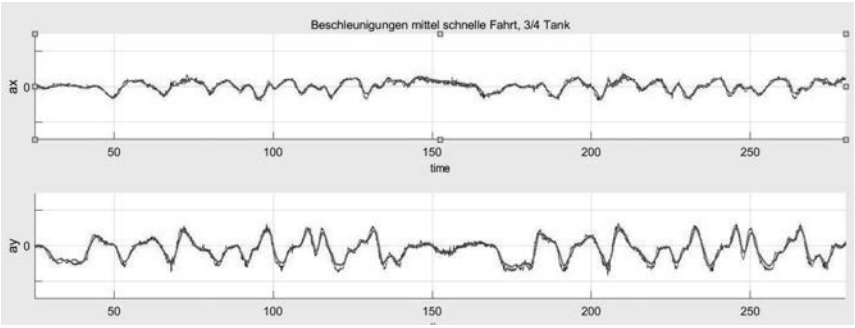


Bild 4: Beschleunigungen bei mittelmäßig schneller Fahrt auf einem Rundkurs mit ca. ¾ vollem Tank. Blau ist die reale Fahrt im Vergleich zu einigen wiederholten Robotertests in rot eingezeichnet.

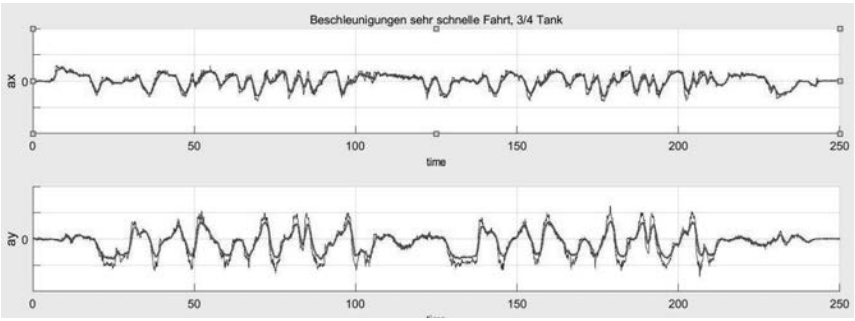


Bild 5: Beschleunigungen bei schneller, sportlicher Fahrt auf einem Rundkurs mit ca. ¾ vollem Tank. Blau ist die reale Fahrt im Vergleich zu einigen wiederholten Robotertests eingezeichnet. Im Gegensatz zu den mittelschnellen Fahrten können die lateralen Beschleunigungsspitzen nicht vollständig sondern in diesem Fall nur zu ca. 80% abgebildet werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

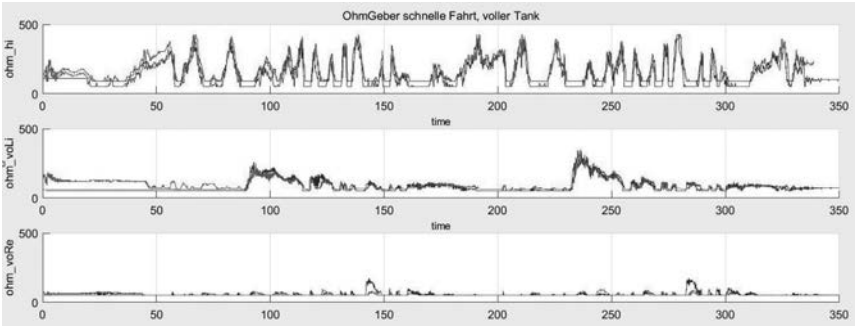


Bild 6: In Blau sind die Stände verschiedener Füllstandsnehmer einer realen Fahrt im Vergleich zu wiederholten Roboter-Tests in Rot eingezeichnet.

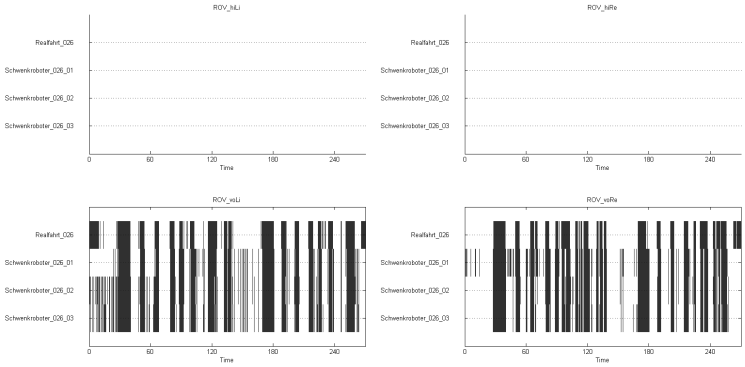


Bild 7: Die Abbildung zeigt den zeitlichen Verlauf der Anschläge der Flüssigkeit im Tank an vier verteilt positionierten Entlüftungsventilen bei einer mittelschnellen Fahrt mit ca. 3/4 vollem Tank. In der obersten Zeile sind jeweils die Anschläge der Realfahrt im Vergleich zu drei Roboterfahrten eingezeichnet. Bei den oberen zwei Positionen kam es zu keinem Anschlag der Flüssigkeit.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

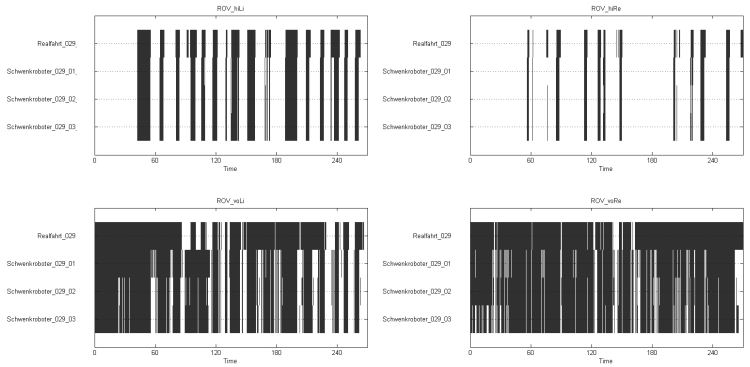


Bild 8: Zeitlicher Verlauf der Anschläge der Flüssigkeit an den Entlüftungsventilen bei sehr sportlicher Fahrt und fast vollem Tank.

Die Ergebnisse lassen sich im Wesentlichen durch folgende Aussagen zusammenfassen:

- Die realisierbaren Gesamtbeschleunigungen liegen bei dem verwendeten Robotertyp (Kuka KR500) ungefähr im Bereich von 1,4 g. Die Beschleunigungen von Fahrten mit normaler und mittlerer Geschwindigkeit lassen sich damit sehr gut reproduzieren. Bei den sehr sportlichen, schnellen Fahrten konnten die Beschleunigungsspitzen hier mit ca. 80% in den einzelnen lateralen oder transversalen Komponenten reproduziert werden. Die Form der Beschleunigungen und die Beschleunigungen unter dem theoretischen Limit wurden ebenfalls sehr gut wiedergegeben. Bei Bedarf und je nach Erfordernissen des Fokus der Untersuchung kann man in einzelnen Komponenten auch bessere Ergebnisse mit Abstrichen in den jeweils anderen Komponenten erreichen. Vergleiche
- Bild 4 und
- Bild 5. Auch die Verläufe der Füllstandsnehmer ließen sich gut bis sehr gut reproduzieren. Vergleich dazu die beispielhafte
- Bild 6.
- Die Kontakte der Flüssigkeiten mit den optischen Messvorrichtungen an den Entlüftungsventilen ließen sich manchmal sehr gut reproduzieren (siehe *Bild 7* und Bild 8), öfters aber nur sehr schlecht. Es wird angenommen, dass es sich bei den schlecht reproduzierbaren Fällen um hochdynamische und stochastische Effekte der Flüssigkeit gehandelt hat. Um die tatsächlichen Ursachen herauszufinden müsste man zu-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sätzliche Messtechnik einführen, um die Effekte und Wellenbildung an der Treibstoff-Oberfläche genauer ermitteln zu können.

- Bei Mehrkammer-Tanks und Tanks mit komplexer Geometrie muss darauf geachtet werden, dass sowohl bei den realen Fahrten wie auch bei den Roboter-Tests die Anfangsbedingungen und Verteilung der Flüssigkeitsstände in den unterschiedlichen Kammern zusammenpassen. Oft waren die Flüssigkeitsstände zwischen den Realfahrten und den Roboter-Tests erst nach einigen Kurven synchronisiert, weil die Messung der Realfahrt nicht aus dem Stillstand gestartet wurde.
- Alle Tests zeigten eine sehr gute Reproduzierbarkeit, wenn man auch die Ausgangslage der Flüssigkeit im Tank Acht nimmt.

Zusätzlich zu den realen Fahrten wurde auch untersucht, welche anderen Anwendungsfälle noch mit dem Roboter bedient werden können.

Als erstes wurden diverse kürzere Ausschnitte aus Fahrten generiert, sodass hier ganz einfach charakteristische Manöver, wie beispielsweise flott gefahrene Schikanen, nachgebildet werden können. Derart kurze Fahrmanöver haben den Vorteil, dass man extremere Anfangs- und Endlagen des Roboters für eine weitere Erhöhung der maximal erreichbaren Beschleunigungen verwenden kann. Diese Ausschnitte aus Fahrten kann man künstlich erzeugen, aus Fahrdynamik-Simulationen ableiten oder natürlich aus beliebigen Quellen nehmen, wie beispielsweise aus realen Fahrprofilen von Flottendaten.
Die kurzen Bewegungsabschnitte können aber auch künstliche Bewegungen sein, wie beispielsweise Sinusschwingungen mit veränderlichen Amplituden und wechselnden Frequenzen. Damit lassen sich quasi Übertragungsfunktionen für das Verhalten der Flüssigkeiten im Tank ermitteln. Je nach Applikation kann man so auch Bewegungssequenzen generieren, welche nur auf den speziellen Prüffokus abgestimmt sind. Wenn es beispielsweise darum geht die mechanische Funktionalität eines Belüftungsventils zu prüfen, ist es ja nicht bloß erheblich, durch welches Fahrmanöver diese hervorgerufen wird. Vielmehr geht es ja auch darum, dass das Ventil bei jeder beliebigen Schwapp-Bewegung funktioniert. Mit dem Roboter lassen sich sehr einfach komplexere Bewegungssequenzen und Schwapp-Bewegungen nachbilden, welche weit über die Möglichkeiten traditioneller Hexapoden hinausgehen.
Ein weiteres Anwendungsbeispiel hierfür bestand in der Nachbildung von Überschlagsszenarien. Aus MKS-Fahrdynamik-Simulationen wurden die Beschleunigungsverläufe von unterschiedlichen Überschlagsszenarien generiert. Wenn man an dem verwendeten Roboter be-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

stimmte Freilaufachsen implementiert, dann lassen sich auch vollständige Rollover-Versuche damit gut nachbilden.

8. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Wie im vorigen Abschnitt dargestellt, können mit dem ausgewählten Industrieroboter die Beschleunigungen auch von sehr sportlichen Fahrzeugen mit Spitzenwerten von bis zu 1,4 g in der Fahrdynamik sehr gut nachgebildet werden. Auf Basis der verwendeten Messtechnik lässt sich weiters ableiten, dass auch der grundsätzliche Schwapp-Vorgang im Tank gut abgebildet werden kann.

Neben der einfachen Steuerungsmöglichkeit und Flexibilität hat der ausgewählte Roboter vor allem auch prozesstechnische Vorteile. Die Aufrüstung des Messstandes kann in extrem kurzer Zeit realisiert werden. In dem gegebenen Projekt war der Roboter von der Lieferung bis zur Inbetriebnahme des Prüfaufbaus inklusive Installation der Messtechnik innerhalb von einem bis maximal 2 Tagen einsatzbereit für den Testbetrieb. Einzige Betriebsanforderung ist ein Hallenboden mit entsprechender Statik und ein Starkstrom-Anschluss. Auch die Umrüstung auf andere Testfälle kann sehr schnell und pragmatisch von statten gehen.

Damit erhält man auch die Möglichkeit, dass der Roboter nicht nur für letztendliche Abnahme-Tests eingesetzt werden kann, sondern dass man diesen sehr viel stärker bereits in den konstruktiven Entwicklungsprozess der Tanks integriert. Durch die pragmatische Erzeugung von generischen Tests und Testfällen aus beliebigen Fahrzeug-Betriebsbeobachtungen, kann man verschiedenen konstruktive Varianten des Tanks leicht vorab testen und den Prüfstand auch dazu benutzen sehr viel genaueres Verständnis darüber aufzubauen, was innerhalb des Tanks unter verschiedensten dynamischen Belastungen tatsächlich passiert. Dazu wäre aber auch eine weitere Verbesserung und Erweiterung der Messtechnik hilfreich. Statt bloß Beschleunigungssensoren und Füllstandsmesser zu verwenden, wären Video-Aufzeichnungen mit transparenten Tanks bzw. Videos aus dem Inneren des Tanks, eventuell sogar 3D-Sensorik im Tank sehr aufschlussreich.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

9. Ausblick und weitere Anwendungsmöglichkeiten

Die ausgewiesenen und beschriebenen Vorteile lassen auch noch andere Anwendungen und Erweiterungen sinnvoll erscheinen, welche teilweise vom Projektteam weiter getrieben werden:

- Aufbau eines begleitenden Szenario-Managements für einen erweiterte, anforderungsgetrieben Tank-Entwicklung
- Einsatz in der explorativen Untersuchung des Flüssigkeitsverhaltens im Tank und Ermittlung von entsprechenden, nichtlinearen Übertragungsfunktionen
- Durchführung von Co-Simulationen mit anderen numerischen Simulationen und/oder SIL/MIL/HIL-Tests
- Durchführung von Rollover-Tests
- Validierungsversuche für CFD-Simulationen
- Einsatz in beliebigen (Low-Cost-)Fahrdynamik-Simulatoren nicht nur für Tank-Tests
- Entwicklung und Validierung von Mensch-Modellen durch entsprechende Motion-Rides von menschlichen Probanden
- Einsatz in Klima-Kammern, um auch die Umwelteinflüsse wie Luftdruck und Temperatur auf die Tanks besser zu berücksichtigen
- Entwicklung von prädiktiver, onlinefähiger Regelung zum Einsatz als interaktivem Simulator als Alternative zu den aufwendigen Hexapod-Plattformen
- …

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der neue aerodynamische und aeroakustische Windkanal der Porsche AG

The new aerodynamic and aeroacoustic wind tunnel of the Porsche AG

Jochen Meder, Dr. **Hauke Stumpf**, Dr. **Peter Röser**,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche Aktiengesellschaft, Stuttgart

Kurzfassung

Der neue Porsche Windkanal im Entwicklungszentrum in Weissach hat im Jahr 2015 seinen Betrieb aufgenommen als Teil eines neuen integrierten Gebäudekomplexes, bestehend aus Designstudio, Aerodynamikentwicklung und Modellbau. Die bedeutendsten Verbesserungen gegenüber dem bestehenden Windkanal sind die optimierte Bodensimulation für Serien- und Rennfahrzeuge, eine auf 300 km/h gesteigerte maximale Windgeschwindigkeit sowie die Tauglichkeit für aeroakustische Messungen. Die vorliegende Veröffentlichung beschreibt die wesentlichen Konzeptideen und die technischen Highlights des neuen Windkanals.

Abstract

The new Porsche wind tunnel in the research and development center in Weissach has been put into operation in 2015 as part of a new integrated building complex, also comprising a new automotive design studio and extensive model workshops. Major improvements of this wind tunnel over the existing one include augmented ground effect simulation technologies for production and race cars, increased maximum wind speed up to 300 kph and suitability for aeroacoustic testing. The present publication describes the fundamental ideas driving this concept, as well as technical key features of the new wind tunnel.

1. Motivation

Der bestehende Windkanal der Porsche AG wird seit der Inbetriebnahme im Jahr 1985 stetig genutzt und ist ein bis heute unverzichtbares Werkzeug für die aerodynamische Entwicklung im Hause. Er wird nach wie vor geschätzt für seine exzellente Strömungsqualität und die hochgenaue Waage, allerdings verfügt er – wie zur damaligen Zeit üblich – weder über einen bewegten Boden noch über die Möglichkeit, mit drehenden Rädern zu messen. Zudem ist

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

die Windgeschwindigkeit limitiert auf 217 km/h und das Geräuschniveau ist gemessen an heutigen Windkanälen sehr hoch, was die aeroakustische Entwicklung stark einschränkt.
In den letzten dreißig Jahren haben sich die Bedürfnisse und Anforderungen aus der Automobilindustrie jedoch stark gewandelt. Zwei Begebenheiten lieferten im Jahr 2005 den Startschuss zu einer hausinternen Diskussion über mögliche Zukunftsszenarien hinsichtlich eines hochmodernen Windkanals für aerodynamische und aeroakustische Entwicklungsumfänge. Zum einen der weltweit gestiegene Anspruch an die Energieeffizienz automobiler Fahrzeuge und zum anderen die Wiederaufnahme des Rennsportengagements mit dem LMP2-Prototypen Porsche RS Spyder. Hinzu kam die wachsende Bedeutung des Fahrzeugdesigns als zentrales Differenzierungsmerkmal im Wettbewerb. Dies führte zu einer verstärkten Ausdehnung der aerodynamischen Entwicklungsschwerpunkte auf die Bereiche am Fahrzeug, die normalerweise nicht direkt sichtbar sind. Hierzu zählen vor allem der komplette Unterboden und die Radhäuser. Ein Windkanal mit bewegtem Boden zur Simulation einer realistischen Fahrzeugumströmung ist daher heutzutage unumgänglich für die aerodynamische Entwicklung von Serien- und Rennfahrzeugen. Gerade in letzterem Umfeld ist ein komplett bewegter Boden mit einem einzelnen breiten Laufband unter dem Fahrzeug bereits Standard.
Mit Aufkommen der *Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure* (WLTP) wurden zudem gerade die Anforderungen an die Bodensimulation seitens des Gesetzgebers klar formuliert. Ab dem Inkrafttreten der WLTP wäre eine gesetzeskonforme Windkanalmessung im seit 1985 bestehenden Porsche Windkanal somit nicht möglich.
Die zeitgleiche Planung eines neuen automobilen Designzentrums sowie zahlreichen Modellbauwerkstätten bot zudem die Gelegenheit zur Realisierung eines optimierten Gebäudekomplexes als perfekte Voraussetzung für einen effizienten und integrierten Prozess zwischen allen beteiligten Fachgebieten in der frühen Fahrzeugentwicklungsphase.

2. Gesamtkonzept

Der zeitgleiche Bedarf an einen neuen Windkanal und ein neues Designstudio in Kombination mit den erforderlichen Werkstätten für Modellbau und -vorbereitung ist hauptsächlich auf die sich zu diesem Zeitpunkt stark vergrößernde Modellpalette der Porsche AG zurück zu führen. Daraus ergab sich die nahezu einmalige Chance eines integrierten Ansatzes für alle beteiligten Parteien aus der frühen Phase des Fahrzeugentwicklungsprozesses. Ziel war es, die entsprechenden Abteilungen und technischen Einrichtungen in einem seitens seiner Architektur auf die jeweiligen Bedürfnisse optimierten Gebäudekomplex zusammen zu führen.
Folgende Zielvorgaben waren in der Planung zu beachten:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Verbesserung der Kommunikation und Interaktion
- Synergetische und gemeinsame Nutzung der Werkzeuge und -stätten
- Unabhängigkeit: alle relevanten Kernkompetenzen vor Ort
- Geheimhaltung: Modelle und Prototypen sollen nur im Gebäude in entsprechend klimatisierten Zonen bewegt werden

Diese Vorgaben führten zu einer Zentralisierung aller Funktionen, die normalerweise im Zuge eines Windkanalneubaus mit gebaut werden, wie:

- Ausreichend Platz für Modellvorbereitung und zeitweilige Lagerung
- Fahrzeugwerkstätten
- Lagerfläche für messtechnische Ausrüstung
- Bürofläche mit dazugehöriger Infrastruktur

Zudem beinhaltet der Komplex hochpräzise Fräsmaschinen für Clay und Schaummodelle, Anlagen zur Oberflächendatenerfassung, Kunststoffwerkstätten und Rapid Prototyping, eine Lackiererei und vieles mehr. Alle notwendigen Arbeitsschritte im Rahmen einer Windkanalmessung, vom Modellaufbau über Umbauten während und auch nach der Messschicht, sind vorhanden und für die jeweiligen Mitarbeiter offen zugänglich.

3. Realisierung

Im Jahr 2007 konkretisierte sich die Idee zum Bau eines neuen Windkanals im Porsche Entwicklungszentrum in Weissach. Nach einer sehr gründlichen Analyse der Bedarfe gab es eine Richtungsentscheidung für ein Windkanalkonzept mit wechselbaren Laufbandsystemen, welches in Folge ausgearbeitet wurde.

Im Juni 2011 wurde der geeignete Generalplaner ausgewählt, um dieses Projekt für Porsche zu realisieren. Zeitgleich zur Planung und dem beginnenden Genehmigungsdurchlauf wurde ein 1:10 Modellwindkanal erstellt, mit dem die wichtigsten aerodynamischen Spezifikationen untersucht und verifiziert wurden, bevor die Rohbauarbeiten im 1:1 Windkanal im April 2012 begannen.

Aufgrund der herausfordernden geologischen Situation musste das gesamte Gebäude auf zahlreichen bis zu 45 Meter tiefen Bohrpfählen fundamentiert werden. Grob geschätzt wurden im neuen Windkanal 9300 Kubikmeter Beton, 1700 Tonnen Stahl und mehr als 92 Kilometer Kabel verbaut. Im selben Jahr, im Dezember 2012 wurde die Stahldüse in das Gebäude eingebracht. Allein diese hat ein Gewicht von circa 150 Tonnen und wurde in 16 Einzelteilen angeliefert.

Ab Juni 2013 wurden die Hauptkomponenten wie Gebläse und Waagesystem installiert. Ende 2013, nur eineinhalb Jahre nach Beginn der Rohbauarbeiten, drehte sich das Gebläse

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erstmals mithilfe seines 6,9 Megawatt starken Elektromotors. Im September 2014 waren alle Systeme, die für aerodynamische Messungen benötigt werden, fertig gestellt.
Nach einer notwendigen und ausführlichen Phase zur Kalibrierung und Inbetriebnahme, welche parallel zum beginnenden Messbetrieb im Jahr 2015 erfolgte, ist der neue Porsche Windkanal seit Anfang 2016 endgültig für die aerodynamische und aeroakustische Entwicklung im Hause Porsche freigegeben. Alle Erwartungen an einen höchst innovativen und modernen Windkanal wurden erfüllt oder sogar übertroffen.

4. Technische Daten des Windkanals

Die Basis für die Realisierung des neuen Windkanals bildete ein detailliertes, funktionales Anforderungsprofil. Darin sind alle Vorgaben – vor allem natürlich in Bezug auf Strömungsqualität, Bodensimulation und Akustik – in einem sehr hohen Detailierungsgrad enthalten.

Hauptabmessungen und Airline

Der Grundriss der Airline des neuen Porsche Windkanals entspricht der „Göttinger Bauart" mit geschlossenem Kreislauf und offener Messstrecke (Bild 1). Auf Basis des aktuellen wissenschaftlichen Kenntnisstandes wurde sehr großer Wert auf die Vermeidung jedweder Art von aerodynamischer Interferenz zwischen Messstrecke und Fahrzeug gelegt. So ist es möglich, eine nahezu ungestörte Luftströmung analog zur Straßenfahrt zu simulieren, wodurch Entwicklungsrisiken im Rahmen des aerodynamischen Optimierungsprozesses minimiert werden. Hierfür wurde das Plenum mit den Abmessungen 24 m x 18 m x 11,5 m so dimensioniert, dass nahezu keine Beeinflussung der Luftströmung durch die festen Wände entsteht. Der Abstand des Fahrzeugs zur Düse wurde gegenüber dem bestehenden Windkanal unter Beibehalt der Querschnittsfläche von 22,3 m² (6,2 m x 3,6 m) leicht vergrößert, um die Simulationsqualität speziell für große Fahrzeuge nochmals zu verbessern. Auch die Länge der Messstrecke wurde leicht vergrößert auf insgesamt 13,7 m.
Ähnliches gilt für den Kollektor. Seine Größe, Form und der Abstand zum Fahrzeugheck gewährleisten eine realistische Ausprägung des Strömungsfelds hinter dem Fahrzeug. Auf den engsten Querschnitt bezogen beträgt das Flächenverhältnis $A_{Kollektor} / A_{Düse} = 1,75$ – dieses wurde aus aeroakustischen Gründe gewählt. Der Kollektor besitzt verstellbare Klappen, um zwischen Aerodynamik- und Aeroakustikmodus wechseln zu können.
Sämtliche relevanten Bereiche, wie Plenum, Kollektor, Messstreckendiffusor, Umlenkecken und Gebläseeinhausung sind mit aeroakustisch dämmenden Materialien ausgekleidet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

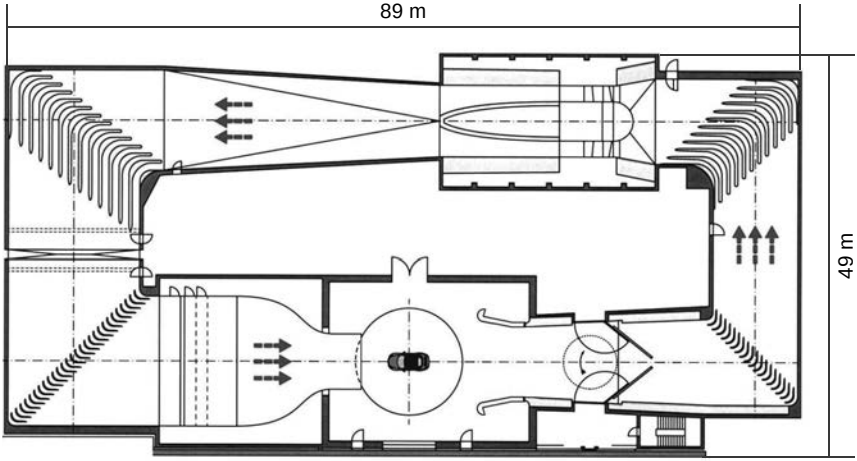


Bild 1: Airline des neuen Porsche Windkanals

Strömungsqualität

Im Zuge der Kalibrierungs- und Optimierungsphase des neuen Porsche Windkanals wurden zur Beurteilung der Strömungsqualität zahlreiche Messungen durchgeführt. Ausgewählte Ergebnisse sind im Folgenden dargestellt:

Die Druckschwankung des statischen Drucks im Freistrahl ist mit einem $c_{p,rms}$ < 0,55 % über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zwischen 50 und 300 km/h sehr gering – trotz einer verhältnismäßig langen offenen Messtrecke. Im Aeroakustikmodus liegt das $c_{p,rms}$ konstant unter 0,30 %. Der fast konstante Verlauf des $c_{p,rms}$ über der Geschwindigkeit zeigt zudem, dass nur vernachlässigbare Resonanzeffekte auftreten. Es gibt keinerlei Indiz für einen ungewollten Rückkopplungsmechanismus, der zu Druckschwankungen größer als einem Prozent führen könnte (Bild 2).

Die horizontale statische Druckverteilung entlang der Längsachse der Messstrecke weist keinen nennenswerten Gradienten in Strömungsrichtung und höchste Homogenität auf. Die Abweichung des statischen Druckbeiwertes $c_{p,statisch}$ liegt im gesamten spezifizierten Bereich von x = -3500 mm bis +4500 mm und y = -2000 mm bis +2000 mm (bezogen jeweils auf den Fahrzeugmittelpunkt) innerhalb von sehr guten +/- 0,002 (Bild 3).

Mit den finalen Einstellungen zur Grenzschichtbeeinflussung wird im Bereich der Laufbänder eine Verdrängungsdicke von nahezu null Millimetern erreicht. Ohne Bodensimulation beträgt die Grenzschichtverdrängungsdicke bei x = -3500 mm circa 15 mm (Bild 4).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

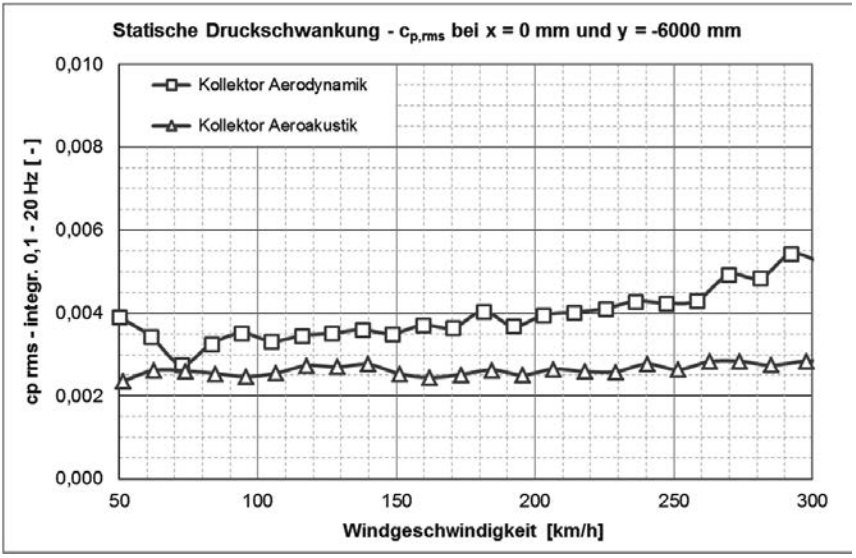


Bild 2: Statische Druckschwankung in der Messstrecke

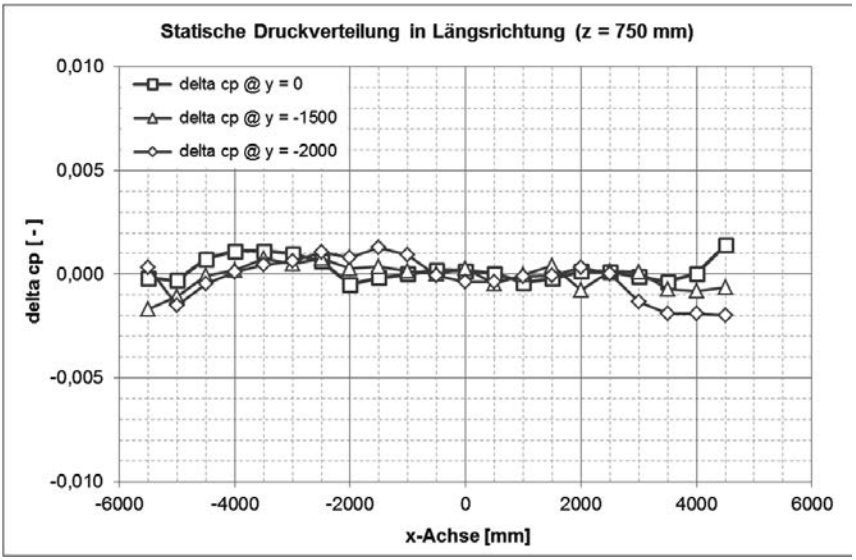


Bild 3: Statische Druckverteilung in Strömungsrichtung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

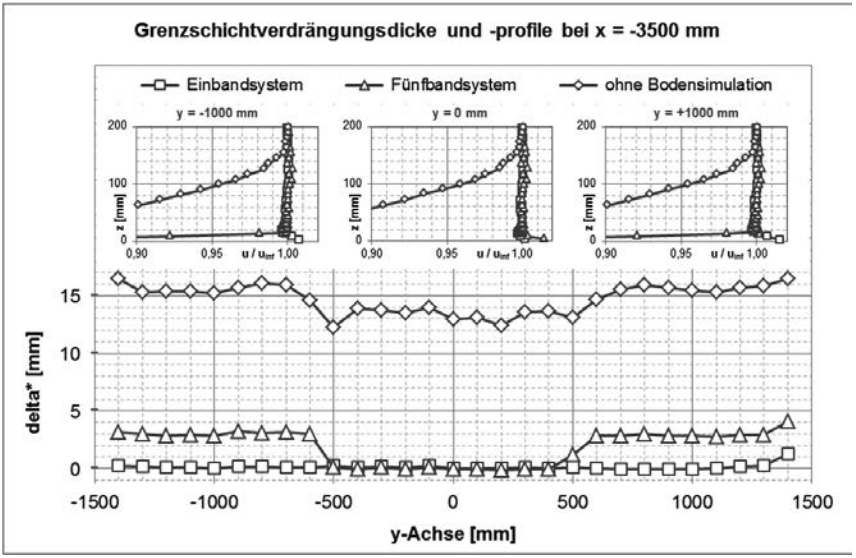


Bild 4: Grenzschichtverdrängungsdicke und -profile mit und ohne Bodensimulation

Bodensimulation

Der neue Porsche Windkanal verfügt über ein weltweit einzigartiges Wechselbandsystem, mit dem es möglich ist, den unterschiedlichen Anforderungen aus dem Bereich der Serienentwicklung und des Rennsports in höchstem Maße gerecht zu werden.

Die aerodynamischen Messungen können entweder auf einem Fünfbandsystem, bestehend aus einem neun Meter langen Mittenlaufband und vier Radantriebsbändern, oder auf einem Einbandsystem, bestehend aus einem einzelnen drei Meter breiten und neun Meter langen Laufband unter dem Fahrzeug, durchgeführt werden. Das Fünfbandsystem bietet hierbei eine äußerst präzise Messgenauigkeit, während das Einbandsystem die aktuell bestmögliche Simulationsgüte aufweist. Speziell die Messung der Auftriebskräfte – sie geschieht durch das mit bis zu 300 km/h bewegte Stahlband hindurch – stellt jedoch in Bezug auf die Messgenauigkeit eine große Herausforderung dar.

Das Wechselkonzept sieht vor, dass die beiden Bandsysteme jeweils als Komplettmodul über einen Deckenkran innerhalb von drei Stunden aus dem Plenum gehoben und getauscht werden können und hat somit maßgeblichen Einfluss auf das komplette Gebäudedesign, insbesondere auf die Statik – das Einbandsystem wiegt circa 26 Tonnen. Zudem beinhaltet es die entsprechenden Logistikflächen sowie die Öffnungen in Seitenwand und Decke des

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Plenums (Bild 5). Zur Realisierung kurzer Wechselzeiten sind zahlreiche Schnellverbinder verbaut, die den Kontakt der betroffenen elektrischen, hydraulischen und pneumatischen Medien gewährleisten. Die mechanische Grundauslegung des Gesamtsystems ist zudem so ausgelegt, dass trotz hoher wechselnder Gewichtsbelastung die Funktion der hochpräzisen Kraftmessdosen mit der geforderten Genauigkeit sichergestellt wird.

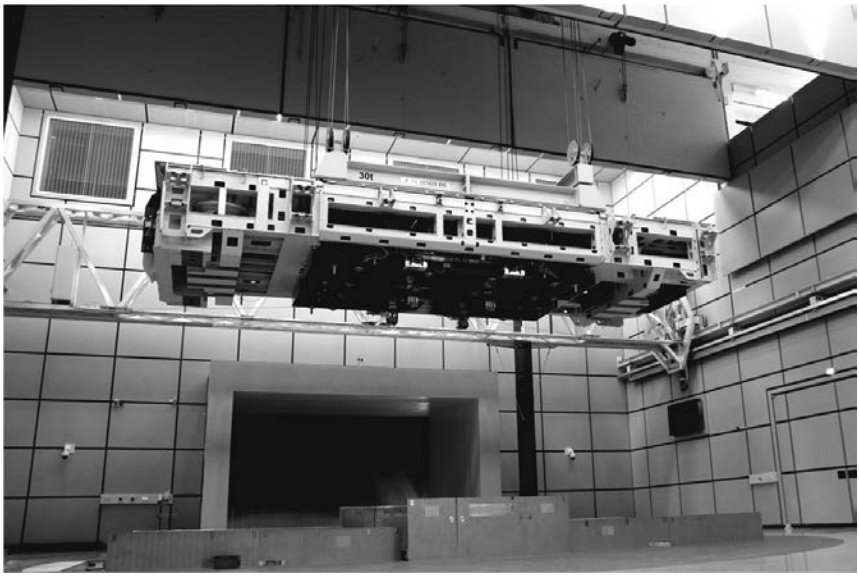


Bild 5: Ausheben des Fünfbandsystems während des Systemwechsels

Waage, Laufbandsysteme und Drehscheibe

Die Laufbandsysteme und die Sechs-Komponenten-Windkanalwaage zur Bestimmung der auf das Fahrzeug wirkenden drei Kräfte und der drei Momente im Raum sind in eine Drehscheibe mit 12 Metern Durchmesser integriert. Die Waage selbst befindet sich unterhalb der Messstrecke. Sie steht auf einem eigenen Fundament, welches zur Verbesserung der Messgenauigkeit gegenüber der Umgebung komplett entkoppelt ist. Beim Fünfbandsystem sind die vier Radantriebseinheiten sowie die vier Schwellerhalter zur Fahrzeugfixierung über einen separaten, gemeinsamen Rahmen fest mit der Waage verbunden. Zusätzlich zu den Schwellerhaltern sind auf den Seiten des Waagerahmens vier variabel positionierbare, ausfahrbare Pfosten vorhanden, über die das Fahrzeug mittels Stangen gefesselt werden kann – hauptsächlich werden diese für das Einbandsystem genutzt (Bild 6).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Einbandsystem ist in vertikaler Richtung entkoppelt, wodurch lediglich die horizontale Kraftmessung über die Unterflurwaage erfolgt. Dadurch, dass sich die Fesselungspfosten auf dem gewogenen Rahmen befinden, ist der Rollwiderstand eine interne Kraft und kann vernachlässigt werden. Die Bestimmung der vertikalen Radaufstandskräfte erfolgt über vier Durchbandmesseinheiten. Diese werden mithilfe jeweils zweier Exzenterscheiben direkt unter dem entsprechenden Rad positioniert und messen die durch Laufband und Luftpolster übertragene Auftriebskraft.

Die detaillierten Daten der Waage zu den Messbereichen und -genauigkeiten der Kräfte und Momente sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Für Fahrzeugmodifikationen zwischen den Messungen stehen zwei Hubvorrichtungen zur Verfügung. Zum einen kann das Fahrzeug beim Fünfbandsystem mittels der Schwellerhalter um circa 500 mm angehoben werden, und zum anderen ist in die Drehscheibe eine vollwertige Hebebühne integriert, mit der eine Hubhöhe von 1800 mm realisiert werden kann.

Während der Messungen ist der Winkel der Drehscheibe auf +/- 15 Grad begrenzt. Beim Systemwechsel und zum seitlichen Einbringen eines Fahrzeugs in die Messstrecke kann die Drehscheibe jedoch bis zu 90 Grad relativ zur Kanalachse gedreht werden.

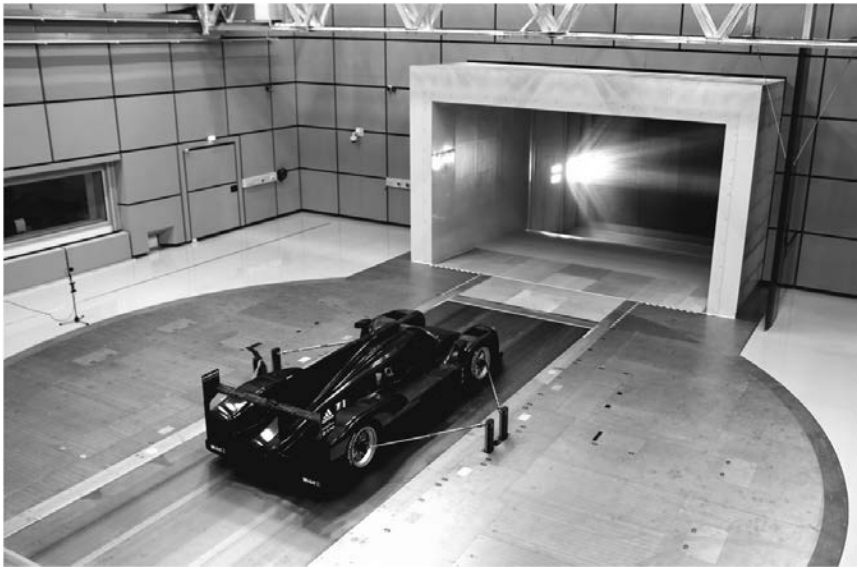


Bild 6: Messstrecke mit eingebautem Einbandsystem

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Messbereiche und Messgenauigkeiten der Waage

Komponente	Messbereich	Messgenauigkeit
Fx	+/- 1000 N	+/- 1,5 N
	+1000 N bis +7500 N	+/- 1,5 N bis +/- 2,25 N
Fy	+/- 8000 N	+/- 2,4 N
Fz	+/- 8000 N	+/- 2,4 N
	- 8000 N bis - 25000 N	+/- 2,4 N bis +/- 4,5 N
Mx	+/- 6000 Nm	+/- 3,0 Nm
My	+/- 8000 Nm	+/- 3,0 Nm
	- 8000 Nm bis - 22000 Nm	+/- 3,0 Nm bis +/- 5,5 Nm
	+8000 Nm bis +22000 Nm	+/- 3,0 Nm bis +/- 5,5 Nm
Mz	+/- 6000 Nm	+/- 3,0 Nm
$Fx_{RAE\ pro\ Rad}$	+/- 300 N	+/- 0,5 N
$Fz_{Durchband\ pro\ Rad}$	- 1000 N bis - 9000 N	+/- 6,0 N bei 10 bis 300 km/h

Akustik

Die aeroakustischen Abnahmemessungen wurden mit deaktivierter Grenzschichtbeeinflussung und abgedeckter Vorabsaugung durchgeführt. Bild 7 zeigt, dass die gemessenen Gesamtschalldruckpegel deutlich unter den damaligen Anforderungen von < 51 dB(A) bei 100 km/h und < 59 dB(A) bei 140 km/h liegen. Die homogene Strömungscharakteristik in Kombination mit den sehr geringen Schalldruckpegeln ist maßgeblich für die exzellente Qualität und Reproduzierbarkeit bei aeroakustischen Messungen. Dies erlaubt die Definition strikter Zielgrößen und ist zudem vorteilhaft für den Abgleich mit CFD bzw. CAA Simulationen.

Aeroakustisches Messsystem

Zur Ortung und genauen Untersuchung von aeroakustischen Quellen am Fahrzeug wurde ein komplexes Messsystem entwickelt und installiert. Dieses besteht aus drei einzelnen, rechteckigen Mikrofonarrays mit Abmessungen von jeweils 3 x 5 Metern (Bild 8). Jedes Array beinhaltet 192 Mikrofone und wird außerhalb der Strömung mit minimalem Abstand zum Fahrzeug positioniert. Das gesamte System kann zur Vermeidung negativer Effekte bei aerodynamischen Messungen in eine Parkposition am Ende der Messstrecke im Bereich des Kollektors geschoben werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

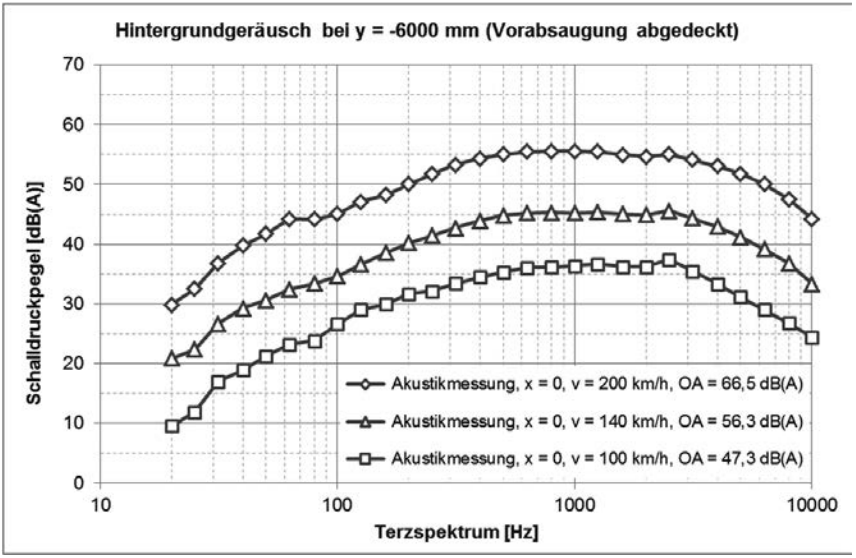


Bild 7: Hintergrundgeräusch außerhalb der Strömung

Bild 8: Aeroakustisches Messsystem

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung

Der neue aerodynamische und aeroakustische Windkanal eröffnet eine Vielzahl von Möglichkeiten für den automobilen Entwicklungsprozess bei Porsche. Die wesentlichen Verbesserungen gegenüber dem bestehenden Windkanal sind die Bodensimulation, die aeroakustische Qualität der Messstrecke und natürlich die Zusammenführung aller wichtigen Partner der frühen Projektphase in einem integrierten Gebäudekomplex.

Die Abnahmemessungen zeigen eine herausragende Leistungsfähigkeit der Airline, die sich noch deutlich günstiger verhält als von der durchaus ambitionierten Spezifikation gefordert. Die Bodensimulation erlaubt eine zielgerichtete und effektive aerodynamische Optimierung speziell in den nicht direkt sichtbaren Bereichen des Unterbodens und der Radhäuser. Im Umkehrschluss ergeben sich aus Sicht des Designs entsprechende Freiheitsgrade zur Formgestaltung neuer Fahrzeuge.

Zu Beginn des Projektes erschien die Entscheidung in Bezug auf ein Laufbandsystem als größte Herausforderung: Ein Fünfbandsystem mit bekannt guter Messgenauigkeit – oder ein Einbandsystem mit der unzweifelhaft bestmöglichen Strömungssimulation. Beide Anforderungen wurden für die speziellen Bedürfnisse von Porsche als gleich wichtig erachtet.

Das bisher weltweit einmalige Konzept eines Wechselsystems aus Fünfband und Einband mit minimalen Umbauzeiten bietet die Möglichkeit, je nach Entwicklungsumfang die optimale Bodensimulation zu wählen und somit die Entwicklungsqualität weiter zu verbessern.

Der neue Windkanal ist zudem ein bedeutender Schritt in Bezug auf die zukünftige aeroakustische Fahrzeugentwicklung bei Porsche. Erstmals ist es möglich, aeroakustische Messungen über den kompletten Geschwindigkeitsbereich bis zu 300 km/h durchzuführen. Die Kombination aus neuem Prüfstand und neuartigem Messsystem führen hierbei zu einer deutlichen Verbesserung bei Effizienz und Qualität.

Abschließend bietet der gesamte Gebäudekomplex ein verbessertes Arbeitsumfeld für Mensch und Maschine, wodurch die direkte Zusammenarbeit und die Entscheidungsfindung im Rahmen des Fahrzeugentwicklungsprozesses weiter verbessert werden.

6. Literatur

[1] Stumpf, H., Röser, P., Wiegand, T., Pfäfflin, J., Ocker, J., Müller, R., Eckert, W., Kroß, H.-U., Wallmann, S.: The new aerodynamic and aeroacoustic wind tunnel of the Porsche AG. FKFS Symposium 2015

[2] Winterhagen, J., Krötz, R.: Wind of Change. Christophorus 371, 2015, S. 72-80

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Echtzeit-Co-Simulation am Fahrsimulator

Real-Time Co-Simulation at the Driving Simulator

Dr. **M. Benedikt**, Dr. **G. Stettinger**,
VIRTUAL VEHICLE Research Center;
Dr**. M. Wierse**, **T. Haid**, **C. Giebenhain**, Porsche AG, Stuttgart;
Dr**. A. Soppa**, Volkswagen AG, Wolfsburg;
Dr. **J. Zehetner**, AVL List GmbH, Graz, Österreich

Kurzfassung

Die Einbindung von Echtzeitsystemen in die Systemsimulation (Echtzeit-Co-Simulation) wurde bereits an unterschiedlichen Anwendungsfällen gezeigt: z.B. die Vernetzung von Motorprüfständen mit der Fahrzeugsimulation oder die Kopplung von nicht-kompilierbaren Simulationsmodellen an HiL-Systeme. In diesem Vortrag werden Weiterentwicklungen der ACoRTA-Methode vorgestellt und am Anwendungsbeispiel „Fahrsimulator“ der Porsche AG evaluiert. Die Notwendigkeit und Umsetzbarkeit einer solchen technischen Lösung wird anhand der erfolgreichen Kopplung einer „abgekapselten“ (Blackbox), realen Fahrdynamikregelungsfunktion an den Fahrsimulator unterstrichen.

Im Rahmen des Nachfolge-Forschungsprojekts ACoRTA-2 (Advanced Co-Simulation methods for Real-Time Applications-2) mit den Projektpartnern VIRTUAL VEHICLE, AVL List GmbH, Porsche AG, Volkswagen AG und der TU Graz werden die im Projekt ACoRTA entwickelten Ansätze zur Anwendung gebracht.

Abstract

The integration of real-time systems into a co-simulation environment (real-time co-simulation) was successfully demonstrated in several use cases, e.g. interaction of an engine test bed with overall vehicle simulation or coupling of not compilable simulation models with other real-time systems. This work presents extensions of the ACoRTA-approach for coupling of a driving simulator of the industrial cooperation partner Porsche AG with third party vehicle dynamics control systems which are typically delivered as “black box” and thus are not compilable. In this case, the real-time co-simulation approach is the method of choice to solve this problem.

The scope of the follow up project ACoRTA-2 (Advanced Co-Simulation methods for Real-Time Applications-2), with project partners VIRTUAL VEHICLE, AVL List GmbH, Porsche

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

AG, Volkswagen AG and TU Graz, is to extend the ACoRTA-approach towards a broad industrial application of this promising method.

1. Einleitung

In modernen Automobilentwicklungszyklen nimmt die Anzahl an Prototypen für ein Fahrzeugmodell aufgrund der steigenden Variantenvielfalt und Komplexität ständig zu. Über den Ansatz des sogenannten „Frontloadings" werden virtuelle Systemkomponenten, die das Verhalten nicht vorhandener realer Systeme approximieren integriert um die Anzahl an realen Prototypen zu reduzieren und somit Auslegungsentscheidungen in früher Entwicklungsphasen treffen zu können, siehe Bild 1. Fahrsimulatoren bieten mit einer so genannten Driver-in-the-Loop Konfiguration Ingenieuren die Möglichkeit, neue Konzepte und Entwicklungen - unter Berücksichtigung eines realen Fahrers - früh im Entwicklungsprozess testen und validieren zu können [7]. Fahrdynamiksimulationen nutzen Echtzeit-Plattformen, vor allem, wenn auch Bewegungsplattformen im Systemverbund integriert sind. Moderne, komplexe Fahrdynamik-Regelsysteme haben einen signifikanten Einfluss auf die Fahrzeugdynamik und -sicherheit. Um die Komplexität bei der Auslegung dieser Funktionen beherrschen zu können, erscheint es naheliegend solche Systeme bereits mit virtuellen Umgebungen zu analysieren. Dies ermöglicht bereits eine realistische Aussage bezüglich des Fahrzeugverhaltens in sehr frühen Entwicklungsphasen, [8]. Oft werden diese Fahrdynamik-Regelsysteme den OEMs von Zuliefern in geschlossener Form zur Verfügung gestellt, das bedeutet dass der Quellcode im Allgemeinen nicht zugänglich ist. Ein gängiger Ansatz ist die Weitergabe von Funktionscode in Form einer Matlab S-Funktion, welche auf bestimmten Plattformen ausführbar sind. Somit können die Regelungsfunktionen nahtlos in eine Gesamtfahrzeugsimulation integriert werden (linker Ast des V-Modells in Bild 1). Für Simulationen mit Echtzeit-Systemen stößt diese Vorgehensweise auf Herausforderungen, da S-Funktionen nicht auf beliebigen Echtzeit-Zielen integrierbar sind. Mittels eines Echtzeit-Co-Simulationsansatzes kann diese Limitierung umgangen werden. Dabei werden Regelungsfunktionen auf Standard-Computer-Hardware (z.B. Office PC) simuliert und diese mit Echtzeitsystemen gekoppelt. Die Vernetzung von Echtzeit und Nicht-Echtzeit-Systemen eine Reihe von Schwierigkeiten mit, die adäquat behandelt werden müssen. Beispiele hierfür sind verspätete Daten, Datenverluste, Totzeiten durch Datenkommunikation oder störende, verrauschte Messsignale.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

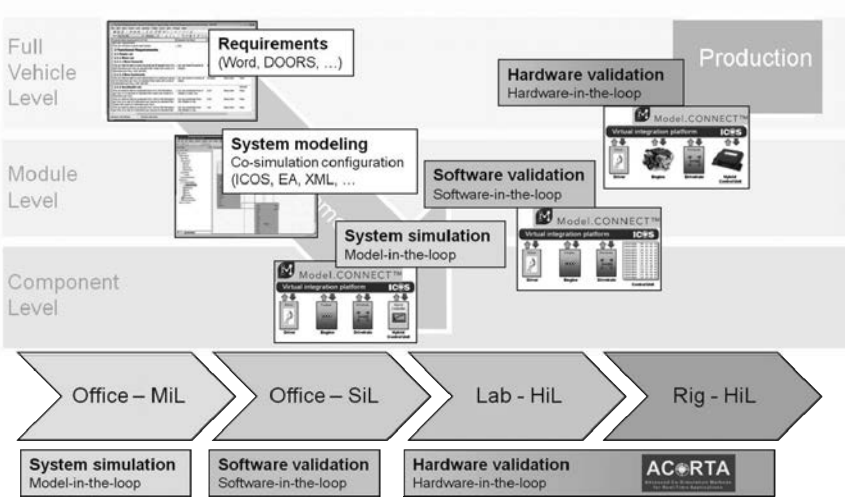


Bild 1: Produktentwicklungsprozess anhand des V-Modells

2. Lösung des Echtzeit-Co-Simulationsproblems mittels modellbasierter Kopplung

Um die angesprochenen Schwierigkeiten bzgl. Echtzeit-Co-Simulation zu lösen bedarf es spezieller Koppelalgorithmen [4, 5, 6]. Im Forschungsprojekt ACoRTA wurde ein sogenanntes modellbasiertes Kopplungsverfahren entwickelt. In Fokus dieses Verfahrens steht die Kompensation der Effekte die durch Kommunikationstotzeiten, Datenverlusten und Messrauschen hervorgerufen werden. Die Kompensation dieser Effekte beruht auf eines zur Laufzeit identifizierten lokalen Modells. Der Kopplungsalgorithmus ermöglicht es erstmalig die erwähnten Echtzeit-Co-Simulationsprobleme effizient zu lösen, welche in nahezu allen Echtzeit-Co-Simulationsszenarien auftreten und zwingend behandelt werden müssen. Bild 2 zeigt beispielhaft ein Echtzeit-Co-Simulationsszenario mit sieben Teilsystemen welche über ihre jeweiligen Ein- und Ausgänge in einem Gesamtsystemverbund resultieren. Drei dieser sieben Teilsysteme repräsentieren Echtzeitsysteme, gekennzeichnet durch ein Stoppuhrsymbol. Diese Echtzeitsysteme interagieren über reale Kommunikationsmedien (z.B. CAN, FlexRay, UDP, LIN, Powerlink oder EtherCAT) mit den restlichen Teilsystemen. Die dadurch in das Gesamtsystem eingebrachten Kommunikationstotzeiten beeinflussen das Systemverhalten und speziell bei dynamischen Systemen die Stabilitätseigenschaften negativ. Zusätzliche Datenverluste, z.B. hervorgerufen durch Bus-Kollisionen oder externe Störungen, verursachen weitere ungewünschte Effekte bzgl. des Gesamtsystemverhaltens. Verrausche

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Koppelsignale von realen Sensoren können darüber hinaus zu unerwünschtem Verhalten in der numerischen Simulation von Teilsystemen führen.

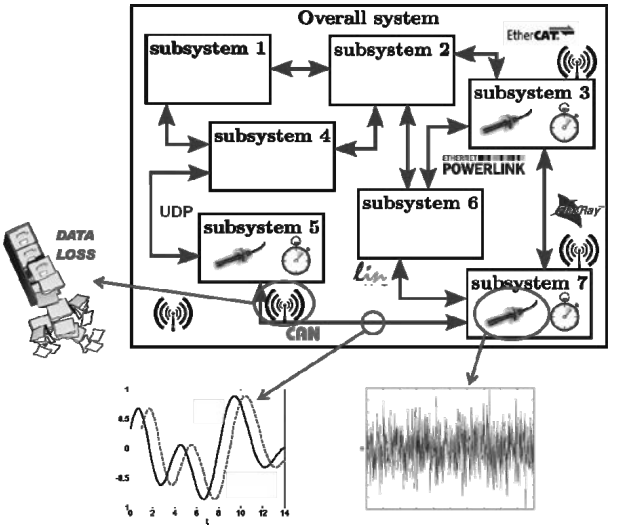


Bild 2: Herausforderungen bei einer Echtzeit-Co-Simulation

3. Kompensation von Totzeit-, Datenverlust- und Rauscheffekten

Im Rahmen des ACoRTA-Projektes wurde ein modellbasierter Kopplungsansatz entworfen um die Effekte von Totzeiten, Datenverlusten und Rauschen zu kompensieren. Hierfür werden zur Laufzeit lokal gültige Modelle identifiziert, welche die essentiellen Gesamtsystemdynamiken der Teilsysteme abbilden. Sie bilden die Basis um die negativen Effekte von Totzeiten, Datenverlusten und Rauschen zu beseitigen. Da diese Modelle zur Laufzeit, d.h. zu jedem Kopplungszeitpunkt adaptiert werden, genügen sehr einfache Modellansätze und Strukturen zur Repräsentation des lokalen Systemverhaltens. Der dadurch resultierende, geringe Berechnungsaufwand genügt den Echtzeitanforderungen der modellbasierten Koppelalgorithmen. Bild 3 zeigt eine Anwendung der modellbasierten Kopplung zur Kompensation von Effekten, die durch Totzeiten, Datenverlusten und Rauschen hervorgerufen werden, im Detail. Die Kompensation von Totzeiteffekten beruht auf der Schätzung des zukünftigen Verhaltens der Koppelsignale durch Simulation des lokal verfügbaren Systemmodells, siehe Bild 3a. Auf Basis des verzögerten Signals (blau) wird das zukünftige Signal (grün) in die Zukunft simuliert bzw. das Verhalten approximiert. Der resultierende zukünftige Koppelsignalwert wird anschließend um die Kommunikationszeit vorab versandt. Die Zeitdauer der Übertra-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gung (Kommunikationstotzeit) ist somit vorab berücksichtigt und mit Hilfe dieser Vorhersage deren Effekt nahezu kompensiert. In ähnlicher Weise arbeitet das Verfahren bei der Behandlung von Datenverlusten, siehe Bild 3b. Hier wird ebenfalls das lokale Modell verwendet um nicht verfügbare Koppeldaten von Koppelsignalen (z.B. aufgrund von Datenverlusten oder Verzögerungen) vorherzusagen. Beispielhaft wird aus dem Signal u_{sen} (blau) mit Hilfe des Modells das Koppelsignal $\hat{u}_{sen}$ (grün) modellbasiert extrapoliert und dadurch deren Effekt kompensiert. Auch die Behandlung von verrauschten Koppelsignalen bedient sich der lokalen Modelle. In diesem Fall werden modellbasierte Filteralgorithmen verwendet um den Rauschanteil mit möglichst geringer Phasenverschiebung zu eliminieren, siehe Bild 3c. Dafür eignen sich beobachterbasierte Konzepte wie z.B. der Extended Kalman Filter. Diese Filter eliminieren weitgehend den Rauschanteil in u_{sen} und somit registrieren die nachgeschalteten Teilsysteme dieses Rauschen nicht (siehe $\hat{u}_{sen}$), wodurch deren negativer Einfluss kompensiert wird.

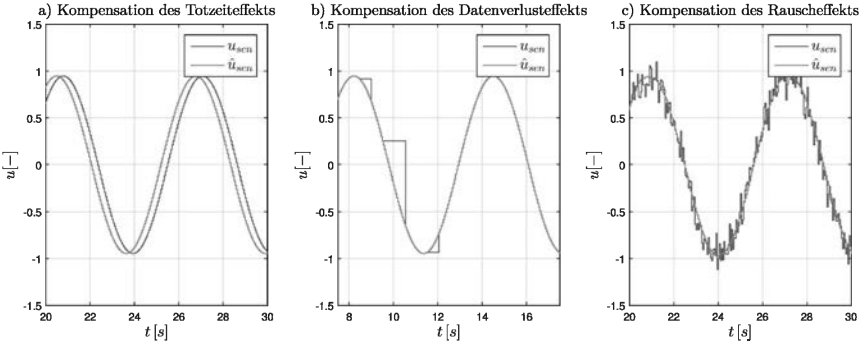


Bild 3: Anwendung der modellbasierten Kopplung zur Behandlung von Totzeiten, Datenverlusten und verrauschten Koppeldaten

4. Diagnose und Usability

Um einen sicheren Betrieb gewährleisten zu können müssen bei der Kopplung von Echtzeit- und Nicht-Echtzeitsystemen im Besonderen auch die Nicht-Echtzeitsysteme überwacht werden. Speziell die Verletzung von Echtzeitanforderungen durch Nicht-Echtzeitsysteme führt typischerweise in Echtzeitsystemen zur Ausführung von Notroutinen (Abstellen, Safe-State,…). Die Information der Verletzung der Echtzeit muss daher entsprechend dem Echtzeitsystem übergeben werden. Dazu wird mit Hilfe eines Watchdog-Signals (WD-Signal) die Verfügbarkeit der Nicht-Echtzeitsysteme, z.B. der offline (Co-) Simulation, überprüft. Am

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Echtzeitsystem wird ein WD-Signal generiert und an das Nicht-Echtzeitsystem gesendet. Dieses wiederum retourniert das Signal rechtzeitig, sofern die Echtzeitanforderungen nicht verletzt werden, siehe Bild 4. Ist dies nicht der Fall, so wird das Echtzeitsystem in einen sicheren Zustand überführt, um etwa mechanische Beschädigungen der Hardware zu vermeiden.

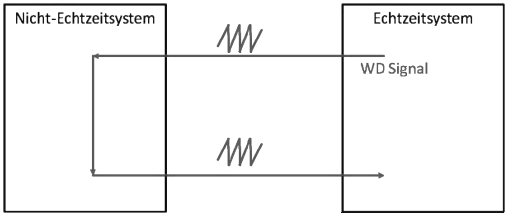


Bild 4: WD-Signal zur Überwachung eines Nicht-Echtzeitsystems

Um den Konfigurationsaufwand des Anwenders so gering wie möglich zu halten, wurde im Zuge des Projektes ACoRTA ein Integrationsprozess definiert der den User durch die Parametrierung und Vorab-Tests der Echtzeit-Co-Simulation begleitet. Ziel dieses Prozesses ist es, die komplette Konfiguration inklusive Parametrierung bereits vor der direkten Einbindung der realen Hardware durchführen zu können, um die Zeit am realen Prüfstand zu minimieren und somit Kosten zu sparen. Dadurch ist bereits vorab eine Absicherung der Funktionsweise der Echtzeit-Co-Simulation gegeben.

5. Anwendungsszenario: Fahrsimulator

Der Fahrsimulator nutzt eine Echtzeit-Co-Simulation bestehend aus einer Fahrdynamiksimulation auf einer Echtzeitplattform und einem elektronischen Stabilitätsregelsystem (ESC) auf einem Standard-Windows-PC (Nicht-Echtzeit), siehe Bild 5. Der Funktionscode der ESC-Einheit als s-Funktionen für x86 Architekturen wird vom Lieferanten zur Verfügung gestellt. Darüber hinaus gibt es Modelle und s-Funktionen der typischen ESC-Sensoren (z.B.: Raddrehzahlmesser und Bremsdrucksensoren) und Aktuatoren (z.B: Ventilblock und Hydraulikeinheit), welche die "physikalischen" Signale aus dem Fahrdynamikmodell in elektrische Signale transformieren und umgekehrt. Sämtliche Teile werden in einem Simulink-Modell zusammengefasst. Das resultierende Simulink-Modell benötigt Informationen über den Fahrzeugzustand und das Fahrerverhalten aus dem Echtzeitsystem und liefert die Steuergrößen zurück. Fehlende Signale werden typischerweise in einer Restbussimulation, in einem separaten Modell abgebildet, siehe Bild 5. Grundsätzlich ist dieser Aufbau und die Schnittstelle zur Fahrdynamiksimulation dem klassischen HiL-Szenario sehr ähnlich [9]. Alle Teilsysteme

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

des Anwendungsszenarios werden über die Integrationsplattform Model.CONNECT™ von AVL verbunden. Die Modelle werden mit einer festen Schrittweite von 1 ms berechnet. Um den Echtzeitanforderungen gerecht zu werden, sind die Nicht-Echtzeitsysteme sind mit einer Koppelschrittweite von 4 ms angekoppelt. Das Echtzeitsystem wird mit einer Koppelschrittweite von 2 ms betrieben und über Ethernet mit einer mittleren Latenzzeit von etwa 0,6 ms mit den Nicht-Echtzeitsystemen verbunden. Ein WD-Signal zwischen Echtzeit und Nicht-Echtzeitdomäne detektiert Verzögerungen der Nicht-Echtzeitsysteme sowie Datenausfälle. Um den Effekt der modellbasierten Kopplung darzustellen, werden die Resultate einer konventionellen Zero-Order-Hold (ZOH) Kopplung (entspricht einer Polynomextrapolation 0-ter Ordnung) gegenübergestellt. Im ausgewählten Manöver führt ein virtueller Fahrer einen Sinuswedeltest mit einer Frequenz von 1 Hz durch. Zu einem vordefinierten Zeitpunkt wird ein kritischer Datenverlust (Dauer: 0,1 s) simuliert, um die Robustheit der vorgeschlagenen Kopplungsmethode gezielt zu testen.

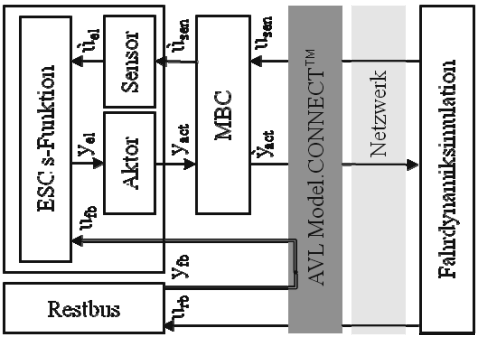


Bild 5: Schema der Echtzeit-Co-Simulation des Fahrsimulators

6. Ergebnisse: Fahrsimulator

Um die Funktionalität und Robustheit der modellbasierten Kopplung zu testen werden am Fahrsimulator verschiedene Tests durchgeführt. Bild 6 zeigt die Auswirkungen der vorhandenen Totzeiten und des induzierten Datenverlusts anhand der Fahrzeuggierrate, der Längsbeschleunigung und der Raddrehzahl für beide Kopplungsvarianten: der modellbasierte Kopplung (MBC) sowie der ZOH Kopplung. Diese Ergebnisse werden mit einer Referenzlösung ohne reales Kommunikationsmedium d.h. ohne Totzeiten und Datenverluste (Mono-Simulation) verglichen um die Güte der Ergebnisse zu evaluieren. Unter normalen Bedingungen (keine schwerwiegenden Datenverluste bzw. Totzeiten) zeigt auch die ZOH Kopplung noch keine signifikanten Abweichungen zur Referenzlösung. Der ZOH Ansatz zeigt eine

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

leicht erhöhte maximale Gierrate gegenüber den MBC-Ansatz. Diese Abweichung der ZOH Kopplung stammt aus der fehlenden Kompensation der Kommunikationstotzeit (d.h. einer vorhandenen Phasenverschiebung) im Vergleich zum MBC-Ansatz. Die Unterschiede bei schwerwiegenden Datenverlusten sind deutlicher zu erkennen. In diesem Fall sind die Abweichungen der ZOH Kopplung sehr hoch und führen zu einem unrealistischen Verhalten der geschlossenen Schleife. Sehr deutlich zeigt sich dieser Effekt in der Raddrehzahl, siehe Bild 6. Auch die Fahrzeug-Gierrate wird nicht richtig von der ESC-Einheit eingestellt was wiederum zu einem Übersteuern führt und unter normalen Bedingungen nicht auftritt.

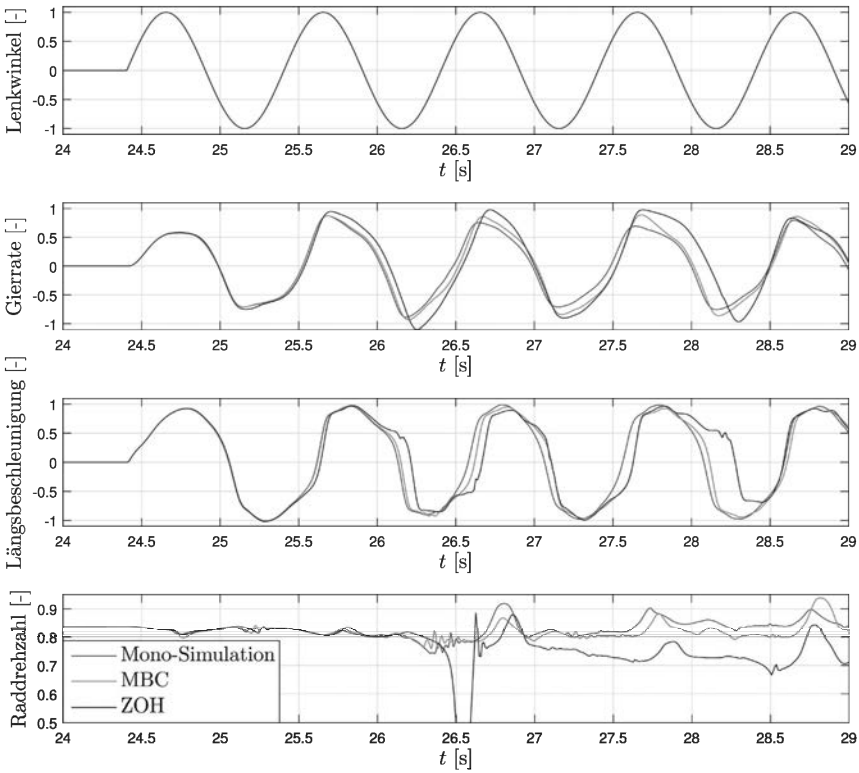


Bild 6: Ergebnisse der unterschiedlichen Kopplungsvarianten am Fahrsimulator

Im Gegensatz zur ZOH Lösung kompensiert die MBC die simulierten Datenverluste in der geschlossenen Schleife erfolgreich. Das Fahrzeugverhalten entspricht hier nahezu der Referenz. Die modellbasierte Kopplung extrapoliert die nicht verfügbaren Daten mit Hilfe des, zur

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Laufzeit identifizierten, lokal gültigen Modells (siehe Bild 7 bei t = 27.5s) und überbrückt damit erfolgreich die entstehende Datenlücke, ohne Auswirkungen auf das Teilsystem des ESC. Dadurch wird der Effekt der Datenverluste erfolgreich kompensiert. In Bild 7 ist die Arbeitsweise der modellbasierten Kopplung detailliert dargestellt. Das Signal „Daten OK“ zeigt an, ab wann Daten am Kommunikationskanal verloren gegangen sind bzw. nicht rechtzeitig zur Verarbeitung zur Verfügung stehen („Daten OK“ = 0). Für die Fahrzeuggierrate, die Längsbeschleunigung und die Raddrehzahl sind jeweils die Ein- und Ausgangssignale der Kopplung dargestellt, siehe u_{sen}, $\hat{u}_{sen}$ in Bild 4 und Bild 6. Mit dem MBC-Ansatz wird eine deutlich bessere Qualität der Ergebnisse erzielt. Die Datenausfälle behindern vor allem den Betrieb, da entweder das „Fahrzeug“ zurückgesetzt werden muss oder Ergebnisse aufgrund zufälliger Kopplungsereignisse verworfen werden müssen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

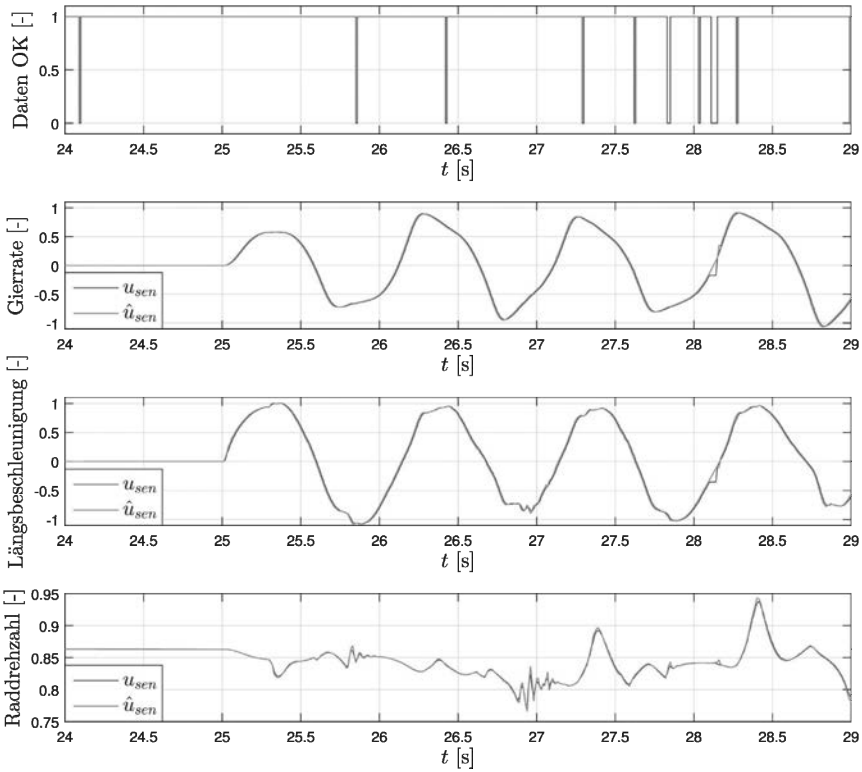


Bild 7: Arbeitsweise des Koppelelementes: Kompensation von Datenverlust- und Totzeiteffekten mittels modellbasierter Extrapolation

7. Zusammenfassung und Diskussion

Im Rahmen des Forschungsprojektes ACoRTA-2 werden die in ACoRTA entwickelten Methoden zur industriellen Anwendung gebracht. Basierend auf den grundlegenden Ansätzen der physikalischen Synchronisation von Teilsystemen und der Entwicklung einer modellbasierten Kopplung ist es möglich Fragestellungen/Herausforderungen der Echtzeit-Co-Simulation erfolgreich zu lösen.

Das vorgestellte industrielle Anwendungsszenario „Fahrsimulator“ demonstriert die Arbeitsweise und Vorteile der entwickelten modellbasierten Kopplung im Umgang mit Totzeiten und Datenausfällen. Da bei der Integration von komplexen Prüfstandsystemen auch der Sicherheitsaspekt im Vordergrund steht, widmet sich ACoRTA-2 auch ausführlich dem Thema der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fehlerdiagnose und -isolation, um die ACoRTA Funktionalitäten abgesichert und zuverlässig anwenden zu können.

8. Danksagung

Diese Arbeit entstand am VIRTUAL VEHICLE Research Center in Graz, Österreich. Die Autoren bedanken sich für die Förderung im Rahmen des COMET K2 - Competence Centers for Excellent Technologies Programms des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (bmvit), des Österreichischen Bundesministeriums für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft (bmwfw), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG).

Ebenfalls danken sie den unterstützenden Firmen und Projektpartnern Porsche AG, Volkswagen AG, AVL List GmbH, sowie dem Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

9. Literaturangaben

[1] Benedikt, M.: Eine Kopplungsmethode für die nicht-iterative Co-Simulation, Dissertation, Technische Universität Graz, 2013

[2] Benedikt, M.: Regelungstechnische Aspekte bei der nicht-iterativen Co-Simulation, at – Automatisierungstechnik (62/8), 2014

[3] Blochwitz, T.; Otter, M.; Akesson, J.; Arnold, M.; Clauß, C.; Elmqvist, H.; Friedrich, M.; Junghanns, A.; Mauss, J.; Neumerkel, D.; Olsson, H.; Viel, A.: Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models, 9th International Modelica Conference, 2012, 173-184

[4] Zehetner, J.; Stettinger, G.; Kokal, H; Toye, B.: Real-Time Co-Simulation for the Control of an Engine Test Bench, Development – Calculation and Simulation, ATZ (2), 2014

[5] Stettinger, G.; Zehetner, J; Benedikt, M.; Kokal, H; Paulweber, M.; Wierse, M.; Toye, B.: Control of an Engine Test-Bench via Hardware-Software-Co-Simulation, 14th Stuttgart International Symposium – Automotive and Engine Technology, Germany, 2014

[6] Stettinger, G.; Horn, M.; Benedikt, M.; Zehetner, J.: A Model-Based Approach for Prediction-Based Interconnection of Dynamic Systems, 53rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC), pp. 3286–3291, Los Angeles, USA, December 2014.

[7] Zeeb, Eberhard: Daimlers New Full-Scale High-dynamic Driving Simulator A Technical Overview. In: Proceedings of the Driving Simulation - Conference Europe 2010 lINRETS, 2010, S. 157–156

[8] Zanten, A.T.van: Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience. In: Proceedings of the 2000 Automotive Dynamics and Stability Conference Society of Automotive Engineering, Inc., 2000, S. 211–220

[9] Fodor, Denes ; ENISZ, Krisztian: Vehicle dynamics based ABS ECU verification on real-time hardware-in-the-loop simulator. In: Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition (PEMC), 2014 16th International IEEE, 2014, S. 1247–1251

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ein neues Konzept zur Erprobung und Absicherung von Gesamtfahrzeugfunktionen

A new concept for test and validation of full vehicle performance

Prof. Dr.-Ing. **G. Bitsch**, M. Eng. **T. Rothmann**,
Fraunhofer ITWM / Hochschule Kaiserslautern, Kaiserslautern;
Dr. **K. Dreßler**, Dr.-Ing. **M. Kleer**, M. Sc. **E. Pena Viña**,
Fraunhofer ITWM, Kaiserslautern

Kurzfassung

Bei der simulationsbasierten Erprobung neuer Fahrzeugkonzepte müssen in sehr frühen Projektphasen alle relevanten Einflüsse auf das Fahrzeugmodell richtig abgebildet werden. Dabei stellt die Umgebung sowie die Mensch-Fahrzeug-Interaktion eine besondere Herausforderung dar.

Es wird eine neue Werkzeugkette vorgestellt, die mit einer hochgenauen laserbasierten 3D-Erfassung (REDAR) der Umgebung beginnt und letztendlich den Fahrer mittels eines roboterbasierten Fahrsimulators (RODOS®) mit einem außerordentlich hohen Immersionsgrad in die Simulationsumgebung integriert. Die Fahrzeugsimulation selbst nutzt neben der Fahrerinteraktion auch die Umgebungsdaten, z.B. über einen eigens entwickelten Terrainserver für die Reifenmodelle, als Input. Die Umgebungsdarstellung auf Punktwolkenbasis ist trotz der immensen Datenmengen auf Grund neuer ‚out of core'-Ansätze echtzeitfähig.

Abstract

Concerning simulation-based testing of new vehicle concepts all relevant factors must be taken into account properly in very early project phases. Here, the environment and the human-vehicle interaction is a particular challenge.

A new tool chain is presented, which starts with a high-precision laser-based 3D environment measurement (REDAR) and closes the loop by including the driver in the integrated simulation environment by means of a robot-based driving simulator (RODOS®) with an extraordinarily high degree of immersion. In addition to the driver interaction the vehicle simulation itself uses the ambient data as input, for example with a specially developed terrain server for tire models. Environment representation based on point cloud data is real time capable (due to new 'out of core' approaches) despite of the immense amount of data.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Mit der rasant zunehmenden Komplexität von Fahrzeugen, die den Fahrer bei einer Vielzahl von Entscheidungen nicht nur mehr unterstützen, sondern in wachsendem Maße sogar das eigentliche Fahren teilweise oder auch ganz übernehmen, ergeben sich auch neue Anforderungen an die Simulationskette im Entwicklungsprozess. Die Zahl und Art der Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug, Umwelt und Mensch (Fahrer), die in der Fahrzeugentwicklung berücksichtigt werden müssen, hat in der jüngeren Vergangenheit stark zugenommen.
Traditionell lag der Fokus in der Simulation im Wesentlichen auf einer korrekten Abbildung der physikalischen Eigenschaften des Fahrzeuges unter Berücksichtigung einiger weniger Teilaspekte der Umwelt (z.B. der Straßenoberfläche) und des Fahrers (z.B. als Bahnregler). Auch für die zu berücksichtigende Kopplung dieser Eingangsgrößen führten weniger komplexe Ansätze bislang in der Regel zu aussagekräftigen Ergebnissen.

Mit zunehmender Intelligenz des Fahrzeuges und der damit einhergehenden aktiveren Rolle des Fahrzeuges ist eine relative einfache Modellierung des Fahrerverhaltens nicht mehr ausreichend. Die Reaktionen und Empfindungen des Menschen sind nunmehr auch unmittelbar und sehr stark von den ‚Entscheidungen' des Fahrzeuges selbst abhängig. Das subjektive Gefühl des Fahrens resultiert nicht mehr nur aus den physikalischen Eigenschaften des Fahrzeuges, sondern zusätzlich auch aus dessen ‚intelligenten' Verhalten (aktiven Eingriff in den Prozess des Fahrens) sowie zusätzlich dem (teilweise autonomen) Verhalten anderer Fahrzeuge.
Weiterhin steigt der notwendige Detailierungsgrad der Umwelt, da die verbauten Sensoren einen hohen Komplexitätsgrad der Umgebung erfassen und beispielsweise eine Beschreibung der Straßenoberfläche als Eingangsgröße in das Modell bei Weitem nicht mehr ausreichend ist. Insbesondere der Mensch, dessen Immersionserlebnis stark von visuellen und vestibulären Eindrücken geprägt ist, reagiert signifikant auf unterschiedliche Komplexitäts- und Realitätsgrade der dargestellten Umgebung. [1]

Im Folgenden soll nun ein neues Konzept zu Absicherung von Gesamtfahrzeugfunktionen vorgestellt werden, dass genau diesen beiden wesentlichen Punkten:

- volle Berücksichtigung des komplexen menschlichen Verhaltens in der Mensch/Fahrzeug-Interaktion,
- hochgenaue Umgebungserfassung als Grundlage zur Umgebungsdarstellung für Mensch und Fahrzeug,

Rechnung trägt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Konzept

Das Konzept basiert auf zwei Kompenenten, die die traditionelle Simulation/Erprobung erweitern (siehe Bild 1):

- die Umgebung wird laser- und kamerabasiert dreidimensional erfasst, aufgearbeitet und Mensch sowie Fahrzeug in der späteren Simulation/Erprobung detailgenau zur Verfügung gestellt,
- der Mensch wird direkt und in Echtzeit mit Hilfe eines Fahrsimulators in die Simulation/Erprobung eingebunden.

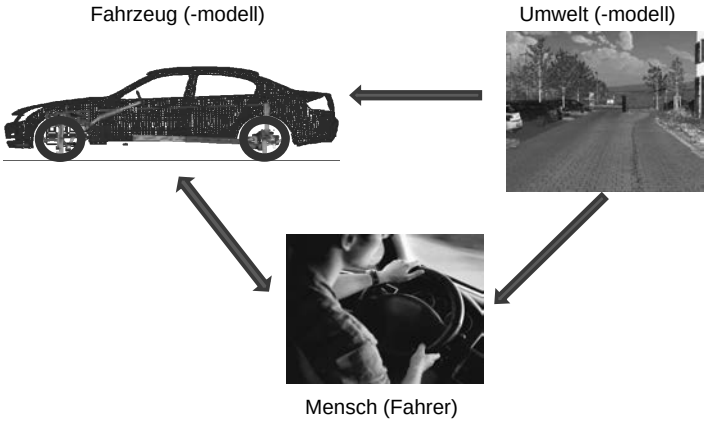


Bild 1: Fahrzeug-Umwelt-Mensch-Interaktion (FUMI)

Die Möglichkeit, den Menschen mit einem hohen Immersionsgrad in Echtzeit in die Simulation einbinden zu können hat mehrere Vorteile:

- Keine Notwendigkeit, komplexe menschliche Verhaltensmuster über vereinfachte Algorithmen zu beschreiben,
- der Mensch kann seine subjektiven Empfindungen bezüglich des Fahrzeugverhaltens (physikalisch sowie auch Assistenzsysteme) nach der Simulation/Erprobung in den Entwicklungsprozess rückkoppeln,
- es können statistisch verteilt verschiedene Fahrergruppen getestet werden, ohne vorab Annahmen in ein Fahrermodell hineinstecken zu müssen,
- verbesserte Fahrermodelle können damit abgeleitet und im Fahrsimulator mit dem Menschen wiederum auf Plausibilität getestet werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Erfassung mittels eines mit Laserscannern und Kameras ausgerüsteten Messfahrzeuges hat den Vorteil, dass mit üblichen Fahrgeschwindigkeiten (5km/h bis ca. 70 km/h) ein hochgenaues 3D-Abbild der Umgebung aufgenommen werden kann. Dies ermöglicht eine effiziente Umgebungserfassung. In Verbindung mit speziell dafür entwickelten Algorithmen können die so erfassten Punktwolken in Echtzeit im Fahrsimulator zur Umgebungsvisualisierung und auch als Input für das Fahrzeug (z.B. mittels speziell entwickeltem Terrainserver für Reifenmodelle) verwendet werden.

Im Folgenden sollen drei wesentliche Bausteine des Konzeptes,

- das Messfahrzeug REDAR (Road and Environmental Data Acquisition Rover),
- der Fahrsimulator RODOS® (Robot based Driving and Operation Simulator),
- ‚out of core' Echtzeitrendering von 3D-Punktwolken zur Umgebungsdarstellung

genauer dargestellt werden.

3. Das Messfahrzeug REDAR

Den Kern des Messfahrzeuges bilden eine hochgenaue inertiale Messeinheit der Firma IMAR und zwei 360° Laserscanner der der Firma Zöller und Fröhlich (Z&F PROFILER®).

Jeder der beiden Laserscanner erfasst 1,024 Millionen Punkte pro Sekunde bei einer Entfernungsauflösung im Sub-Millimeter-Bereich. Die Punkte werden über eine volle Umdrehung (360°) bis zu einer Entfernung von 120m aufgenommen. Bei einer Rotationsfrequenz der Laserscanner von 200Hz folgt daraus, dass bei einer Fahrgeschwindigkeit von 72km/h der Abstand der erfassten 360°-Profile in Fahrtrichtung 10cm beträgt (bei 7,2km/h entsprechend 1cm).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 2: REDAR (Road and Environmental Data Acquisition Rover)

Die inertiale Messeinheit mit Beschleunigungsaufnehmern, Ring-Laser-Gyroskopen und GPS ermöglicht es, zu jedem Zeitpunkt die aktuelle Lage und Position des Fahrzeuges zu bestimmen. Dies bildet die Grundlage, um die erfassten Lasermessdaten im Postprocessing in ein globales (Welt-) Koordinatensystem georeferenziert zurückrechnen zu können.

Da die Laserscanndaten keine Farbinformation sondern nur Graustufen enthalten, werden zusätzlich Farbkameras benutzt. Der Geräteträger ist in Bild 2 auf einen Transporter aufgebracht, kann aber bei Bedarf auch auf andere Fahrzeuge, z.B. Schiffe oder Schienenfahrzeuge übertragen werden.

Bild 3: Georeferenzierte Punktwolkemessdaten erfasst mit REDAR

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Der Fahrsimulator RODOS®

Die Fahrsimulatorbasis, auf der die Fahrerkabine befestigt wird, bildet ein KUKA Industrieroboter vom Typ Titan mit einer Traglast von bis zu 1300kg. Die Fahrzeugkabinen können fahrzeugspezifisch innerhalb eines halben Tages ausgetauscht werden, sofern sie bereits anschlusstechnisch (z.B. CAN-Interface und mechanische Verbindungsstellen) entsprechend vorbereitet sind.

Um dem Fahrer auch visuell ein möglichst realitätsnahes Feedback zu geben, befindet sich der Simulator in einer Kuppel mit 10 m Durchmesser, auf die mittels 18 Projektoren nahezu rundum (300° * 110° FOV, jedoch ständig >100% Sichtfeld aus Fahrersicht) ein Bild der Simulationsumgebung projiziert wird.

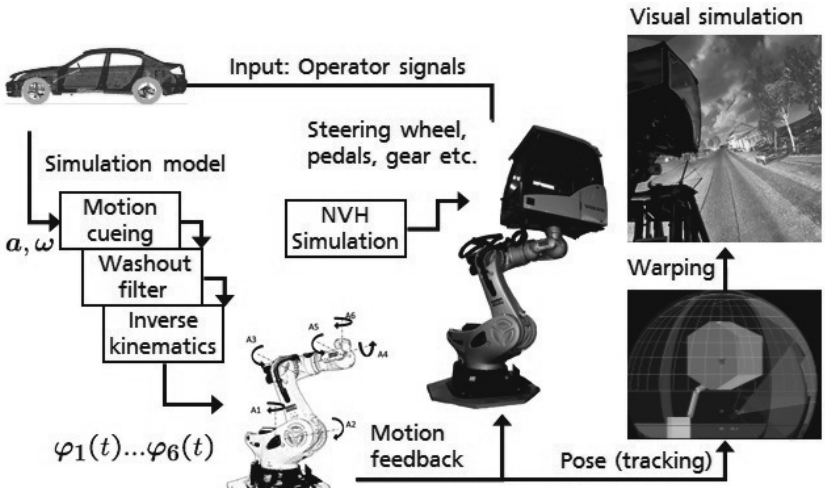


Bild 4: Prinzipieller Aufbau des Fahrsimulators (RODOS®)

Der Fahrer befindet sich in der applikationsspezifisch angeflanschten Fahrerkabine (PKW, Bagger, Traktor,…). Über entsprechende Interfaces, z.B. CAN, werden die Steuersignale des Fahrers an die eigentliche Fahrsimulation übergeben. Die simulierte Fahrzeugbewegung wird algorithmisch aufbereitet (z.B. gefiltert) und an die Robotersteuerung übergeben, so dass letztendlich ein realitätsnaher Fahreindruck beim Fahrer entsteht.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Echtzeitsimulation auf Basis von 3D-Laserpunktwolken

Im Gegensatz zu händisch modellierten Szenen bieten die 3D-Scans einen enormen Detaillierungsgrad der gemessenen Umgebung und eine extrem gute Übereinstimmung mit der realen Umgebung. Durch den hohen Automatisierungsgrad der am ITWM eigens dafür entwickelten Werkzeugkette (Einmessen der Punkte, Entfernen von Artefakten, Laden der Daten für den ITWM-Terrainserver und Ausgabe mit der Out-of-core Rendering Engine) ist für die Erstellung eines neuen Simulationsszenarios kaum zeitaufwändige Handarbeit erforderlich. [2]

Die MKS Simulation, die über das Reifenmodell mit den hochaufgelösten Punktwolkedaten angeregt wird, stimmt exakt mit der visuellen Simulation überein. [3]

Das Szenenrendering und der Terrainserver nutzen einen out-of-core Ansatz, bei dem nur die aktuell benötigten Daten in den Arbeitsspeicher der Simulationsrechner geladen werden müssen. Nicht benötigte Datenpunkte werden dynamisch wieder aus dem Speicher entfernt. Der große Vorteil dieses Ansatzes besteht darin, dass sehr große Szenen mit extrem hoher Auflösung in der interaktiven Simulation verwendet werden können. Die Synchronisationsrate von 1 ms zwischen den Modellen mit dem Punktwolkeserver ist dabei weit unterhalb der menschlichen Wahrnehmungsschwelle [4]

In laufenden Industrieprojekten nutzten die Testfahrer in RODOS® eine ca. 50km lange Teststrecke die 5 TB Speicher benötigt. Theoretisch gibt es für den implementierten Ansatz jedoch keine Größenbeschränkung. Bild 5 zeigt links die interaktive Simulation und rechts den entsprechenden realen Geländeausschnitt. Auf der Straße erkennt man z.B. die Trennfugen im Asphalt. Dynamische Elemente, wie z.B. weitere Verkehrsteilnehmer oder Verkehrsinfrastruktur werden in die Punktwolkeszene hineinsimuliert.

Bild 5: Simulation in RODOS® auf Basis hochgenauer georeferenzierter Punktwolkedaten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Mögliche Anwendungsszenarien

Das Anwendungsspektrum der vorgestellten Entwicklungskette ist sehr breit. Einige Anwendungen sind bereits im produktiven Einsatz, manche im Forschungs- und Entwicklungsstadium und andere bislang erst in Planung.

Einige ausgewählte Möglichkeiten sollen im Folgenden stichwortartig aufgelistet werden:

- Vergleich verschiedener Fahrzeugauslegungen hinsichtlich ihrer Performanz und dem subjektiven Fahrereindruck[1],
- Tests verschiedener Sicherheitsassistenzsysteme und -konzepte hinsichtlich Funktionalität und Bedienerakzeptanz[1],
- Komfortuntersuchungen bei unterschiedlichen Fahrwerksauslegungen[1],
- Entwicklung neuer Fahrermodelle[2],
- Validierung verschiedener Fahrermodelle über den subjektiven Fahrereindruck[3],
- Untersuchungen bei verschiedenen Verkehrsaufkommen autonomer Fahrzeuge[3],
- Simulation komplexer Mischverkehrsituationen (autonome und konventionelle Fahrzeuge) [3]

7. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde eine neue, umfassende Werkzeugkette zur Erprobung und Absicherung von Gesamtfahrzeugfunktionen vorgestellt. Ausgehend von einer hochgenauen 3D-Erfassung der Umwelt und Integration des Menschen in die Simulation mittels eines Fahrsimulators ergeben sich ganz neue Möglichkeiten.

Der Mensch agiert basierend auf seinen visuellen, vestibulären, akustischen und haptischen Eindrücken sehr realitätsnah als Teil der Simulation und kann anschließend auch seine subjektiven Eindrücke wieder in den Entwicklungsprozess rückkoppeln – ohne dass ein realer Prototyp des Fahrzeuges vorhanden sein muss.

Insbesondere in Hinblick auf die Entwicklungen im Bereich des autonomen Fahrens, ist die z.B. Möglichkeit des Testens von Systemen im Grenzbereich, ohne den Fahrer einem unnötigen Risiko auszusetzen, von besonderer Bedeutung. Im Fall des Fahrsimulators kann der Fahrer diese (Grenz-)Erfahrungen realitätsnah erleben und so zur Systemoptimierung beitragen.

---

[1] produktiv

[2] F&E

[3] geplant

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Weiterhin lassen sich auch Szenarien simulieren, die technisch derzeit real nicht umsetzbar sind, wie z.B. ein Anteil von 50% autonomer Fahrzeuge am Verkehrsaufkommen und wie sich dies auf das zu testende Fahrzeug/System sowie den Testfahrer selbst im Fahrsimulator auswirkt.

8. Literatur

[1] Lee, J.D., Ward, N., Boer, E., et.al.: Exploratory Advanced Research: Making Driving Simulators More Useful for Behavioral Research – Simulator Characteristics Comparison and Model-Based Transformation. FHWA-HRT-13-073. 2013.

[2] Pena Viña, E., Reinhard, R., Kleer, M., Gizatullin, A., Dreßler, K.: Point cloud rendering for interactive simulation, Driving Simulation Conference, Tübingen, 2015.

[3] Burger, M., Bäcker, M., Gallrein, A., Kleer, M.: Integration eines detaillierten, flexiblen Reifenmodells in den Fraunhofer Fahrsimulator, 14. Internationale VDI-Tagung, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, VDI-Berichte Nr.2211, S. 167ff, Hannover, 2013.

[4] Di Zio, Paul, and James R. Lackner.: Motion sickness side effects and aftereffects of immersive virtual environments created with helmet-mounted visual displays, Brandeis spatial orientation lab, 2000.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Validierungsprüfstand für Fahrzeuge mit Fahrassistenzsystemen und autonomen Fahrfunktionen

Dipl.-Ing. **Rolf Hettel**, Dr.-Ing. **Christian Schyr**, Dr.-Ing. **Tobias Düser**, AVL Deutschland GmbH, Karlsruhe

Kurzfassung

Die Validierung komplexer automatisierter Fahrfunktionen in allen möglichen Fahrsituationen und Fahrzeugvarianten erfordert neue Entwicklungsmethoden und Testwerkzeuge. Funktionen wie automatische Notbremsung, adaptive Geschwindigkeitsregelung mit automatischer Spurhaltung sowie autonome Funktionen wie Kreuzungsassistent oder Autobahnpilot, erfordern eine Vielzahl an neuen Validierungsaktivitäten. Dabei müssen die im Fahrzeug integrierten Funktionen unter Realbedingungen oder realitätsnahen Bedingungen validiert werden. Die hohe Komplexität und große Anzahl der aktiven Komponenten und Schnittstellen für derartige Fahrfunktionen, erfordern bei der Validierung die Berücksichtigung vieler Einflussfaktoren und Wechselwirkungen. So sind etwa die Wechselwirkungen zwischen Fahrer und Fahrzeug (z.B. Interaktion bei der Übergabe der Fahrzeugführung vom Fahrer an den Autobahnpiloten), zwischen Fahrzeug und Umgebung (z.B. Erfassung von Radar und Kamerainformationen des umgebenden Verkehrs), sowie zwischen Fahrer und Umgebung (z.B. Reaktion des Fahrers bei vom System nicht erkannten Störungen) von Bedeutung.

Die etablierte Methode des realen Fahrversuchs auf gesicherten Testgeländen oder auf öffentlichen Straßen bietet keine effiziente Möglichkeit zur Validierung aller im Fahrzeug integrierten Funktionen. Eine statistische oder gar vollumfängliche Absicherung aller möglichen Kombinationen von Testparametern ist nur schwer, oder gar nicht möglich. Auch die gezielte Reproduktion von Fahrzuständen wird bei dieser Methode durch unterschiedlichste, zum Teil nicht beeinflussbare Umgebungsbedingungen wie Wetter, Lichtverhältnis, Verkehrsaufkommen und Straßenzustand erschwert. Weiterhin ist die gezielte Injektion von elektrischen und elektronischen Fehlfunktionen im realen Fahrversuch schwierig.

Als eine weitere Testmethode hat sich in den letzten Jahren die Integration der relevanten Fahrzeugsteuergeräte auf Komponenten- bzw. Hardware-in-the-Loop-Prüfständen im Labor zusammen mit entsprechend leistungsfähiger Simulation von Rest-Fahrzeug und Umwelt etabliert. Die zu untersuchende Unit Under Test (UUT) liegt dabei in einem fortgeschrittenen Entwicklungsstand vor und kann bereits erprobt werden obwohl die restlichen, für den Betrieb erforderlichen Komponenten (noch) nicht vorliegen. Die fehlenden Komponenten wer-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

den durch geeignete Modelle ersetzt. Der direkte Zugriff auf diese Modelle ermöglicht die Kontrolle der relevanten Umweltbedingungen und es können beliebige Fahrzustände reproduzierbar eingestellt werden. Jedoch erreichen derartige Systeme zumeist noch nicht die Güte der realen Fahrversuche da eine entsprechend hohe Modelldetaillierung und Vernetzung erforderlich ist.

Nachfolgend wird der Ansatz des DrivingCube (i.F. als Validierungsprüfstand bezeichnet) [5] gezeigt der unter Nutzung von HiL-Tests die effiziente Validierung von hochgradig vernetzten Fahrsystemen (wie etwa Fahrerassistenzsystemen) im Gesamtfahrzeug ermöglicht. Die Nutzung eines Gesamtfahrzeugprüfstandes (wie einem Antriebsstrangprüfstand) sowie diverser Stimulatoren ermöglicht dabei die vollständige Abbildung der verschiedenen Fahrzustände bzw. Fahrsituationen der realen Strecke unter reproduzierbaren, funktionalen sowie energetischen Randbedingungen. Der Eingriff in das mit Sensoren und Assistenzsystemen bestückte Fahrzeug wird so weit wie möglich minimiert was den Aufwand bei der Funktionsapplikation reduziert und die Produktivität erhöht.

Bild 1: Konzept des Validierungsprüfstands für Fahrerassistenzsysteme [5];
Audi Autonomous Driving Cup [6]

Am Beispiel des Audi Autonomous Driving Cup [6] wird weiterhin das Konzept des MiniDrivingCube vorgestellt welches die gleiche Methodik nutzt um autonome Fahrfunktionen und -Fahrzeuge in Modellbaumaßstab zu validieren und welches bei der erstmaligen Generierung von Modellen und Szenarien für den Validierungsprüfstand unterstützen kann.

1. Stand der Technik

Der Stand der Technik zeigt bereits eine Vielzahl an Ansätzen zur Validierung technischer Systeme unter Nutzung von Kombinationen aus virtuellen und physischen Modellen. Das reicht von der tiefsten Ebene, auf der die UUT als Komponente vorliegt, bis hinauf zur Gesamtsystemebene. Die Gesamtheit der genutzten Komponenten und Modelle zur Validierung der UUT, wird in diesem Zusammenhang auch als Validierungsumgebung [4] bezeichnet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auf Komponentenebene gibt es eine Vielzahl an Validierungsumgebungen für Umfeld Sensoren die zum Beispiel für Fahrerassistenzsysteme (engl.: „Advanced Driver Assistance System“ [ADAS]) zum Einsatz kommen. Dazu zählen etwa Ultraschall-, Radar- und Lidarsensoren, sowie Kamera- und GPS-Systeme. Diese Validierungsumgebungen fokussieren sich zumeist auf einzelne Sensoren und nutzen eine Kombination aus virtueller Umgebung, Sensormodell und physischem Stimulator. Bild 2 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen Validierungsumgebung für zwei Varianten von Sensoren. Ein passiver Sensor (nur empfangen nicht senden) kann zum Beispiel ein Mono-Kamera System oder GPS-Empfänger sein, ein aktiver Sensor (sowohl empfangen als auch senden) zum Beispiel ein Ultraschall Sensor. Sowohl die Sensoren, die Stimulatoren als auch die Verbindungen dazwischen liegen dabei physikalisch vor. Die Umgebung, das Fahrzeug und der Fahrer, werden virtuell abgebildet. Diese Art der Validierung ist bereits mit frühen Prototypen möglich und erfordert deshalb keinen aufwändigen Einbau im realen Fahrzeug, stellt jedoch hohe Anforderungen an die Performance und Güte der virtuellen Umgebung und der genutzten Modelle. Da entsprechend wenige Komponenten physisch vorhanden sind, müssen Fahrzeug, Umgebung und Fahrer vollständig virtuell modelliert werden.

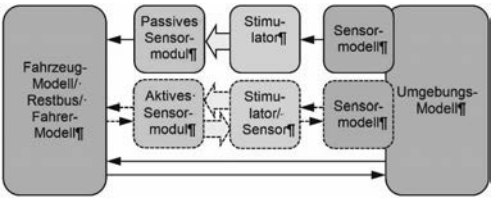


Bild 2: Sensorvalidierung unterschiedlicher Sensortypen am Komponentenprüfstand

Ebenfalls Einsatz findet diese Methode auf Systemebene beispielsweise für die Antriebsstrang Validierung [1] und Lenksystem Entwicklung [2]. Dabei werden jeweils Prüfstände genutzt um mechanisch mit der UUT zu interagieren. Der Prüfstand stellt mit entsprechenden Aktoren Stellgrößen aus der virtuellen Umgebung und misst Messgrößen der physischen Umgebung mit Sensoren. Es wird etwa die Raddrehzahl am virtuellen Fahrzeug gemessen, diese Drehzahl dann an den elektrischen Maschinen des Prüfstands gestellt, dabei das tatsächliche Moment am Rad gemessen, und dann in widerstandskompensierter Form dem virtuellen Fahrzeug am Rad aufgeprägt. Im Vergleich zur Validierung auf Komponentenebene sinkt hierbei der Aufwand für die Modellbildung, da physische Komponenten zu größeren Anteilen vorhanden sind und daher nicht virtuell abgebildet werden müssen. Aller-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dings steigt der Aufwand des mechanischen Aufbaus, was die Kosten für den Prüfstandsbetrieb und Betriebsmittel vergrößert.

Auf der obersten Ebene, der Gesamtfahrzeugebene, werden solche Validierungsumgebungen genutzt um beispielsweise Assistenzfunktionen zu testen oder komplexe akustische und schwingungstechnische Phänomene in bestimmten Betriebspunkten zu untersuchen. Letzteres etwa gestaltet sich auf der realen Straße schwierig, da entsprechende Messtechnik teilweise nicht mobil einsetzbar ist oder bestimmte Betriebspunkte ohne Prüfautomatisierung nicht effizient angefahren oder gehalten werden können.

Für diese Validierungsumgebungen kommen zumeist Fahrzeugrollenprüfstände oder Antriebsstrangprüfstände zum Einsatz, auf denen das Fahrzeug als Ganzes betrieben werden kann und an die eine entsprechende Umgebungssimulation gekoppelt wird. [3] [7]

Im Vergleich zur Validierung auf Systemebene sinkt der Aufwand für die Modellbildung, etwa für die Restfahrzeug- und Restbussimulation, jedoch steigen die Kosten für Prototypen die in früheren Phasen der Fahrzeugentwicklung nicht oder nur schlecht verfügbar sind. Damit sinkt auch die Flexibilität in der Entwicklung da entsprechende Prototypenfertigung teuer ist und die Stückzahlen gering gehalten werden müssen.

2. Aufbau des Validierungsprüfstands

Mechanische Module:

Die Grundidee bei diesem Ansatz basiert darauf das Gesamtfahrzeug zu nutzen um alle Komponenten in ihrem Straßenüblichen Einbauzustand und mit allen dort relevanten Einflüssen und Wechselwirkungen zu untersuchen und weiterhin den Eingriff in die gekapselten Systeme des Fahrzeugs zu minimieren. Um dies zu bewerkstelligen kommt ein Antriebsstrangprüfstand zum Einsatz auf dem das fahrbereite Fahrzeug leicht aufgebaut und betrieben werden kann. Das Fahrzeug wird dabei mit Hilfe einer Widerstandssimulation derart betrieben, dass sich aus Sicht des Fahrzeugantriebsstrangs möglichst wenige Unterschiede zur Fahrt auf der Teststrecke ergeben. Dabei können longitudinale Effekte der Straße ebenso wie laterale abgedeckt werden. Durch zusätzliche Modellbildung können Fahrzustände mit Schlupf oder Fahrten mit Steigungsprofil am Berg abgebildet werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

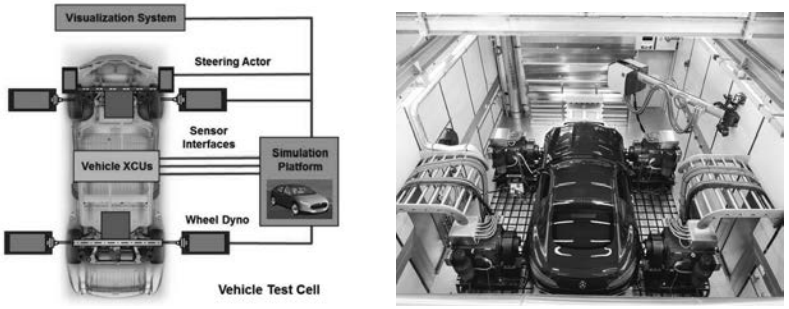


Bild 3: Mechanisches Layout des Validierungsprüfstand (links); Hochdynamischer Antriebsstrangprüfstand (rechts) [5]

Durch die mechanische Entkopplung des Lenkgestänges am Radträger und die Anbringung von translatorischen Aktoren kann das Fahrzeug beim Betrieb auf dem Prüfstand zusätzlich mit Lenkkräften beaufschlagt werden. Durch die Entkopplung von rotatorischem Aktor (E-Maschine des Antriebsstrangprüfstandes) und translatorischem Aktor (Lenkaktor) können auch beliebige Kurven-Fahrzustände bei Beaufschlagung mit realistischen Lenkkräften abgebildet werden.

Sensor Module:

Die Simulation der sechs Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugs erfolgt in der echtzeitbasierten Umgebungssimulation. Sie bildet sowohl das Straßenprofil, Umgebungsobjekte, den Verkehr, unterschiedliche Verkehrszeichen als auch Wetterbedingte Einflüsse ab. Eine OpenDRIVE [8] basierte Datenbank ermöglicht die strukturierte Ablage der relevanten Modelle, Straßendaten und Szenarien.

Die Interaktion der Sensoren und Steuergeräte des Fahrzeugs mit der virtuellen Umgebung erfolgt mittels Sensorsimulation auf zwei unterschiedlichen Ebenen.

Die erste Ebene nutzt Sensorstimulation mit einem Stimulator Modul das generische, physikalische Signale aus den Informationen der virtuellen Umgebung erzeugt und an den im Fahrzeug eingebauten Sensor übermittelt. Ein Beispiel hierfür ist die Stimulation von Radarsensoren, wie sie beispielsweise in ACC Systemen zum Einsatz kommen mittels einer Kombination aus Radarempfänger, -Sender und Absorber Box [9]. Weitere Beispiele sind Kamerastimulation mithilfe von Linsen- und Projektionssystemen, GPS-Stimulation mithilfe von Radioantennen und Ultraschallstimulation mit Hilfe von Ultraschallempfänger und Sender.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei der Simulation der Sensorik auf zweiter Ebene wird die Sensorinformation als Sensordatenstrom mittels Kabel direkt in das Steuergerät des Sensors injiziert. Ein Beispiel Hierfür ist die Generierung eines Kameradatenstroms aus der virtuellen Umgebung, der dann direkt hinter der Bilderfassungseinheit der Kamera in das Steuergerät des Kameramoduls eingespeist wird. [10]

Thermische Module:

Fahren bei Geschwindigkeiten bis über 200 km/h und hohen Lastzuständen erfordert eine ausreichende Kühlung aller Komponenten im Fahrzeug. Dafür kommen zwei separate Gebläse vor dem Fahrzeug zum Einsatz die den Luftstrom aufteilen und mittig Platz für weitere Komponenten wie etwa für die Radarstimulation lassen.

Um auch thermische Einflüsse der Umgebung auf das Fahrzeug und die Sensorik zu simulieren, kann optional eine Klimakammer eingesetzt werden. Damit können extrem kalte oder warme Umgebungen und auch wechselnde Temperaturen simuliert werden. Aktuelle Klimaprüfstände arbeiten in einem Temperaturbereich von -30 - +50°C.

Operative Module:

Ein weiteres Modul stellt das Automatisierungssystem dar das für den sicheren Betrieb des Fahrzeugs und aller Prüfstands Komponenten sorgt. Dies geschieht auch bei Störungen und in Fahrzuständen nahe der physikalischen Grenzen des Fahrzeugs.

An die Validierungsumgebung kann wahlweise ein Visualisierungssystem angeschlossen werden was die Validierung von Mensch-bezogenen Funktionen im Gesamtfahrzeug und unter realitätsnahen Bedingungen unterstützt. Dies funktioniert ähnlich wie bei klassischen Fahrsimulatoren über Projektionssysteme, wobei der Fokus auf der Validierung von Funktionen der Mensch Maschine Schnittstellen liegt.

3. Anwendungsfall ADAS-in-the-Loop

Der Validierungsprüfstand und die verwendete Methode sind für eine Reihe von Validierungsaufgaben und Anwendungsfälle nutzbar.

Im Bereich der funktionalen Tests bietet der Validierungsprüfstand viele Vorteile bei der Validierung von integrierten Fahrfunktionen wie etwa dem Notbremsassistenten [5]. Umgebungsbedingungen und verschiedene Verkehrsszenarien können gezielt eingestellt und reproduzierbar variiert werden, was auf der Teststrecke nur schwer möglich ist. Weiterhin lässt er sich einsetzen um beispielsweise Getriebeapplikation sowie Schaltstrategie, Real Driving Emissions (RDE) oder einfachere Assistenzsysteme wie Einparkassistenten zu untersuchen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die Flexibilität und Reproduzierbarkeit beim Einsatz der Validierungsumgebung kann die notwendige Abdeckung an unterschiedlichen, relevanten Testfällen erreicht werden, sodass Aussagen über den Grad der Funktionserfüllung getroffen werden können, ohne alle möglichen Testfälle betrachten zu müssen.

Die Validierung von komplexeren Fahrerassistenzsystemen fällt in den Bereich der nichtfunktionalen Tests bei denen nichtfunktionale Eigenschaften wie Performanz, Benutzbarkeit oder Sicherheit beurteilt werden. Diese Eigenschaften sind nur schwer quantifizierbar und zumeist fehlen genauere Definitionen der Anforderungen und Zielgrößen, was die Bewertung der Testergebnisse erschwert.

Ein Beispiel für ein vollautonomes System dass am Validierungsprüfstand validiert werden kann, ist der Autobahnpilot. Dabei handelt es sich um ein Assistenzsystem das vom Zeitpunkt der Auffahrt bis zum Verlassen einer Autobahn sämtliche Aufgaben der Längs- und Querführung des Fahrzeugs erledigt. Dazu gehört das Fahren im Verkehr, in Kurven, auf verschiedenen Spuren, von Überholmanövern und zwar bei unterschiedlichsten Witterungsverhältnissen und Sichtbedingungen. Als Sensorik kommen hierfür hauptsächlich Kamerasysteme, Radarsensoren, Lidarsensoren und GPS zum Einsatz.

Die Funktionsabsicherung im klassischen Sinne versagt bei dieser Art von System da die Anzahl an Einflussfaktoren auf das Verhalten des Systems zu groß ist, als dass jede Kombination getestet werden könnte. Es müssen also vielmehr neue Methoden erarbeitet werden um diese nichtfunktionalen Eigenschafen zu bewerten wobei die vorgestellte Validierungsumgebung unterstützen kann, indem die relevanten Fahrzustände und Szenarien gezielt getestet werden können.

4. Validierungsumgebung für maßstabsgetreue Fahrzeuge

Das Fahren auf dem Validierungsprüfstand ermöglicht die Untersuchung verschiedenster Fahrzeugsysteme und Komponenten unabhängig von der realen Straße. Jedoch erfordert die erstmalige Erstellung und Erprobung von Umgebungsmodellen, Sensormodellen sowie Szenarien einen relativ großen Zeitaufwand, was bei Nutzung eines Antriebsstrangprüfstands und eines voll mit Sensorik ausgestatten Fahrzeugs einen nicht zu vernachlässigenden Kostenaufwand bedeutet.

Das Konzept des MiniDrivingCube bietet einen kostengünstigeren Ansatz um im Fahrzeugentwicklungsprozess bereits vor dem Einsatz von Antriebsstrangprüfstand und Fahrzeug, bei Nutzung gleicher Softwaretools, Modelle und Szenarien zu generieren die eins zu eins übertragbar sind. Aus Sicht des Entwicklers unterscheidet sich das Vorgehen nicht von dem am großen Validierungsprüfstand. Im kleinen Validierungsprüfstand kommt ein Miniatur An-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

triebsstrangprüfstand zum Einsatz auf dem Fahrzeuge im Maßstab von 1:5 bis 1:10 installiert werden können. Die Ansteuerung der Hardware zur Nachbildung der Straßeneinflüsse und der Längsdynamik erfolgt mit den gleichen mechanischen und operativen Modulen wie oben beschrieben. Die mechanischen und elektrischen Schnittstellen zwischen Prüfstand und Prüfstandsautomatisierung sowie zwischen Prüfstand und Fahrzeug entsprechen denen am großen Validierungsprüfstand. Bild 4 zeigt den exemplarischen Aufbau am Beispiel eines Fahrzeugs im Maßstab 1:5.

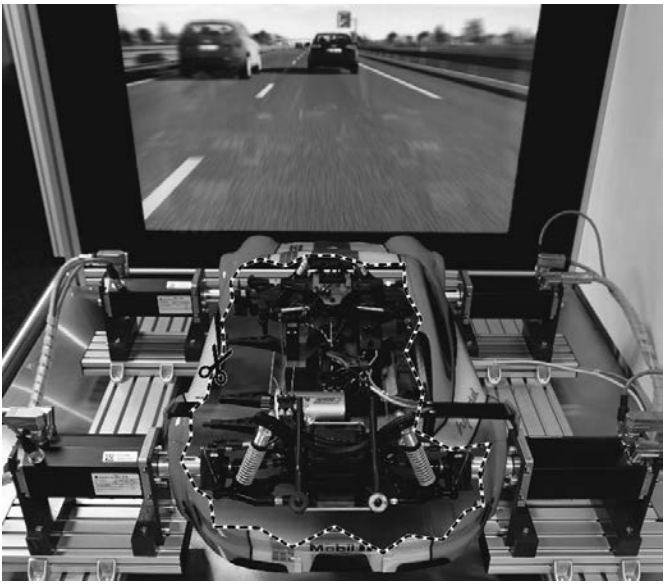


Bild 4: Basisaufbau des Fahrzeugs am Miniatur-Antriebsstrangprüfstand

Als Erweiterung bietet der kleine Validierungsprüfstand die Möglichkeit Sensorstimulation in der gleichen Weise, wie bereits weiter oben beschrieben, zu integrieren. Ein Anwendungsbeispiel für den Einsatz von Sensorstimulation ist die Validierung von Fahrfunktionen für den Audi Autonomous Drving Cup [6].

Der Audi Autonomous Driving Cup ist ein Wettbewerb der sich an Studierende der Fachrichtungen Informatik, Elektrotechnik und Maschinenbau richtet. Die Teilnehmer entwickeln vollautomatische Fahrfunktionen und die dafür notwendigen Software-Architekturen. Als Hardwareplattform kommen Modellfahrzeuge im Maßstab 1:8 zum Einsatz, die speziell für den

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wettbewerb entwickelt werden [6]. Die Fahrzeuge sind zur Umfeld Erkennung mit mehreren Ultraschallsensoren sowie einer herkömmlichen und einer Infrarot Kamera ausgestattet. Weiterhin besitzen sie einen Fahrantrieb für die Längsführung, einen Servoantrieb für die Querführung, ein Entwicklerboard für die Funktionsapplikation und mehrere Arduino-Boards zur Steuerung der Automatisierung und Datenverarbeitung.

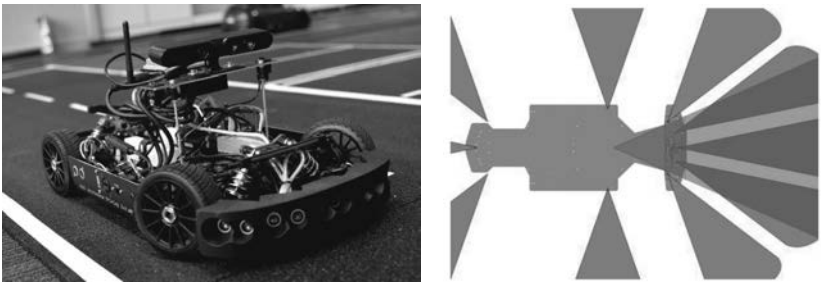


Bild 5: Audi Autonomous Driving Cup Fahrzeug (links), Sensorlayout (rechts) [6]

Im kleinen Validierungsprüfstand kommt die gleiche Echtzeitfähige Umgebungssimulation zum Einsatz wie beim großen Validierungsprüfstand, daher erfolgen auch die Integration der Sensormodelle und die Anbindung der Sensorstimulation auf die gleiche Weise.
Die Ultraschallstimulatoren bestehen jeweils aus einer Empfangseinheit die das periodische Signal auffangen das von der Sendeeinheit am Fahrzeug emittiert werden. Einer Verarbeitungseinheit die abhängig von der Objektdistanz in der virtuellen Umgebung eine Totzeit berechnet. Einer Sendeeinheit die abhängig von der Laufzeit und der Totzeit ein Echo des periodischen Signals aussendet. Und einer Absorptionseinheit die das abgestrahlte Signal der Sendeeinheit des Fahrzeugs absorbiert um ungewollte Echos zu vermeiden.
Die Kamerastimulation der regulären Kamera erfolgt mit Hilfe eines Bildschirms vor dem Fahrzeug der ein Abbild der virtuellen Umgebung zur Verfügung stellt. Um perspektivische Einflüsse zu korrigieren kann das Bild optisch verzerrt werden und optional mit anderen Filtern verfälscht werden (Rauschfilter, Verwackeln etc.). Der Einfluss von schlechten Sichtbedingungen, Fehlern in der Straßenmarkierung, verdreckte Schilder etc. wird über die virtuelle Umgebung bereitgestellt. Bild 6 zeigt beispielsweise den Einfluss unterschiedlicher Wetterbedingungen auf das Abbild der virtuellen Umgebung, die jedoch beim Audi Autonomous Driving Cup eine untergeordnete Rolle spielen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bild 6: Darstellung unterschiedlicher Umgebungsbedingungen

Die Infrarot Kamera lässt sich nicht durch ein Abbild der virtuellen Umgebung stimulieren da die Tiefeninformation mit herkömmlichen Mittel nicht nachgebildet werden kann. Anstatt dessen kommt hierfür die Signalinjektion auf zweiter Ebene zum Einsatz. Die Tiefeninformation wird aus dem Abbild der virtuellen Umgebung berechnet und in Form von Objektdaten, an der Kamera vorbei, direkt in die Fahrzeugsteuerung injiziert.

Mit diesem Ansatz lassen sich alle Fahrfunktionen, wie etwa Einparkautomatik, vollautonomes Fahren im Stadtverkehr, Kreuzungsassistenz etc. unabhängig von dem realen Testgelände entwickeln und erproben. Die gewonnenen Erkenntnisse bei der Erzeugung der Sensormodelle, Restfahrzeugmodelle, Umgebung, Sensorapplikation, Sensorstimulation sowie der Szenarien lassen sich direkt auf den großen Validierungsprüfstand übertragen und dort einsetzen. Durch die Verwendung von gleichen Werkzeugen und Methoden kann so Entwicklungszeit an der teureren Hardware gespart werden.

5. Zusammenfassung

Der gezeigte Ansatz eines Antriebsstrangprüfstandes zum Betrieb sowohl des Antriebsstranges als auch des Lenk- und Bremssystems in Kombination mit der Stimulation von Umfeldsensoren, schließt die Lücke zwischen Straßentests und HiL-Tests. Die Interaktion der Sensoren des Fahrzeugs mit der virtuellen Umgebung kann entweder mit bereits bekannten HiL-Methoden, oder mit Hilfe von spezieller Sensorstimulation umgesetzt werden. Dies bietet ein hohes Maß an Flexibilität und ermöglicht die Validierung von unterschiedlichen Komponenten und Systemen des Gesamtfahrzeugs in nahezu allen Fahrszenarien sowie unter verschiedensten Umgebungsbedingungen. Der mechanische und elektrische Eingriff ins Fahrzeug und interne Softwarearchitektur wird auf ein notwendiges Minimum reduziert, was den Applikationsaufwand reduziert und damit die Produktivität steigert. In Kombination mit weite-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ren Modulen wie Klimakammer, Visualisierungssystem oder Emissionsmesstechnik wird der Umfang an möglichen Validierungsaufgaben noch einmal deutlich erweitert.

Die Integration des vorgestellten Validierungsprüfstandes in den bestehenden Fahrzeugentwicklungsprozess stellt aktuell eine große Herausforderung dar. Die Gewährleistung eines optimalen Datenaustauschs zwischen Produktdatenmanagement, Simulation und Testautomatisierung muss sichergestellt werden um die Effizienz des Ansatzes gegenüber klassischen, komponentenbasierten Lösungen zu steigern. Durch die Nutzung und kontinuierliche Erweiterung einer Modell- und Szenarien-Datenbank, in der verschiedene Modelldatenstände sowie kritische bzw. relevante Szenarien für ADAS Funktionen abgelegt werden, kann die Effizienz weiter gesteigert werden.

Es wurde weiterhin der Ansatz des Validierungsprüfstands für maßstabsgetreue Fahrzeuge vorgestellt der speziell die Kosten bei der Generierung von Simulationsmodellen und Szenarien für die virtuelle Umgebung reduzieren kann und somit eine gute Ergänzung zum Einsatz des großen Validierungsprüfstands im Fahrzeugentwicklungsprozess darstellt.

Weitere wichtige Faktoren für die erfolgreiche Nutzung des Ansatzes sind die Kompetenzentwicklung, die Schaffung einer einheitlichen Sprachbasis aller Ingenieure und Manager auf den verschiedenen Nutzungsebenen, sowie das Verständnis für die Einsatzmöglichkeiten und Nutzungsgrenzen. Auf diese Weise kann der Validierungsprüfstand eine Plattform für kooperative Arbeit in den verschiedenen Domänen und für die verschiedenen Experten werden, mit dessen Hilfe integrierte Systeme und Funktionen in komplexen Szenarien validiert werden können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[1] Schyr, C., Hakuli, S., Schick, B.: „Ganzheitliche Fahrzeugbewertung mittels X-in-the-Loop im Entwicklungsprozess am Beispiel Powertrain-in-the-Loop“. MTZ-Fachtagung Virtual Powertrain. 2013

[2] Specka, F., Contini, A., Hakuli, S., Schick, B., Pfeffer, P.: „Evaluation and optimization of steering behavior in overall vehicle context at the „Steering-in-the-Loop“ test bench”. VDI Tire-Chassis-Road Congress. 2013

[3] Düser, T.: „X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen“. VDI Forschungsberichte Band 47. 2010

[4] Albers, A., Schille, F., Hettel, R., Behrendt, M.: „Auswirkung der Validierungsumgebung und Manöverumsetzung auf Komfortbewertungen hybridspezifischer Triebstrangphänomene“. VPC – Simulation und Test. ATZ Live. Hanau, 2015

[5] Schyr, C., Brisard, A.: „DrivingCube - A novel concept for validation of powertrain and steering systems with automated driving“. 13th international Symposium on Advanced Vehicle Control. München. 2016

[6] AUDI AG: „Audi Autonomous Driving Cup 2016“, URL: https://www.audi-autonomous-driving-cup.com/. 09.2015

[7] Pfister, F., Schyr, C., Le Rhun, F.: „Effizientes Testen für mehr Energieeffizienz - Der Rollenprüfstand als mechatronische Entwicklungsplattform“. ATZ 11|2009

[8] Dupuis, M., Strobl, M., Grezlikowski, H.: “OpenDRIVE 2010 and Beyond – Status and Future of the de facto Standard for the Description of Road Networks”. Driving Simulation Conference Europe. 2010

[9] Heuel, S., McCarthy, D.: “Real Time Radar Target Generation”. Microwave Journal. 2015

[10] Haselhoff, M., Hakuli, S.: „ECUs für kamerabasierte Fahrerassistenzsysteme im Closed-Loop-Verfahren“. Automobiltechnische Zeitschrift Extra. S.30-33. 2015

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Entwicklung einer Methodik zur Durchführung des Straßenabgleichprozesses

Development of a methodology for the process of road matching

M.Sc. **S. Weber**, Dipl.-Ing**. M. Körner**, Dr.-Ing. **J. Fischer**,
Mercedes-AMG GmbH, Affalterbach
Dipl.-Ing. **Y. Dursun**, Dr.-Ing. **F. Kirschbaum**,
Dr.-Ing. **R. Jakobi**, Daimler AG, Stuttgart;
Prof. Dr.-Ing. **B. Bäker**, TU Dresden, Dresden

Kurzfassung

Vorgestellt wird eine Methodik zur Durchführung des Straßenabgleichprozesses auf Gesamtfahrzeug-Prüfständen. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf dynamischen bis hochdynamischen longitudinalen Fahrsituationen von der Reifenhaftgrenze bis hin zu schlupfenden Reifen. Abschließend wird die Verifizierung anhand einer exemplarischen Anwendung beschrieben.

In den vergangenen Jahren erfolgte die Kalibrierung der fahrzeugspezifischen Charakteristik des Fahrverhaltens hauptsächlich iterativ während der Durchführung von Straßenversuchen. Die objektive Bewertung von Fahrmanövern durch die Berechnung von Kriterien aus für die Fahrbarkeit relevanten transienten Signalverläufen eröffnete die Möglichkeit der Analyse und Applikation von Motor- und Getriebefunktionen auf Antriebsstrang- und Gesamtfahrzeug-Prüfständen. Um das Fahrverhalten des Fahrzeugs auf der Straße realitätsgetreu auf dem Prüfstand abzubilden, ist eine Parametrierung der in der Prüfstandsregelung hinterlegten Modelle erforderlich. Die Beschreibung der Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn, welche vom Radschlupf und der Radlast abhängig ist, wird an Gesamtfahrzeug-Prüfständen mit Hilfe des mathematischen Reifenmodells nach Pacejka umgesetzt. Stehen die skalaren Werte der Modellparameter vom Reifenhersteller nicht zur Verfügung, werden diese gemeinhin iterativ ermittelt. Hierbei werden die Reifenparameter bei Fahrmanövern solange variiert, bis die Abweichung zur Straßenmessung ausreichend gering ist. Dieses Vorgehen gestaltet sich aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Parametern als schwierig und ist daher mit großem Zeitaufwand verbunden. Als weiterer Nachteil dieser Methode ist anzuführen, dass bei dem aktuellen Abgleichprozess meist nur Messungen im linearen Anteil der Kraftschluss-Schlupf-Kurve betrachtet werden. Die formgebenden Parameter für den Bereich des Teilgleitens bis zum Gleiten werden daher meist nur unzureichend kalibriert, sodass beim Einsatz

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

performanter Fahrzeuge kein realitätsgetreues Verhalten in diesem Bereich zu erwarten ist. Die hier vorgestellte Methode reduziert die Dauer sowie den Aufwand der Prüfstands-Inbetriebnahme und steigert gleichzeitig die Qualität der Parameter des Reifenmodells. Dies wird einerseits durch die starke Eingrenzung des Wertebereichs der Parameter auf Grundlage von Daten aus Straßenmessungen erreicht und andererseits durch den Einsatz eines Black-Box-Modells zur Ermittlung der Reifenmodellparameter.

Abstract

This Paper will present a methodology for the matching between the vehicle behavior on the road and the behavior on powertrain test rigs. The focus lies on dynamic to highly dynamic longitudinal driving maneuvers with slipping tires. The results are verified by an exemplary application.

In recent years, the calibration of the vehicle-specific drivability was carried out mainly in on road tests. The objective evaluation of driving maneuvers is reached by calculating criteria of transient signal sequences relevant for the drivability, opening up the possibility of the analysis and application of engine and transmission functions on vehicle powertrain test rigs. In order to show the vehicle performance in a more realistic way on the test rig, it is important to parameterize the models of the test rig. The mathematical tire model of Pacejka is used to describe the force between the tires and the road, which depends on the slip of the tires and the wheel load. If the scalar values of the model parameters of the tire manufacturer are not available, they are determined iteratively. For this purpose, the tire parameters are varied in a driving maneuver until the deviation from the road data is reduced to a minimum. This process is difficult due to the interaction between the parameters and therefore requires a high amount of time. A second disadvantage of this method is, that only measurements in the linear range of the curve are taken into account in the matching process. As a result, the necessary parameters for the range between the partial and the complete slipping are often insufficiently calibrated and, thus, a realistic behavior of high-performance vehicles cannot be expected here. The methodology presented in this paper reduces the duration and the effort for the initiation of the test rig and simultaneously improves the quality of the tire model. All of this is achieved by the high limitation of the value range of the parameters based on the data from measurements on the road as well as by the application of the Black-Box-Model, used to determine the parameters of the tire model.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einführung in die Thematik

Zusätzlich zu den gesetzlichen Emissionsgrenzwerten und den Bemühungen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs rückt die Charakteristik des Fahrverhaltens immer stärker in den Fokus. Die endliche Steifigkeit des Antriebsstrangs zwischen dem Motor und den angetriebenen Räder bildet mit diesen ein schwingungsfähiges System [1]. Fordert der Fahrer beispielsweise ein positives Motormoment in der Schubphase an, wird der Antriebsstrang und folglich auch das Fahrzeug zum Schwingen angeregt. Die Schwingungen in der Längsdynamik können sich komfortmindernd auswirken. Gleichzeitig wird jedoch das konträre Ziel eines dynamischen Ansprechverhaltens und somit eine schnelle Umsetzung der Fahreranforderung angestrebt. In der Motor- und Getriebesteuergerätesoftware sind daher eine Vielzahl an Funktionen für die Gestaltung der für den Fahrer wahrnehmbaren Fahrzeugdynamik integriert. Dem Applikationsingenieur wird somit die Möglichkeit eröffnet, transiente Fahrmanöver durch die Bedatung der Fahrbarkeitsfunktionen, in Form von Skalaren, Kennlinien und Kennfeldern, zu formen. Er kann so der Erwartungshaltung an das Fahrverhalten, der eindeutigen Differenzierung der verschiedenen Fahrzeugsegmente untereinander, sowie den wachsenden Ansprüchen in Bezug auf Individualisierung und Spreizung des Fahrverhaltens innerhalb eines Fahrzeuges gerecht werden. Diese Anforderungen benötigen jedoch noch beispielsweise eine Integration divergierender Fahrprogramme und die Möglichkeit der Skalierbarkeit von Antriebs- und Fahrwerkskomponenten.

Mit der zunehmenden Komplexität und Variantenvielfalt sowie der stetig steigenden Anzahl an Applikationsgrößen ist das iterative Anpassen von Applikationsgrößen und die subjektive Bewertung des Applikationsingenieurs wegen des stark anwachsenden Kalibrieraufwands nicht mehr zielführend. Daher kommen in der Applikation Werkzeuge und Methoden für die modellbasierte Applikation zum Einsatz [2]. Des Weiteren ist in den letzten Jahren eine zunehmende Verlagerung der Applikationstätigkeiten von der Straße auf den Prüfstand zu beobachten [3]. Im Gegensatz zum Versuch auf der Teststrecke können an einem Prüfstand Versuche automatisiert in großer Anzahl durchgeführt und unerwünschte Störeinflüsse, die beispielsweise durch unterschiedliche Witterungsbedingungen oder Fahrbahneinflüsse resultieren, minimiert und dadurch die Reproduzierbarkeit sichergestellt werden. Darüber hinaus ist das Erproben einzelner neuentwickelter Komponenten des Antriebsstrangs, oder des gesamten Antriebsstrangs, bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses darstellbar.

Voraussetzung für die Durchführung von Fahrbarkeitskalibrierungen auf Prüfständen ist die Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung der Fahrbarkeit. Eine Vielzahl an Veröffentlichungen befassen sich mit der Objektivierbarkeit der subjektiven Wahrnehmung des Fahrers

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

während eines Fahrmanövers [4 bis 6]. Auf Grundlage von Signalverläufen eines transienten Fahrmanövers werden fahrbarkeitsrelevante Kriterien für die Bewertung der Charakteristik des Fahrverhaltens berechnet. Auf einem Prüfstand können somit automatisiert Fahrmanöver durchgeführt und mit Hilfe der Kriterien bewertet werden. Die statistische Versuchsplanung (DoE) stellt ein Mittel dar, die zu vermessenden Kombinationen der Applikationsparameter zu ermitteln. Die berechneten Kriterien aus den Messdaten dienen als Zielgrößen und die Kalibrierparameter als Eingänge für empirische Black-Box-Modelle, wie beispielsweise Polynommodelle, Gaußprozessmodelle oder Neuronale Netze. Mit Hilfe eines numerischen Optimierungsverfahrens können dann die optimalen Einstellungen der Applikationsgrößen gefunden werden. Voraussetzung dafür, dass die auf dem Prüfstand ermittelten optimierten Parameter dieselben gewünschten Ergebnisse auf der Straße erzielen, ist ein erfolgreicher Straßenabgleich vor Beginn der Messphase. Diese Arbeit stellt eine neuentwickelte Methode für die Parametrierung des am Gesamtfahrzeug-Prüfstand hinterlegten Modells zur Beschreibung der vom Schlupf und der Radlast abhängigen Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn vor.

2. Prüfstands- und Regelungskonzept

An einem Gesamtfahrzeug-Prüfstand ist das gesamte Fahrzeug aufgebaut und die elektrischen Belastungsmaschinen sind an den Antriebsachsen angebunden. Bevor auf die am Gesamtfahrzeug-Prüfstand angewendete Prüfstandregelung eingegangen wird, sollen zu Beginn die im realen Fahrbetrieb auftretenden Kräfte beschrieben werden.

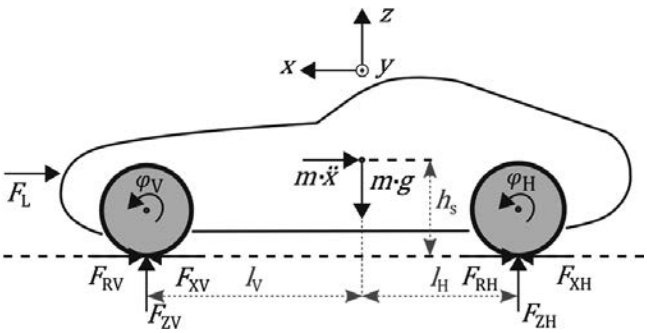


Bild 1: Auftretende Kräfte an einem Fahrzeug

Da einige Kräfte am Prüfstand nicht real vorhanden sind, müssen diese mit Hilfe von Simulationen nachgebildet und durch die Belastungsmaschinen aufgeprägt werden. Der longitudi-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nalen Fahrbewegung wirken die Rad-, Luft-, Steigungs- sowie Beschleunigungswiderstände entgegen [7] (vgl. Abbildung 1 und Gleichung (1)).

$$F_{\mathrm{W}} = F_{\mathrm{R}} + F_{\mathrm{L}} + F_{\mathrm{B}} + F_{\mathrm{St}} \tag{1}$$

Die Durchführung der für diese Arbeit notwendigen Messungen erfolgt ausschließlich in der Ebene, so dass der Steigungswiderstand F_{St} entfällt. Der Radwiderstand setzt sich aus dem Roll-, Schwall-, Lager-, Vorspur-, Kurven- und Federwiderstand zusammen, wird jedoch meist bei einer Geradeausfahrt auf trockener Fahrbahn auf den Rollwiderstand reduziert und wie folgt proportional zur Radlast F_{Z} definiert [7].

$$F_{\mathrm{R}} = f_{\mathrm{R}} \cdot F_{\mathrm{Z}} \tag{2}$$

Der Rollwiderstandsbeiwert f_{R} kann nach [8] in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} durch ein Polynom 4. Ordnung angenähert werden.

$$f_{\mathrm{R}} = f_{\mathrm{R0}} + f_{\mathrm{R1}} \cdot v_{\mathrm{Fzg}} + f_{\mathrm{R4}} \cdot {v_{\mathrm{Fzg}}}^4 \tag{3}$$

Die Reibwert-Koeffizienten werden aus den Geschwindigkeitsverläufen von auf einer Teststrecke durchgeführten Ausrollmanövern ermittelt [9]. Durch die Umströmung des Fahrzeugs sowie Durchströmung der Karosserie entsteht im realen Fahrbetrieb der Luftwiderstand F_{L}, der bei Windstille in Abhängigkeit der Stirnfläche A, des Luftwiderstandsbeiwerts c_{w}, der Luftdichte ρ_{L} und der Fahrzeuggeschwindigkeit wie folgt berechnet werden kann [7]:

$$F_{\mathrm{L}} = \frac{1}{2} \cdot c_{\mathrm{w}} \cdot A \cdot \rho_{\mathrm{L}} \cdot {v_{\mathrm{Fzg}}}^2 \tag{4}$$

Da am Gesamtfahrzeug-Prüfstand weder ein Rollwiderstand noch ein Luftwiderstand vorhanden ist, werden diese in der Simulation berücksichtigt.

Um ein Fahrzeug zu beschleunigen, ist es erforderlich den Beschleunigungswiderstand zu überwinden. Dieser ergibt sich aus der translatorischen Beschleunigung der Masse und der rotatorischen Beschleinigung aller sich drehender Teile.

$$F_{\mathrm{B}} = F_{\mathrm{B_{trans}}} + F_{\mathrm{B_{rot}}} = m_{\mathrm{Fzg}} \cdot \ddot{x} + \frac{J_{\mathrm{red}}}{{r_{\mathrm{dyn}}}^2} \tag{5}$$

Der am Gesamtfahrzeug-Prüfstand nicht vorhandene translatorische Anteil wird in der Simulation berechnet und durch die Belastungsmaschinen aufgeprägt. Für eine detaillierte Herleitung des auf die Raddrehzahlen reduzierten Trägheitsmoments J_{red} wird auf [8] verwiesen. Die rotatorischen Trägheiten der Antriebsstrangkomponenten sind am Gesamtfahrzeug-Prüfstand real vorhanden. Das Trägheitsmoment des Rades wird durch den Rotor der Belastungsmaschine abgebildet. Je nach Regelungskonzept ist eine Trägheitskompensation umgesetzt. Bei der Trägheitskompensation erfolgt in der implementierten Regelungsstrategie eine Kompensation der Differenz zwischen dem Trägheitsmoment der Belastungsmaschine und dem des zu simulierenden Rades [10]. Ist keine Trägheitskompensation in der Regelung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

integriert, müssen die Trägheiten der Belastungsmaschinen den Trägheiten der Räder entsprechen [11]. In Abbildung 2 ist das Regelkonzept des für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Prüfstandes schematisch dargestellt.

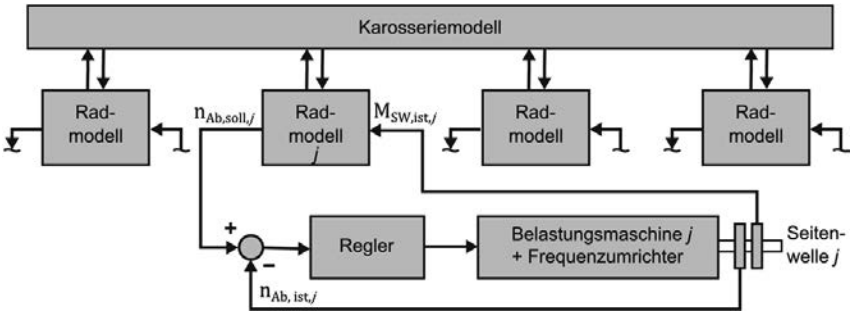


Bild 2: Regelungskonzept des Gesamtfahrzeug-Prüfstand (mit geringfügigen Änderungen entnommen aus [10])

Als Eingang des Radmodells j dient das am Drehmomentenmessflansch gemessene Seitenwellendrehmoment. Die Schnittstellen zwischen Rad- und Karosseriemodell stellen die Größen Radlast $F_{Z,j}$, Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg,j}$ und Umfangskraft $F_{X,j}$ dar. Ausgang des Modells ist die mit den Belastungsmaschinen einzustellende Sollraddrehzahl $n_{Ab,soll,j}$. Die Sollraddrehzahl wird durch das Umstellen und die anschließende Integration des Drallsatzes des jeweiligen Rades i ermittelt.

$$J_{R,j} \cdot \dot{\omega}_{R,j} = M_{SW,ist,j} - r_{dyn,j} \cdot \left(F_{X,j} + F_{R,j}\right) \tag{6}$$

In den Drallsatz geht das gemessene Seitenwellenmoment, die Umfangskraft, der dynamische Reifenradius $r_{dyn,j}$ [12] und der Rollwiderstand ein. Die Berechnung des Rollwiderstands erfolgt in der Simulation mit Hilfe der Gleichungen (2) und (3). Für die Berechnung der vom Reifenschlupf $\lambda_{S,j}$ und von der Radlast $F_{Z,j}$ abhängigen Umfangskraft $F_{X,j}$ ist am Prüfstand das mathematische Reifenmodell nach Pacejka [13] implementiert.

$$F_{X,j} = \mu_{Str} \cdot F_{Z,j} \cdot D \sin\left(C \cdot \arctan\left(B \cdot \lambda_{S,j} - E\left(B \cdot \lambda_{S,j} - \arctan\left(B \cdot \lambda_{S,j}\right)\right)\right)\right) \tag{7}$$

$$\lambda_{S,j} = \frac{\omega_{R,j} \cdot r_{dyn,j} - v_{Fzg}}{\max(|v_{Fzg}|, v_{low})} \tag{8}$$

Die Reifenparameter besitzen keine physikalische Bedeutung, sondern werden aus empirischen Versuchen ermittelt [14]. Der Koeffizient D determiniert, wie in Abbildung 3 dargestellt, den maximalen Kraftschlussbeiwert μ_K. Der zugehörige Schlupf wird häufig als kritischer

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Schlupf λ_K bezeichnet, da bei weiter ansteigendem Schlupf der Kraftschluss bis auf μ_G abfällt.

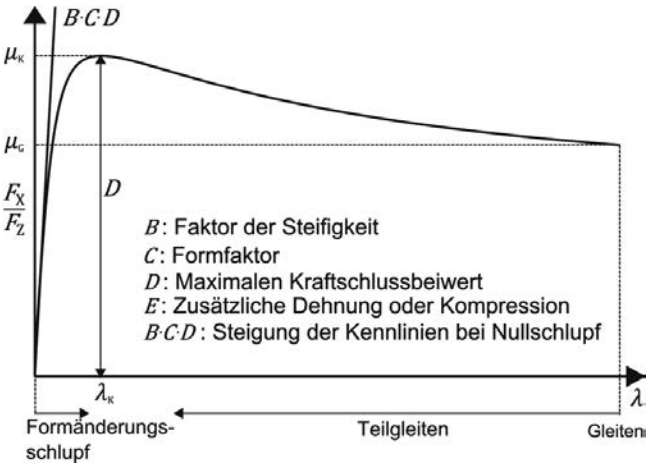


Bild 3: Kraftschluss-Schlupf-Kurve

Nach [15] setzt sich der Gesamtschlupf aus einem Deformationsanteil und einem Gleitanteil zusammen. Bei niedrigen Schlupfwerten liegt fast reine Deformation und bei $\frac{F_{X,i}}{F_{Z,i}} \leq \mu_G$ ausschließlich Gleitschlupf vor. Im Bereich dazwischen tritt Deformation und Gleiten gleichzeitig auf, was als Teilgleiten bezeichnet wird. In der Gleichung der Pacejka-Kurve erfolgt die Definition der Kurvenform über die Parameter C und E. Der Koeffizient B beschreibt die Steifigkeit des Reifens. Das Nachbilden diverser Straßenbeläge ist durch den Skalierungsfaktor μ_{Str} realisierbar. Der Parameter E wird im Folgenden zu null gesetzt. Dadurch ergibt sich eine Vereinfachung der Gleichung (7).

3. Methode zur Durchführung des Straßenabgleichprozesses

Vor Beginn der Kalibriertätigkeiten auf einem Gesamtfahrzeug-Prüfstand ist es erforderlich eine Korrelation zwischen Prüfstand und Straße herzustellen. Die Messergebnisse, welche der Prüfstand liefert, müssen ein möglichst identisches Verhalten des Prüflings bezüglich der realen Straßenmessungen aufweisen. Ist dies nicht gewährleistet, können die auf dem Prüfstand ermittelten optimierten Programm- und Datenstände auf der Straße nicht die ge-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wünschten gleichen Ergebnisse erzielen. Daher ist eine optimale Bedatung der Pacejka-Parameter und der Rollwiderstandskoeffizienten Voraussetzung für ein realitätsgetreues Verhalten des Prüflings auf dem Prüfstand.

Der Prozess des Abgleichs zwischen Prüfstand und Straße gestaltet sich aktuell wie folgt: Zunächst werden Lastwechsel und Ausrollmanöver auf der Teststrecke durchgeführt und im Anschluss wird versucht diese auf dem Prüfstand abzubilden. Für die Ermittlung der Rollwiderstandskoeffizienten steht ein Werkzeug zur Verfügung, welches basierend auf der Bewegungsgleichung (9) die Rollwiderstandskoeffizienten mittels Least-Square-Methode, siehe Gleichung (10), aus den Messungen der Ausrollmanöver der Teststrecke berechnet.

$$a_{\mathrm{x},i} \cdot \mathrm{m_{Fzg}} = -\frac{1}{2} \cdot c_{\mathrm{w}} \cdot A \cdot \rho_{\mathrm{L}} \cdot {v_{\mathrm{Fzg},i}}^2 - m_{\mathrm{Fzg}} \cdot g \cdot (f_{\mathrm{R0}} + f_{\mathrm{R1}} \cdot v_{\mathrm{Fzg},i} + f_{\mathrm{R4}} \cdot {v_{\mathrm{Fzg},i}}^4) \tag{9}$$

$$\min_{\underline{b}} \left\| \underbrace{-g \begin{bmatrix} 1 & v_{\mathrm{x},1} & v_{\mathrm{x},1}^4 \\ 1 & v_{\mathrm{x},2} & v_{\mathrm{x},2}^4 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & v_{\mathrm{x},n} & v_{\mathrm{x},n}^4 \end{bmatrix}}_{\underline{X}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} f_{\mathrm{R0}} \\ f_{\mathrm{R1}} \\ f_{\mathrm{R4}} \end{bmatrix}}_{\underline{b}} - \underbrace{\begin{bmatrix} a_{\mathrm{x},1}^2 \\ a_{\mathrm{x},2}^2 \\ \vdots \\ a_{\mathrm{x},n}^2 \end{bmatrix} + \frac{\rho_{\mathrm{L}} \cdot c_{\mathrm{w}}}{2 \cdot m_{\mathrm{Fzg}}} \cdot A \begin{bmatrix} v_{\mathrm{x},1}^2 \\ v_{\mathrm{x},2}^2 \\ \vdots \\ v_{\mathrm{x},n}^2 \end{bmatrix}}_{\underline{y}} \right\|_2^2 \quad \text{u. Nb. } \underline{b} > 0 \tag{10}$$

Nachdem die Rollwiderstandskoeffizienten festgelegt sind, erfolgt eine iterative Anpassung der Reifenparameter bis die zeitlichen Verläufe der Messsignale der Lastwechsel des Prüfstands denen der Teststrecke entsprechen. Dieses iterative Vorgehen erfordert aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Parametern einen hohen Zeit- und Ressourcenaufwand und ist stark von der Erfahrung des Prüfstandsingenieurs abhängig. Im Folgenden wird daher eine neue Methode zur Ermittlung der Reifenparameter B, C und D des Pacejka-Modells vorgestellt.

In Abbildung 4 ist der Prozessablauf für den Abgleich zwischen Straße und Prüfstand dargestellt. Auf Grundlage von auf der Teststrecke durchgeführten Messungen von Anfahrten mit schlupfenden Rädern werden die Grenzwerte der Pacejka-Parameter bestimmt. Diese dienen der Restriktion des Versuchsraums für die statistische Versuchsplanung. Für die in der Versuchsplanung ermittelten Parameter-Kombinationen wird ein Fahrmanöver durchgeführt und im Anschluss ein Kriterium berechnet, welches die Differenz zwischen Teststrecke und Prüfstand darstellt.

Bild 4: Prozessablauf des Abgleichs zwischen Straße und Prüfstand

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Kriterium wird als Zielgröße verwendet und auf Grundlage der Messdaten modelliert. Die Parameter-Kombinationen dienen hierbei als Eingänge des Modells. Die optimalen Pacejka-Parameter werden durch eine numerische Optimierung gefunden.

Der während der auf der Teststrecke durchgeführten Anfahrt an den Rädern auftretende Schlupf wird mit Hilfe der Gleichung (8) und den gemessenen Raddrehzahlen der angetriebenen und der antriebslosen Achse berechnet. Der zu dem jeweiligen Schlupfwert auftretende Kraftschlussbeiwert ergibt sich durch die Division der Umfangskraft durch die Radlast. Die Fahrdynamikregelung moderner Fahrzeuge besitzt zur Bestimmung der Fahrzeugbewegung einen Beschleunigungs- und Gierratensensor, welche meist in einem Sensorcluster zusammengefasst in der Nähe des Fahrzeugschwerpunkts integriert sind. Aus der vom Sensor gemessenen longitudinalen Beschleunigung und der Fahrzeuggesamtmasse ist die Berechnung der Umfangskraft der Räder der angetriebenen Achse möglich.

$$F_{\mathrm{X,antrieb}} = m_{\mathrm{Fzg}} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{Long}} \tag{11}$$

Hierbei wird davon ausgegangen, dass sich die Umfangskraft und die Achslast auf die beiden Räder der angetriebenen Achse gleich verteilen. Die Radlast der Antriebsachse setzt sich aus einem statischen Anteil und einem dynamischen Anteil des Reaktionsmoments der rotatorisch beschleunigten Massen zusammen. Für längseingebaute Motoren besitzen lediglich die vier Räder eine signifikante rotatorische Massenträgheit um die Fahrzeugquerachse [7]. Wie in Gleichung (12) für die Hinterachse dargestellt, ist die Radlast vom Radstand l, der Lage l_V sowie der Höhe h_s des Schwerpunkts und der Massenträgheit der Räder $\Theta_{\mathrm{RH/V}}$ abhängig. Für eine detaillierte Herleitung der Gleichung wird auf [7] verwiesen. Einige in der Realität vorkommende Effekte werden in Gleichung (12) nicht berücksichtigt. So wird beispielsweise vernachlässigt, dass sich die Lage des Schwerpunkts relativ zum Radaufstandspunkt beispielsweise beim Beschleunigen ändert und nicht konstant bleibt.

$$F_{\mathrm{Z,h}} = \underbrace{m_{\mathrm{Fzg}} \cdot g \cdot \frac{l_V}{l}}_{F_{\mathrm{Z,stat}}} + \underbrace{\left(m_{\mathrm{Fzg}} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{Long}} \cdot \frac{h_{\mathrm{s}}}{l} + \frac{\Theta_{\mathrm{RH}} \cdot \ddot{\varphi}_{\mathrm{H}}}{l} + \frac{\Theta_{\mathrm{RV}} \cdot \ddot{\varphi}_{\mathrm{V}}}{l}\right)}_{F_{\mathrm{Z,dyn}}} \tag{12}$$

Des Weiteren wird der Einfluss des aerodynamischen Auftriebs und des Radwiderstands nicht berücksichtigt. Die Auswertung der Anfahrten beschränkt sich auf den 1. Gang und somit auf einen Bereich mit geringen Geschwindigkeiten, in dem der Auftrieb vernachlässigbar ist. Der Einfluss des Radwiderstands auf die dynamische Achslast ist auf fester Fahrbahn sehr gering und wird daher ebenfalls nicht berücksichtigt [7].

Mit Hilfe der Gleichungen (8), (11) und (12) ist die Berechnung des Schlupfs, der Radlast sowie der Umfangskraft am Rad zu jedem Abtastpunkt i aus den Signalverläufen der Anfahr-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ten möglich. Die ermittelten Kraftschlussbeiwerte μ_i sind über den Schlupf λ_i abbildbar. In Abbildung 5 ist dies durch die schwarzen Punkte beispielhaft für einige Anfahrten mit unterschiedlichen Pedalwerten dargestellt.

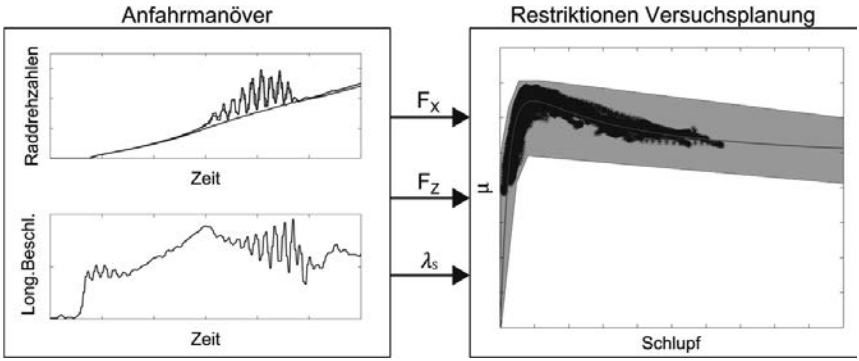


Bild 5: Ermittlung der Parameter-Restriktionen aus Anfahrmanövern

Aus der Punktmenge ist die charakteristische Form der Kraftschluss-Schlupf-Kurve erkennbar. Es besteht die Möglichkeit eine Parameter-Kombination zu ermitteln, welche die Pacejka-Kurve bestmöglich an die Datenpunkte anpasst. Dies ist durch das Lösen des folgenden Optimierungsproblems mit nichtlinearer Zielfunktion realisierbar:

$$\min_x \|F(x,\lambda_i) - \mu_i\|_2^2 = \min_x \sum_i ((x_3 \cdot \sin(x_2 \cdot \arctan(x_1 \cdot \lambda_{S,i}))) - \mu_i)^2 \qquad (13)$$

Die Funktion `lsqnonlin`, welche in der Optimization Toolbox in der Software Matlab enthalten ist, wendet den Algorithmus 'trust-region-reflective' [16] zur Lösung dieses Problems an. In Abbildung 5 ist die aus den Kraftschluss-Schlupfwerten resultierende Kurve dargestellt. Die Parameter-Kombination x_k liefert nützliche Informationen, kann jedoch aufgrund von Messungenauigkeiten, den getroffenen Vereinfachungen sowie den Einflüssen der Reifentemperatur, Reifenbeschaffenheit, Reifeninnendruck usw. nicht direkt für die Parametrierung des Prüfstandmodells verwendet werden. Zudem besteht die Möglichkeit, dass ein Übertrag aufgrund von beispielsweise internen Skalierungen in der Prüfstandsregelung nicht direkt erfolgen kann. Die Software der Prüfstandsregelung ist vom Hersteller geschützt und daher meist nicht einsehbar.

Die ermittelten Datenpunkte und die Parameter-Kombination ermöglichen jedoch die Determinierung der Restriktionen der Pacejka-Parameter für die statistische Versuchsplanung (DoE), siehe Abbildung 5. Auf Grundlage der Kraftschluss- und Schlupf-Daten der Anfahrten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und x_k wird ein System aus linearen Ungleichungen mit der Matrix $\underline{A}$ und dem Vektor $\underline{b}$ definiert.

$$\underline{A} \cdot \underline{x} < \underline{b} \tag{14}$$

Dieses System begrenzt den zulässigen Versuchsraum, der Parameterraum in dem die Messungen stattfinden, und schließt somit unplausible Kombinationen der Pacejka-Parameter aus. Zudem findet eine Fokussierung auf den relevanten Wertebereich der Verstellgrößen statt. Es ist jedoch darauf zu achten, dass mit zunehmender Restriktion der Parameter deren Einfluss reduziert wird.

In der Versuchsplanung werden die zu vermessenden Kombinationen der Pacejka-Parameter geplant und im Anschluss am Gesamtfahrzeug-Prüfstand bei der Durchführung eines Fahrmanövers variiert. In Abbildung 6 a) sind die Variations-Parameter B, C und D einander gegenübergestellt.

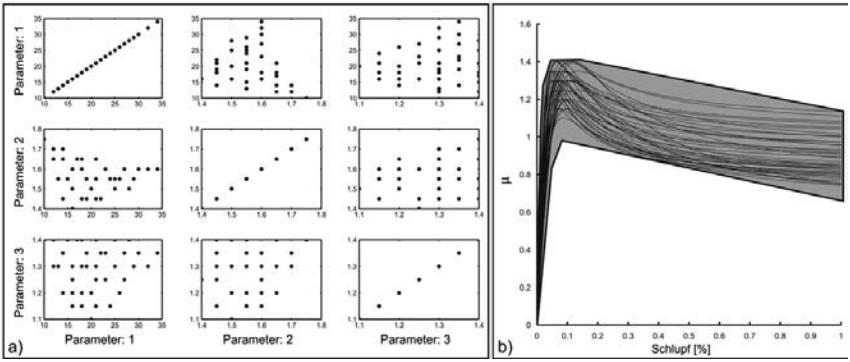


Bild 6: a) Messpunkte des Versuchsplans b) Kraftschluss-Schlupf-Kurven

Diese Darstellung bildet die Restriktionen der Parameter graphisch ab. Die Platzierung der Punkte im Versuchsraum erfolgt in dieser Arbeit nach dem S-Optimalitätsprinzip, einem raumfüllenden Versuchsplan. Diese Art von Versuchsplan deckt den zur Verfügung stehenden Versuchsraum homogen ab [17]. Im Algorithmus werden die Messpunkte im Versuchsraum so gelegt, dass der minimale Abstand der Messpunkte zueinander maximiert wird [18]. Durch diese Versuchsraumabdeckung können auf Messdaten, welche unter Verwendung eines S-Optimalen Designs ermittelt wurden, nichtlineare Regressionsansätze angewendet werden. Dieses Versuchsplandesign erweist sich damit als sinnvoll, wenn zu Beginn keine Aussage über das Systemverhalten getroffen werden kann, da sowohl nichtlineare als auch

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

lineare Regressionsansätze in der Modellbildung zum Einsatz kommen können. Die in der Versuchsplanung ermittelten Messpunkte (Abbildung 6 a)) ergeben die in der Abbildung 6 b) dargestellten Kraftschluss-Schlupf-Kurven. In der Versuchsplanung erfolgt als zusätzliche Restriktion eine Nichtberücksichtigung von Kurven, welche unplausible Gradienten im Bereich des Teilgleitens aufweisen. Damit sollen Kurven mit zu geringem oder zu hohem negativen Gradienten in diesem Bereich ausgeschlossen werden.

Für jede Parameter-Kombination, bzw. Kraftschluss-Schlupfkurve, wird am Gesamtfahrzeug-Prüfstand ein Fahrmanöver durchgeführt und dieses anhand eines Kriteriums bewertet. Als objektiv zu bewertendes Fahrmanöver bietet sich der positive Lastwechsel (Tip-In) an, da bei diesem Manöver der Antriebsstrang zu Schwingungen angeregt wird, bei denen ein großer Einfluss der Parameter auszumachen ist. Voraussetzung ist jedoch die Deaktivierung der Komfortfunktionen, die den Schwingungen im Antriebsstrang entgegenwirken. Darüber hinaus eignet sich der Tip-In als Fahrmanöver für den Abgleich, da hierbei in den unteren Gängen Schlupf im Bereich des Teilgleiten entstehen kann und so dieser Bereich bei der Parametrierung berücksichtigt wird.

Als Kriterium für den Abgleich bietet sich die Berechnung der Abweichung zwischen der Straßen- und der Prüfstandsmessung an. Daher findet die Summe des quadratischen Fehlers (MSE) der Signalverläufe der Motordrehzahlen Anwendung.

$$MSE_{\mathrm{N,Mot}} = \left(\sum_{i=1}^{j} \left(\mathrm{y}_{\mathrm{Prst},i} - \mathrm{y}_{\mathrm{Str},i}\right)^2\right)/\mathrm{j} \tag{15}$$

Die Abbildung 7 zeigt durch die graue Flächenmarkierung in welchem Bereich eine Auswertung von $MSE_{\mathrm{N,Mot}}$ zu jedem i-ten Abtastpunkt erfolgt. Aufgrund des Quadrierens der Differenz werden größere Abweichungen höher gewichtet. Das skalare Kriterium dient als Ausgangsgröße eines empirischen Modells, das den Einfluss der Verstellgrößen abbildet. Ein aus gemessenen Ein- und Ausgangsignalen identifiziertes experimentelles Modell wird Black-Box Modell genannt [19]. In der Optimierung wird anhand des Modells die optimale Einstellung der Variationsgrößen für ein globales Minimum oder Maximum der Zielgrößen gesucht. Ziel der numerischen Optimierung ist in diesem Fall die Ermittlung einer Pacejka-Parameter-Kombination, welche die Differenz der Signalverläufe zwischen der auf der Teststrecke und der auf dem Prüfstand durchgeführten Messung in dem Bereich, in dem Ausgewertet wird, minimiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

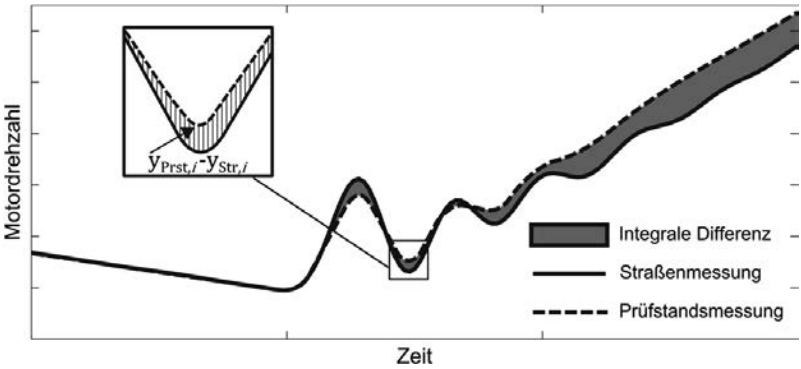


Bild 7: Bewertungskriterium für den Abgleich zwischen Teststrecke und Prüfstand

Die gefundene Kombination der Pacejka-Parameter dient der Parametrierung des in der Prüfstandsregelung hinterlegten Reifenmodells. Bei dieser Methode werden Tip-Ins mit Schlupfwerten im Bereich des Teilgleitens bei der Modellbildung berücksichtigt, sodass die ermittelten Parameter auch diesen Bereich abbilden.

4. Anwendung und Resultate

Die Validierung der vorgestellten Methode erfolgte an einem Antriebsstrang-Prüfstand. Dieser verfügt über das äquivalente Regelungs- und Simulationskonzept, jedoch ist im Vergleich zum Gesamtfahrzeug-Prüfstand nur der Antriebsstrang des Prüflings aufgebaut. Da es sich bei dem hier untersuchten Antriebsstrang um eine Neuentwicklung handelte, existierte zu diesem Zeitpunkt noch kein Versuchsträger, sodass keine Messungen von der Teststrecke zur Verfügung standen. Als Straßenreferenz wurde daher die vom Prüfstandingenieur iterativ ermittelte Parametrierung der Pacejka-Parameter gewählt.

Zu Beginn wurden Volllastanfahrten mit den Referenzparametern am Antriebsstrang-Prüfstand durchgeführt und im Anschluss die Pacejka-Parameter, welche die nichtlineare Schlupf- Kraftschluss-Kurve bestmöglich an die Datenpunkte anpassen, ermittelt. In Abbildung 8 a) sind die Kraftschluss-Schlupfwerte und die Kurve mit den berechneten Parametern dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

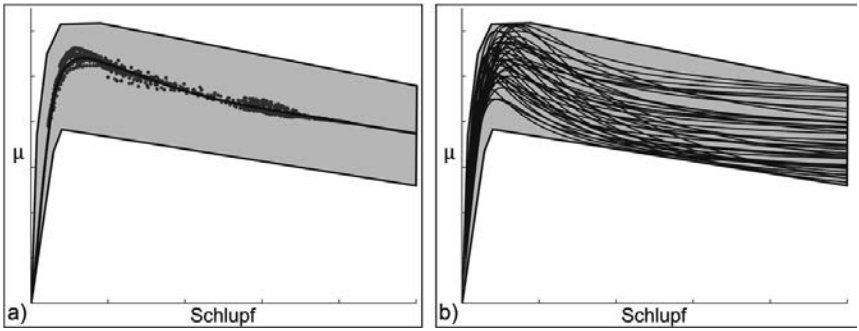


Bild 8: a) Ermittelte Kraftschluss-Schlupfwerte b) Kraftschluss-Schlupf-Kurven

Auf Grundlage der Kraftschluss-Schlupfwerte und der geschätzten Kurve wurde ein System aus linearen Ungleichungen definiert, welches die Parameter restriktiert. Dieses wurde in der statischen Versuchsplanung zur Einschränkung des Parameterraums angewendet. Die Mindestanzahl der Messpunkte p im Versuchsraum ergibt sich nach [20] für Polynommodelle aus der Ordnung o sowie der Dimension d wie folgt.

$$p = \frac{(o+d)!}{o! \cdot d!} \tag{16}$$

Um das Prozess- und Messrauschen zu berücksichtigen, wird erfahrungsmäßig ein Punkteüberhang von ca. 20 % bis 50 % hinzugefügt. Da bei dieser Anwendung wenige Erfahrungswerte vorlagen, konnte bei der Versuchsplanung keine Aussage getroffen werden, ob sich das durch das Modell abzubildende System annähernd linear oder nichtlinear verhält. Aus diesem Grund wurde ein S-Optimales Design mit einem Punkteüberhang erzeugt. Dies ermöglicht in der Modellbildung den Einsatz von linearen und nichtlinearen Regressionsansätzen. Die Anzahl der Messpunkte wurde wie zur Bildung eines Polynoms dritter Ordnung mit einem Punkteüberhang von 100 % gewählt ($o = 3, d = 3$).

Im Anwendungsbeispiel wurden Tip-Ins in einem Betriebspunkt (Gang: 3, Pedalwert: 100 %, Motordrehzahl: 2000 1/min) mit den in der Versuchsplanung ermittelten Parameter-Kombinationen durchgeführt. Die aus den Parameter-Kombinationen resultierenden Kraftschluss-Schlupfkurven sind in Abbildung 8 b) dargestellt.

Aus den gewonnenen Messdaten erfolgte die Berechnung des lokalen Modells des Kriteriums $MSE_{\mathrm{N,Mot}}$. Für die Beurteilung der Modellqualität wurde das Bestimmtheitsmaß R^2 und das Gütemaß R^2_{Pred} angewendet. Das Bestimmtheitsmaß gibt das Verhältnis zwischen der durch das Modell erklärten Quadratsumme zur Gesamtquadratsumme an.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$R^2 = \frac{\sum_i (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_i (y_i - \bar{y})^2} \tag{17}$$

Ein Wert für R^2 nahe der 1 ist ein Indikator für eine gute Modellqualität. Allerdings hängt R^2 nicht alleine von der Güte der Anpassung ab, sondern auch von der Anzahl der Messungen und Eingangsgrößen. Somit kann durch eine Überanpassung (Overfitting) das Bestimmtheitsmaß gegen 1 streben. Für die Modellanalyse wird daher zusätzlich das Gütekriterium R^2_{Pred} hinzugezogen.

$$R^2_{\mathrm{Pred}} = 1 - \frac{\sum_i (y_i - \hat{y}_{(i)})^2}{\sum_i (y_i - \bar{y}_i)^2} \tag{18}$$

Hierbei ist $\hat{y}_{(i)}$ der i-te Modellwert, bei dem zur Schätzung des Modells der jeweilige Messwert nicht herangezogen wird. Somit sagt R^2_{Pred} aus, wie ein Modell aus allen Versuchspunkten außer einem beliebigen, genau diesen vorhersagen kann.

In der Modellbildung wurden verschiedene Modelltypen eingesetzt und die erzeugten Regressionsmodelle anhand der statistischen Kenngrößen R^2 und R^2_{Pred} bewertet, siehe Tabelle 1. Die beste Modellgüte ergab sich mit einem Neuro-Fuzzy-Modell, welches zwischen verschiedenen lokalen Modellen interpoliert. Die lokalen Modelle bestehen aus einem polynomialen Regressionsmodel und einer Zugehörigkeitsfunktion, die den nicht achsenorthogonalen Gültigkeitsbereich im Eingangsraum definiert [21].

Tabellen 1: Modellanalyse

Modelltyp	R^2	R^2_{Pred}
Neuro-Fuzzy-Modell	0,9718	0,9434
Polynom der Ordnung 3	0,9601	0,9386

Neuro-Fuzzy-Modelle eignen sich für die Abbildung nichtlinearer Zusammenhänge zwischen den Variationsparametern und den Zielgrößen. Da das Neuro-Fuzzy-Modell im Anwendungsbeispiel eine höhere Modellgüte aufwies, waren nichtlineare Zusammenhänge zu vermuten. Jedoch schienen diese nicht so stark ausgeprägt zu sein, als dass der Zusammenhang zwischen Eingang und Ausgang des Modells nicht auch hinreichend genau mit einem Polynommodell abgebildet werden könnte. Für die Optimierung wurde daher das Polynom dritter Ordnung gewählt. Diese Wahl ermöglichte den Einsatz eines einfachen gradientenbasierten Optimierungsalgorithmus, den Sequenziellen Quadratischen Algorithmus (SQP), der schnell gegen das nächstgelegene lokale Minimum oder Maximum konvergiert. Ist die Zielfunktion ein Polynom dritter Ordnung, entspricht das gesuchte globale Minimum dem lokalen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Minimum der Funktion. In Tabelle 2 ist das Resultat der Optimierung im Vergleich zu den Referenzparametern dargestellt.

Tabelle 2: Optimierungsresultat

	B	C	D
Referenz	12,000	1,600	1,100
Optimierung	12,884	1,585	1,115

Die Analyse des Resultats erfolgte auf Grundlage des 95 %-Vertrauensbereichs des Modells. Der Vertrauensbereich bezieht sich auf den Mittelwert der Verteilung der Ausgangswerte für einen beliebigen x Wert im untersuchten Bereich und bestimmt die Unsicherheit der Ausgangsgröße in den gemessenen Punkten [22]. Aus dem Vertrauensbereich des Ausgangs kann der Vertrauensbereich des jeweiligen Eingangsparameters bestimmt werden. Liegt der Referenzparameter für die optimierte Parameter-Kombination innerhalb dieses Bereichs, ist die Differenz zwischen dem Referenzparameter und dem optimierten Parameter indifferent. Für den Parameter B ist der Vertrauensbereich wie folgt definiert: 11,63 ≤ B_{Ref} ≤15,19. Der Referenzparameter B_{Ref} =12 liegt somit innerhalb dieses Bereichs. Auch die Parameter C_{Ref} und D_{ref} liegen innerhalb des Vertrauensbereichs des jeweiligen Parameters. Die Differenz zwischen dem optimierten Parameter und dem Referenzparameter ist damit nicht größer als ihre Zufallsstreuung. Damit ist nachgewiesen, dass mit der vorgestellten Methode die Pacejka-Parameter ermittelt werden können.

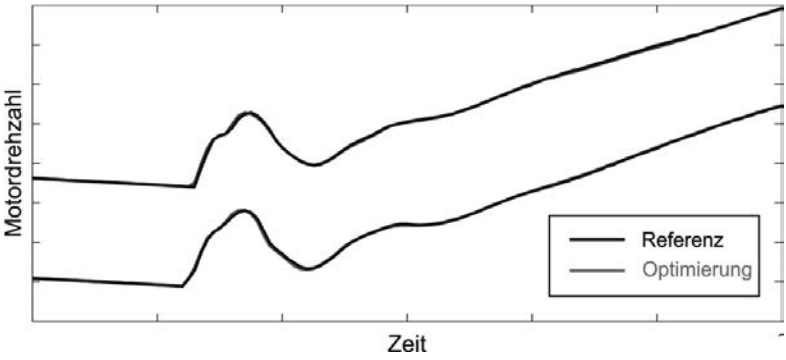


Bild 9: Verifikationsmessung Tip-In Fahrmanöver bei 2000 1/min und 2500 1/min

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Verifikation der ermittelten Parameter-Kombination wurde ein TipIn Fahrmanöver im dritten Gang mit 100 % Pedalwert bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min und 2500 1/min durchgeführt. In Abbildung 9 sind die transienten Signalverläufe der Motordrehzahl während des Manövers für die Referenzparametrierung und die optimierte Parametrierung dargestellt. Die Signale weisen einen annähernd identischen Verlauf auf.

Abschließend erfolgte ein Abgleich der Signalverläufe von Volllastanfahrten mit $\lambda_{\max}$>60 %. In Abbildung 10 sind Volllastanfahrten dargestellt, bei denen die Parametrierung des Pacejka-Modell mit den Referenzwerten und den aus der Optimierung resultierenden Werten erfolgte.

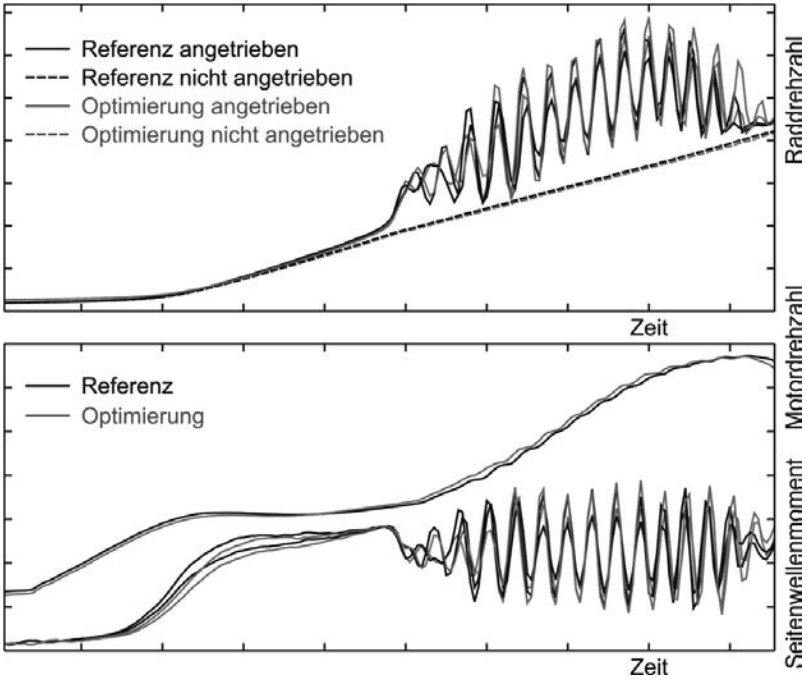


Bild 10: Verifikationsmessung Volllastanfahrt

Die Frequenz und Amplitude der Seitenwellenmomente im Hochschlupf-Bereich ist nahezu gleich. Die Abbildung zeigt auch die Auswirkungen der Schwingungen an den Rädern auf die Drehzahl des Motors. Dies verdeutlicht, dass der Antriebsstrang zwischen Motor und Räder mit diesen ein schwingungsfähiges System bildet. Auch für das Fahrmanöver Volllastanfahrt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kann von einem annähernd identischen Verhalten ausgegangen werden. Die Verifikationsmessungen zeigen, dass die neuentwickelte Methode den Abgleich zwischen der Teststrecke und dem Prüfstand realisiert.

5. Konklusion und Ausblick

Die dargestellte Methode ermöglicht die Ermittlung der Parameter B, C und D des Pacejka-Modells. Im Gegensatz zum bisherigen Vorgehen erfolgt die Festlegung der Parameter nicht durch iteratives Anpassen. Zusätzlich benötigt der Prüfstandsingenieur keine Kenntnisse über den Einfluss der Parameter des Reifenmodells. Die Dauer des Abgleichvorgangs ist somit nicht von Erfahrungswerten abhängig und kann somit reduziert werden. Des Weiteren wird bei einem iterativen Vorgehen mit hoher Wahrscheinlichkeit die optimale Parameter-Kombination nicht gefunden. Die vorgestellte Methode ermöglicht dies durch die numerische Optimierung der Zielfunktion, welche die Differenz der Motordrehzahl Signalverläufe zwischen der Straßen- und Prüfstandsmessung in Abhängigkeit der Pacejka-Parameter abbildet. Ein weiterer Vorteil der Methode liegt in der Berücksichtigung des Bereichs des Teilgleitens bei der Parameterermittlung. Dadurch ist das Fahrverhalten des Fahrzeugs auf der Teststrecke im Hochschlupfbereich auf dem Prüfstand darstellbar.

Zukünftig kann der Versuch unternommen werden die Anzahl der Messpunkte zu reduzieren ohne die Modellqualität zu mindern. Dies ist realisierbar durch die Verkleinerung des Punkteüberhangs. Des Weiteren soll der Abgleichprozess mit Cup-Reifen erfolgen, da diese einen hohen Kraftschluss bei $\mu_{\mathrm{Str}} = 1$ aufweisen und somit nur geringer Schlupf während einer Anfahrt auftritt. Daher soll versucht werden, die Fahrmanöver auf einem Straßenbelag mit $\mu_{\mathrm{Str}} < 1$ durchzuführen und die Pacejka-Kurve (vgl. Gleichung (7)) im Anschluss zu skalieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturangaben

[1] Dresig, H.; Fidlin., A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2014.

[2] Fischer, J.; Weber, S.; Körner, M.; Kirschbaum, F.; Jakobi, R. (Hg.): Einsatz moderner Werkzeuge Einsatz moderner Werkzeuge und Methoden bei der Fahrbarkeitsapplikation des Mercedes-AMG GT. 6. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik. Wiesbaden 2015.

[3] Seiffert, U.: Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz. Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2008

[4] Maier, P.; Olfens, C.; Albers, A.: Komfortbewertung powertrainerregter Fahrzeugschwingungen auf Basis objektiver Kennwerte. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV. Renningen: Expert-Verlag 2010 (Haus der Technik Fachbuch, Bd. 108).

[5] List, H.; Schöggl, P.; Fraidl, G. K.: Objektive Beurteilung des subjektiven Fahrempfindens. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1998, S. 274–280.

[6] Zehetener, J.; Schöggl, P.: Methoden und Werkzeuge zur computergestützten Optimierung der Fahrbarkeit. In: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV. Renningen: Expert-Verlag 2010 (Haus der Technik Fachbuch, Bd. 108).

[7] Haken, K.-L.: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. 4. Aufl. München: Hanser 2015.

[8] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer 2014.

[9] Mayer, W.; Wiedemann, J.; Neubeck, J.: Fahrwiderstandsbestimmung im realen Fahrbetrieb. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2002, S. 484–491.

[10] Bauer, R.: Neues Regelkonzept für die dynamische Antriebsstrangprüfung. In: S. Moschik und N. Dourdoumas (Hg.): SSRP 2011. Graz: Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz 2011.

[11] Dohmen, H.-P.; Pfeiffer, K.; Schyr, C.: Antriebsstrangprüftechnik. Vom stationären Komponententest zum fahrmanöverbasierten Testen. München: Verl. Moderne Industrie 2009 (Die Bibliothek der Technik, Bd. 317).

[12] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2013.

[13] Pacejka, H. B.: Tyre and vehicle dynamics. 2. Aufl. Oxford: Butterworth-Heinemann 2006.

[14] Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. Strategie, Methoden, Tools. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2009 (ATZ-MTZ Fachbuch).

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[15] Kummer, H.W.; Meyer, W.E.: Verbesserter Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn– Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie, ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1967, Heft 8, S. 245–257 und Heft 11, S. 382–386

[16] MathWorks. User's Guide Matlab. Dokumentation Least-Squares (Model Fitting) Algorithms. http://de.mathworks.com/help/optim/ug/least-squares-model-fitting-algorithms.html.

[17] Isermann, R.: Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe. Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2010.

[18] Montgomery, D. C.: Design and analysis of experiments. 8. Aufl. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc. 2013.

[19] Isermann, R.; Münchhof, M.: Identification of dynamic systems. An introduction with applications. Heidelberg: Springer 2011.

[20] Linssen, R.: Modellbasierte Analyse und Optimierung von Dieselmotoren., RWTH Aachen Diss. 2010

[21] Jakubek, S.; Keuth, N.: Optimierte Neuro-Fuzzy-Modelle für Auslegungsprozesse und Simulation im Automotive-Bereich. In: at - Automatisierungstechnik. 53. Aufl.: Oldenbourg Verlag 2005, S. 425–433.

[22] Kleppmann, W.: Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren. 7. Aufl. München: Hanser 2011.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Produktabsicherung hinsichtlich des Fahrkomforts durch Subjektivbewertungen

Productvalidation of driving comfort through subjective assessments

M.Sc. **Jan Christian Carstensen**, Dipl.-Ing.(FH) **Florian Löcken**,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Frank Mantwill**,
Helmut-Schmidt-Universität Hamburg;
Prof. Dr.-Ing. **Wolfgang Fervers**,
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg;
Dr.-Ing. **Christoph Rambacher**, Vibracoustic GmbH & Co. KG

Kurzfassung

Die Automobilindustrie entwickelt sich stetig weiter und hat hohe Standards in Bereichen wie Sicherheit und Zuverlässigkeit erreicht. Der Endkunde gewöhnt sich immer wieder an diese Verbesserungen. Er setzt diese Kriterien daher beim Kauf voraus und betrachtet sie als selbstverständlich. Um sich von anderen Wettbewerbern zu unterscheiden, gewinnen deshalb Kriterien wie Optik, Sound, Fahrgefühl und Komfortempfinden stetig an Bedeutung. Die Untersuchungen hinsichtlich dieser Größen können auf der einen Seite aufwendig sein, Unternehmen aber auf der anderen Seite einen Wettbewerbsvorteil bringen.

Größen wie die Fahrzeugsicherheit oder die Zuverlässigkeit von Bauteilen lassen sich häufig objektiv untersuchen und sind messbar. Anders verhält es sich bei der Beurteilung von Fahrkomfort. Er unterliegt den subjektiven Eindrücken der Fahrzeuginsassen und ist kaum objektivierbar. Untersuchungen zum Einfluss neuer Bauteile auf den Fahrkomfort werden in der Regel von den OEMs[1] durchgeführt und stützen sich auf Urteile professioneller Testfahrer. Doch auch als Zulieferer kann es sinnvoll sein, solche Untersuchungen durchzuführen. Ein Ziel dabei kann sein, bei der Erprobung neuer Konzepte in der Vorentwicklung Bauteile durch interne Entwicklungsschleifen abzusichern bzw. zu verbessern. Die daraus erzielten Erkenntnisse und Erfahrungen können in die Serienentwicklung einfließen. Auf diesem Weg können Bauteile an den OEM übergeben werden, die ausgereifter sind und eine höhere Qualität aufweisen.

[1]OEM: Original Equipment Manufacturer, in der Fahrzeugindustrie: Unternehmen, das Produkte von verschiedenen Zulieferern bezieht und unter eigenem Namen in den Handel bringt

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Rahmen eines Forschungsprojektes zwischen der Firma Vibracoustic GmbH & Co. KG und der Helmut-Schmidt-Universität Hamburg wird der Fragestellung nachgegangen, wie und unter welchen Rahmenbedingungen sich Subjektivbewertungen durch die Zuliefererindustrie realisieren lassen. Die Untersuchungen wurden beispielhaft am Vergleich zweier Luftfedervarianten durchgeführt. Dabei wurden Bewertungsbögen für den subjektiven Fahrkomfort entwickelt, mit denen der Fahrkomfort der beiden Luftfedern beurteilt wurde. Es erfolgte eine Auswertung der erhobenen Daten sowohl mit deskriptiver als auch mit induktiver Statistik. Mit aufgenommenen Messdaten wurden die Ergebnisse der Subjektivbewertungen abschließend validiert.

Im Beitrag wird zunächst der umgangssprachlich verwendete Begriff Komfort definiert. Darauf aufbauend werden die allgemeine Entwicklung von Bewertungsbögen und deren Anwendung beschrieben. Es wird dargestellt, wie die Auswahl von geeigneten Kriterien erfolgt und wie die Rahmenbedingungen festzulegen sind, um möglichst belastbare Ergebnisse zu erzielen. Anschließend wird auf die statistische Auswertung der Bewertungsbögen eingegangen. Am Ende steht ein Beispiel für die erfolgreiche industrielle Anwendung des beschriebenen Ablaufes.

1 Einleitung

Der Fahrkomfort unterliegt den subjektiven Eindrücken der Fahrzeuginsassen und ist kaum objektivierbar. Daher gehören Subjektivbewertungen mit professionellen Testfahrern heutzutage zum Standard im Entwicklungsprozess bei OEMs. Mit ihnen werden Feinabstimmungen sowie die Bewertung neuer Teile vorgenommen. Die Zielsetzung kann dabei z.B. eine Verbesserung des Fahrkomforts oder gleichbleibender Fahrkomfort bei geringeren Kosten sein.

In beiden Fällen kann es passieren, dass das Bauteil zwar hinsichtlich Kennlinien und Lebensdauer die Anforderungen erfüllt, den Erwartungen an den Fahrkomfort allerdings nicht gerecht wird. Um das Risiko eines solchen Szenarios zu minimieren, ist es als Zulieferer sinnvoll, bereits in der Vorentwicklung neuer Bauteilkonzepte – und in Ausnahmefällen auch vor der Bereitstellung eines Serienbauteils – Subjektivbewertungen durchzuführen.

In dem vorliegenden Beitrag wird beschrieben, wie sich Subjektivbewertungen hinsichtlich des Fahrkomforts als Zulieferer der Automobilindustrie realisieren lassen. Das vorgestellte Konzept orientiert sich dabei am Vorgehen der OEMs, es wird allerdings angepasst und berücksichtigt die Rahmenbedingungen bei Zulieferern.

Für die Auswertung aufgenommener Subjektivurteile wird eine kurze Einführung in die Statistik gegeben, um die Auswahl geeigneter Analyseverfahren zu erleichtern. An einem Beispiel

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wird schließlich beschrieben, wie das Konzept der Subjektivbewertung bereits erfolgreich in der Praxis im Rahmen eines Forschungsprojektes angewandt wurde.

2 Konzept der Subjektivbewertung

Zunächst wird der umgangssprachlich verwendete Begriff Komfort definiert und aufgezeigt, warum Subjektivbewertungen in der Vorentwicklung durch den Zulieferer sowohl für ihn als auch für den OEM sinnvoll sind. Anschließend wird ein Konzept dargestellt, das die Voraussetzungen und Rahmenbedingen der Subjektivbewertungen sowie den Entwurf von Bewertungsbögen beinhaltet.

2.1 Definition Komfort

Nach der Definition von Zang/ Helander/ Drury (1) hängt der Komfort nach Bild 1 von dem Diskomfort ab, allerdings ebenfalls von anderen äußeren Umstände wie der Olfaktorik (Geruchssinn), der Haptik und der Optik. Der Diskomfort und die äußeren Umstände führen zu einem Ist-Zustand, der von einer bewertenden Person mit den Erwartungen an die Situation und/ oder das Fahrzeug verglichen wird. Der Vergleich – bewusst oder unbewusst – führt dann zum Komforteindruck der Fahrzeuginsassen. Aus der Definition ergibt sich, dass ausschließlich der Diskomfort ingenieurswissenschaftlich objektivierbar ist.

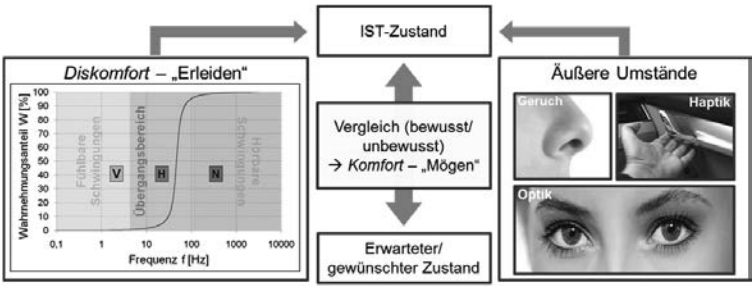


Bild 1: Zusammenhang zwischen Komfort und Diskomfort nach (1)

2.2 Subjektivbewertung im Entwicklungsprozess

Bild 2 zeigt den Entwicklungsprozess eines Bauteils. Zunächst wird ein neues Bauteil unter Vorgabe der Anforderungen entworfen. Es wird konstruiert und ein Prototyp gefertigt. Anschließend erfolgt die Kennlinienmessung, um die Vorgaben messtechnisch zu überprüfen. An dieser Stelle kann es sinnvoll sein, den Prozess der Vorentwicklung um Subjektivbewertungen hinsichtlich des Fahrkomforts zu ergänzen. Dies hat mehrere Vorteile. Zunächst kann

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

so abgesichert werden, dass das neue Konzept nicht nur den messtechnisch erfassbaren Vorgaben genügt, sondern auch den Ansprüchen des gewünschten Fahrkomforts. Liegen darüber hinaus mehrere Varianten vor, ist auf Grundlage der durchgeführten Subjektivbewertung eine Auswahl der am besten bewerteten Variante möglich. Hinzu kommen die aus den Untersuchungen gewonnenen Erfahrungen, die die Kommunikation mit dem OEM erleichtern.

Die Serienentwicklung kann so auf eine bereits optimierte und abgesicherte Grundlage eines Konzeptes aufbauen. Im Weiteren kann sie zudem auf gewonnenes Know-how zurückgreifen und Informationen über z.B. die Umsetzbarkeit des Konzeptes und die Einbausituation im Fahrzeug nutzen. Für den Zulieferer bedeutet es eine Absicherung der Funktion und des Komfortempfindens eines Bauteils, womit überraschenden (negativen) Ergebnissen beim OEM vorgebeugt werden kann. Denn es kann zum einen ein ausgereifteres Bauteil und zum anderen eine geringere Anzahl an Bauteilen für die Subjektivbewertungen übergeben werden. Die Anzahl an externen Optimierungsschleifen kann durch dieses Vorgehen mit hoher Wahrscheinlichkeit reduziert und die Gesamtentwicklungszeit verkürzt werden.

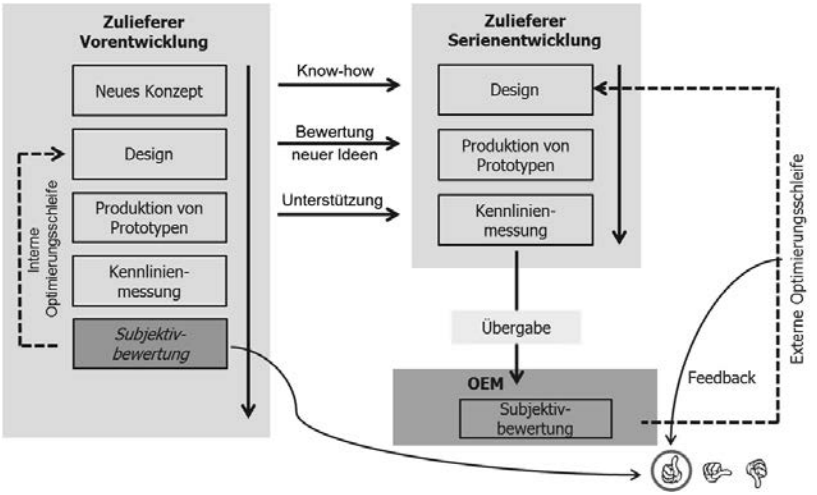


Bild 2: Absicherung neuer Bauteile durch Subjektivbewertung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.3 Voraussetzungen und Rahmenbedingungen

Im Folgenden werden die Voraussetzungen und Rahmenbedingungen für Subjektivbewertungen (Bild 3) beschrieben. Einige Aspekte haben wesentlichen Einfluss auf die Bewertungsbögen und sind daher vor deren Entwurf zu definieren.

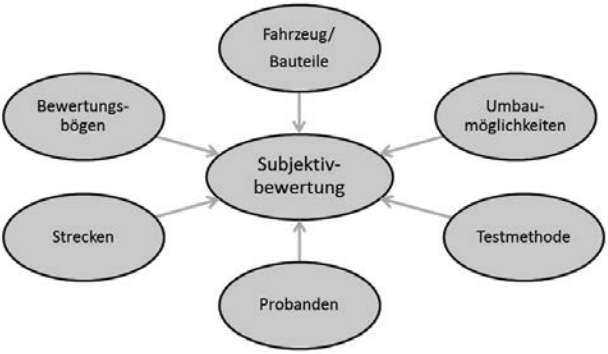


Bild 3: Rahmenbedingungen für Subjektivbewertungen

Fahrzeug/ Bauteile/ Umbaumöglichkeiten

Grundvoraussetzung ist zunächst die Verfügbarkeit sowohl des Fahrzeuges als auch der zu testenden Bauteile im Zeitraum der Bewertungsfahrten. Je nach Bauteil sind zudem entsprechende Möglichkeiten für den Umbau zu planen. Vor dem Einbau ins Fahrzeug ist die Sicherheit zu prüfen. Dafür kann z.B. ein Lebensdauertest durchgeführt werden oder das Bauteil wird im Fahrzeug verbaut und auf einer abgesicherten Teststrecke erprobt.

Bewertungsbögen

Für die Güte der Subjektivbewertungen ist es wichtig, für die Probanden geeignete Bewertungsbögen zu verwenden. Die Erarbeitung von Bewertungsbögen ist ausführlich in Kapitel 2.4 beschrieben.

Strecken

Aus den zu untersuchenden Kriterien leiten sich die Profile der benötigten Strecken ab. Ideal wäre, die gewählten Streckenprofile auf einer Teststrecke zu fahren, da dort verschiedenste Anregungsarten getrennt vorliegen. Allerdings verfügen die meisten Zulieferer nicht über eigene Teststrecken. Es gibt dann zwei Möglichkeiten: Zum einen können entsprechende Strecken angemietet werden. Zum anderen kann geprüft werden, ob sich geeignete und we-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

nig befahrene Strecken in der Nähe des Firmengeländes befinden. In dem Fall entfallen lange Anfahrtswege zu der Teststrecke sowie Kosten durch die Anmietung.

Probanden

Das Profil der ausgewählten Probanden hat einen wesentlichen Einfluss auf die Gestaltung eines Bewertungsbogens. Dabei muss zunächst zwischen Versuchen mit professionellen und ungeübten Testfahrern unterschieden werden. Während bei professionellen Testfahrern eine hohe Reproduzierbarkeit bei den Bewertungen zu erwarten ist, ist es für ungeübte Testfahrer schwierig, den Fahrkomfort reproduzierbar zu beurteilen und kleine Unterschiede zu erkennen. Ihre Bewertungen weisen eine im Gegensatz zu den professionellen Testfahrern hohe Streubreite auf. Andererseits ist ihre Meinung im Allgemeinen näher am Kundenempfinden.

Unter dem Gesichtspunkt eines geringen Zeitaufwandes bietet es sich an, Mitarbeiter des eigenen Unternehmens als Probanden für die Bewertungsfahrten auszuwählen. Die Teilnehmer haben so keine langen Anfahrtszeiten und es entfallen Kosten für die Anmietung von Testfahrern. Zudem werden die Fähigkeiten der Mitarbeiter hinsichtlich der Subjektivbewertungen trainiert. Bild 4 zeigt den Zusammenhang zwischen der Trennschärfe, d.h. der Fähigkeit, Unterschiede zu erkennen, und der Anzahl an durchgeführten Subjektivbewertungen eines Probanden. Es ist einerseits zu erkennen, dass die Trennschärfe besonders bei den ersten Subjektivbewertungen schnell steigt ($\Delta T_1 > \Delta T_2$ bei ΔN=konst.). Andererseits wird auch der Unterschied zwischen einem ungeübten und einem ausgebildeten Testfahrer deutlich, der mit einer wesentlich höheren Trennschärfe bewertet.

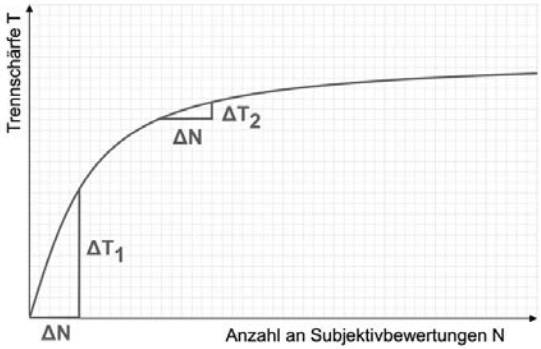


Bild 4: Steigerung der Trennschärfe von Probanden

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Testmethode

Die Testmethode beschreibt das grundsätzliche Vorgehen bei den Bewertungsfahrten und berücksichtigt neben praktischen Überlegungen auch psychologische Aspekte. So ist es grundsätzlich empfehlenswert, die Bewertungsfahrten als Blindversuche[2] durchzuführen. Damit wird verhindert, dass Erwartungen an die Bauteile seitens der Probanden in die Bewertungen mit einfließen.

Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt ist eine Überprüfung der Probandenurteile hinsichtlich der Reproduzierbarkeit. Aus dieser Überlegung heraus sollte die Anzahl der Fahrten mit jedem Probanden die Anzahl an zu prüfenden Bauteilen mindestens um eins übersteigen. So wird sichergestellt, dass von jedem Probanden mindestens ein Bauteil zweimal bewertet wird. Daran können in der Auswertung die Bewertungen zweier Fahrten mit denselben Bauteilen verglichen und so die Reproduzierbarkeit der Bewertungen geprüft werden.

Die Probanden sollten die Kriterien eher als Beifahrer bewerten, da sie sich so besser auf die Kriterien konzentrieren können. Allerdings hängt dies von dem Thema der Bewertung ab, so kann ein Beifahrer beispielsweise Lenkungszittern kaum den beurteilen.

2.4 Entwicklung von Bewertungsbögen

Die Entwicklung eines Bewertungsbogens lässt sich nach Bild 5 in zwei Phasen unterteilen. Phase 1 ist die Erarbeitung eines ersten Entwurfs für den Bewertungsbogen. Nach der Definition der zu untersuchenden Aspekte werden Kriterien ausgewählt, Heißing/ Brandl (2) geben dazu einen umfangreichen Überblick. Neben einer ausführlichen Beschreibung der einzelnen Kriterien finden sich dort zur Untersuchung geeignete Fahrbahnen und –manöver sowie die Darstellung des Entwicklungszieles und der Einflussgrößen auf das Kriterium.

[2]Blindversuch: Psychologisches Experiment, bei dem der Proband nicht weiß, welcher experimentellen Bedingung er zugeordnet ist.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

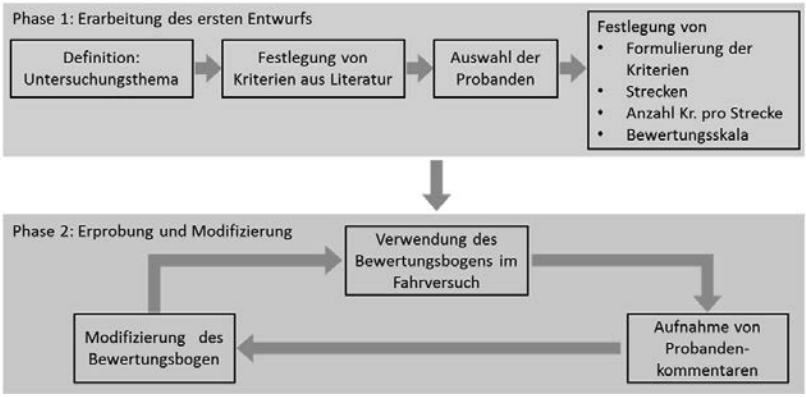


Bild 5: Entwicklungsphasen eines Bewertungsbogens

Nach der Festlegung der Kriterien erfolgt die Auswahl der Probanden, wobei zwischen ungeübten und professionellen Testfahrern zu unterscheiden ist. Bei ungeübten Testfahrern als Probanden empfiehlt es sich, die Kriterien neben dem aus der Literatur entnommenen Begriff zusätzlich umgangssprachlich zu beschreiben.

Daneben beeinflusst die Wahl der Probanden auch die Anzahl der Kriterien pro Strecke und den Charakter der Bewertungsskala. Ungeübte Testfahrer sollten maximal vier Kriterien auf einer Strecke gleichzeitig bewerten. Bei der Wahl der Skala spielen die Streuung der Subjektivität des menschlichen Komfortempfindens und die eingeschränkte Wiederholbarkeit der Fahrversuche eine große Rolle (3). Die Streuung der Bewertungen ist bei ungeübten Testfahrern deutlich größer als bei professionellen Testfahrern. Daher sollte die Skala für ungeübte Testfahrer nicht mehr als sechs bis acht Abstufungen enthalten. Für professionelle Testfahrer kann die Anzahl größer gewählt werden. Üblicherweise wird in der Automobilindustrie die in Bild 6 links dargestellte Skala mit 10 Abstufungen verwendet.

Auf der rechten Seite in Bild 6 ist dargestellt, welche Möglichkeiten es für die Auslegung einer Skala gibt. So benötigt ein Proband viel Erfahrung, um mit der 10-stufigen Skala arbeiten zu können, mit der absolut bewertet wird. Für ungeübte Probanden bietet sich eine Skala mit weniger Abstufungen an.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

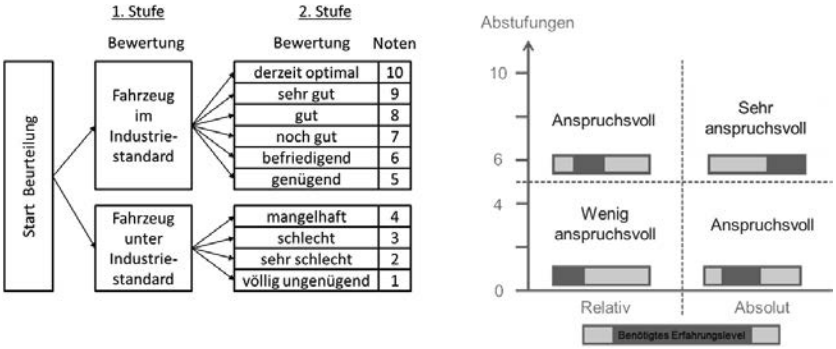


Bild 6: Links: 10-stufige Skala nach Aigner (4), rechts: Möglichkeiten einer Bewertungsskala

Die 2. Phase in Bild 5 beinhaltet die Erprobung und Modifizierung des ersten Entwurfs. Es werden Bewertungsfahrten mit einigen Probanden durchgeführt, dabei sind von ihnen Kommentare zu dem Bewertungsbogen abzugeben. Auf dieser Grundlage werden Änderungen und Vorschläge diskutiert und in den Bewertungsbogen eingearbeitet. Der erste Entwurf des Bewertungsbogens kann so durch mehrere Verbesserungsschleifen modifiziert und verbessert werden.

3 Statistische Auswertung

Nach der Durchführung von Bewertungsfahrten ist es erforderlich, geeignete statistische Methoden zur Auswertung der Probandenurteile zu wählen. Im Folgenden werden Möglichkeiten zur Analyse sowie Hilfsmittel zur Auswahl der statistischen Verfahren beschrieben.

3.1 Grundlagen der Statistik

Mit den Methoden der Statistik werden Einflüsse verschiedener (unabhängiger) Variablen auf ein oder mehrere (abhängige) Variablen analysiert. Eine Untersuchung wird dabei aus Zeit- und Kostengründen meist an einem kleinen Teil der Grundgesamtheit[3], der Stichprobe, durchgeführt. Aus der Untersuchung der Stichprobe soll anschließend ein Rückschluss auf die Grundgesamtheit gezogen werden (Bild 7). Bei der Analyse der aufgenommenen Daten ist zwischen deskriptiver und induktiver[4] Statistik zu unterscheiden.

[3] Grundgesamtheit: Statistische Einheit (von Personen) mit bestimmten Eigenschaften
[4] Auch Inferenz- oder schließende Statistik

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

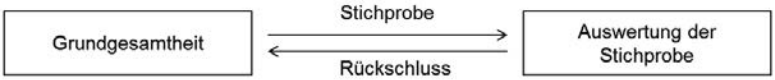


Bild 7: Zusammenhang zwischen Stichprobe und Grundgesamtheit nach (5)

Deskriptive Statistik

Die deskriptive Statistik stellt die Daten der Stichprobe in Form von Häufigkeiten, Mittelwerten oder Quantilen dar. Die Skalenart der Variablen steht sowohl für den Informationsgehalt als auch für die Anwendbarkeit von Rechenoperationen. In

Tabelle 1 sind die verschiedenen Skalenarten dargestellt.

Die Skalenart mit der geringsten Aussagekraft ist die Nominalskala. Einzelnen Ausprägungen können Werte zugeordnet werden, die allerdings keine Reihenfolge besitzen. Die nächsthöhere Skalenart stellt eine Ordinalskala dar. Die Messergebnisse können in eine Rangfolge gebracht werden, die Abstände zwischen den Merkmalsausprägungen besitzen allerdings keinen Informationsgehalt. Diese beiden Skalen werden als nicht-metrische Skalen bezeichnet.

Bei der Intervallskala sind die Merkmalsausprägungen geordnet und die Abstände zwischen ihnen gleich groß. Die Skala weist dabei keinen natürlichen Nullpunkt auf. Die Skalenart mit dem größten Informationsgehalt ist die Ratioskala. Sie besitzt neben den Eigenschaften der Intervallskala einen natürlichen Nullpunkt. Die letztgenannten Skalen bilden die Gruppe der metrischen Skalen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Verschiedene Skalenarten nach (6)

Skala		Merkmale	Beispiel
Nicht-metrische Skalen	Nominalskala	Klassifizierung qualitativer Eigenschaftsausprägungen	Farbe (rot = 1, grün = 2, blau = 3)
	Ordinalskala	Rangwert mit Ordinalzahlen	Bewertung (gut = 1, mittel = 2, schlecht = 3)
Metrische Skalen	Intervallskala	Skala mit gleichgroßen Abschnitten ohne natürlichen Nullpunkt	Temperatur-skala (°C)
	Ratioskala	Skala mit gleichgroßen Abschnitten und natürlichem Nullpunkt	Längenskala (m)

Induktive Statistik

Durch die grafische Darstellung ist die deskriptive Statistik sehr anschaulich, allerdings ist die Interpretation stark von dem Ermessen des Auswertenden abhängig. Um diese Abhängigkeit zu vermeiden, kann es sinnvoll sein, Daten mit induktiver Statistik zu analysieren.

Wie bei der deskriptiven Statistik werden die Daten aus einer Stichprobe analysiert. Es wird eine Hypothese aufgestellt, die untersucht und im Weiteren angenommen oder abgelehnt wird. Das Ergebnis aus der Stichprobe kann unter bestimmten Bedingungen und mit gewissen Unsicherheiten auf die Grundgesamtheit übertragen werden.

Tabelle 2 stellt diese Unsicherheiten dar. Die Stichprobe wird auf die Nullhypothese H_{SP_0} hin untersucht. Wird diese abgelehnt, steht als Ergebnis der Stichprobe die Alternativhypothese H_{SP_1}. Das Ergebnis kann auf die Grundgesamtheit übertragen werden, allerdings nur mit bestimmten Unsicherheiten. Denn in der Grundgesamtheit sind wie in der Stichprobe ebenfalls zwei Fälle möglich. Zum einen kann dort die Nullhypothese H_{GG_0} gelten, zum anderen die Alternativhypothese H_{GG_1}. Da nicht bekannt ist, welche Hypothese in der Grundgesamtheit gilt, ergeben sich nach Tabelle 2 vor der Untersuchung der Stichprobe vier Fälle.

Im ersten Fall gilt die Nullhypothese in der Grundgesamtheit (H_{GG_0}) und auch in der Stichprobe (H_{SP_0}). Die Entscheidung auf Basis der Daten aus der Stichprobe ist somit korrekt. Im zweiten Fall gilt ebenfalls die Nullhypothese in der Grundgesamtheit (H_{GG_0}), allerdings wird die Nullhypothese fälschlicherweise in der Stichprobe verworfen und die Alternativhypothese

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

angenommen (H_{SP_1}). Das Signifikanzniveau α beschreibt das Risiko, diesen Fehler in der Untersuchung zu begehen.

Der dritte Fall beschreibt mit der Wahrscheinlichkeit 1-β die Schärfe der Untersuchung. In diesem Fall gilt sowohl in der Stichprobe als auch in der Grundgesamtheit die Alternativhypothese. Im vierten Fall steht als Ergebnis der Stichprobe die Nullhypothese H_{SP_0}, allerdings gilt in der Grundgesamtheit die Alternativhypothese (H_{GG_1}). Die Wahrscheinlichkeit für diesen Fall beträgt β.

Tabelle 2: Wahrscheinlichkeiten bei der Übertragung von Ergebnissen der Stichprobe auf die Grundgesamtheit (7)

		Grundgesamtheit	
		H_{GG_0}	H_{GG_1}
Stichprobe	H_{SP_0}	✓ 1-α	Fehler 2. Art β
	H_{SP_1}	Fehler 1. Art α	✓ 1-β: Schärfe

Neben den beiden Größen Signifikanzniveau und Schärfe gibt es weitere wichtige Größen, die bei der Auswertung zu beachten sind. Dazu gehört das statistische Verfahren, mit dem die Daten analysiert werden. Dieses ist nach der Skalenart der abhängigen und unabhängigen Variable zu wählen. Tabelle 3 zeigt mögliche Verfahren bei vier verschiedenen Kombinationen von Skalenarten.

Bei der Bewertung des Fahrkomforts (abhängige Variable) kann die in 2.4 beschriebene Bewertungsskala als metrisch angesehen werden. Die unabhängige Variable im späteren Beispiel (Federvariante) ist nichtmetrisch, da keine quantifizierbaren Änderungen vorgenommen werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 3: Analyseverfahren abhängig von den Skalenarten der Variablen nach (6)

		Unabhängige Variable	
		Metrisches Skalenniveau	Nicht-metrisches Skalenniveau
Abhängige Variable	Metrisches Skalenniveau	Regressionsanalyse, Zeitreihenanalyse	Varianzanalyse, Regression mit Dummies
	Nicht-metrisches Skalenniveau	Diskriminanzanalyse, Logistische Regression	Kontingenzanalyse, Auswahlbasierte Conjoint-Analyse

Für die Auswahl des statistischen Verfahrens ist zu klären, welche Verteilung für die Bewertungen in der Stichprobe erwartet wird. Ist die Verteilung bestimmt, liefern anwendbare Verfahren, bei gleicher Anzahl an Probanden, Ergebnisse mit größerer statistischer Sicherheit im Vergleich zu einer unbestimmten Verteilung. Allerdings kann in vielen Fällen im Vorfeld der Untersuchungen keine Annahme über die Verteilung der Bewertungen getroffen werden.
Eine weitere wichtige Größe ist die Effektstärke. Sie beschreibt, wie groß der zu erwartende Unterschied zwischen zwei oder mehr zu bewertenden Varianten und die Trennschärfe der Probanden geschätzt wird. Übliche Werte sind 0,1/ 0,3/ 0,5 für eine kleine, mittlere und große Effektstärke (8).
Neben den beschriebenen Größen ist die Testart festzulegen. Sie hängt maßgeblich von den formulierten Hypothesen ab. Tabelle 4 stellt die möglichen Formulierungen dar, v ist dabei der zu testende Parameter. Soll untersucht werden, ob die Parameter v und v_0 gleichen Einfluss haben, liegt ein zweiseitiger Test vor. Soll dagegen geprüft werden, ob v besser oder schlechter ist als v_0, liegt ein einseitiger Test vor.

Tabelle 4: Testart abhängig von der formulierten Nullhypothese nach (5)

Nullhypothese „H_0“	Alternativhypothese „H_1“	Testart
$v= v_0$	$v\neq v_0$	zweiseitig
$v\leq v_0$	$v>v_0$	einseitig
$v\geq v_0$	$v<v_0$	einseitig

3.2 Benötigte Anzahl an Probanden

Bei der Untersuchung mit induktiver Statistik sollen die Ergebnisse aus der Stichprobe auf die Grundgesamtheit übertragen werden. Voraussetzung hierfür ist, dass die Untersuchung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mit einer bestimmten Stichprobengröße durchgeführt wird. Die Anzahl an Probanden kann geschätzt werden und hängt unter anderem von dem zu verwendenden statistischen Verfahren, dem Signifikanzniveau, der Schärfe der Untersuchung, der Testart und der geschätzten Effektstärke ab.

Bild 8 zeigt den Zusammenhang zwischen der Anzahl an Probanden und der geschätzten Effektstärke an dem Beispiel des Wilcoxon-Rangsummen-Tests, mit dem die Daten in dem Beispiel des folgenden Kapitels analysiert werden. Die Berechnung der Werte wurden mit dem Tool „G*Power“ (9) der Universität Düsseldorf vorgenommen. Die Anzahl der benötigten Probanden nimmt demnach mit steigender Effektstärke stark ab.

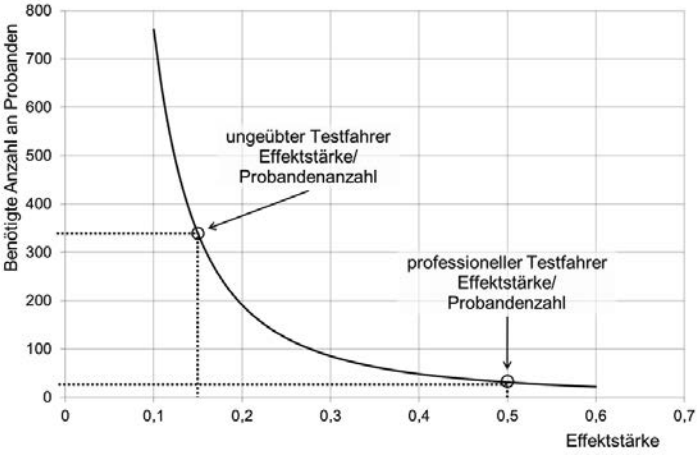


Bild 8: Anzahl an Probandenabhängig von der Effektstärke (9); Rahmenbedingungen: Statistischer Test: Wilcoxon-Rangsummen-Test, Signifikanzniveau: 10%, Schärfe: 90%, Testart: Einseitig

Die anzunehmende Effektstärke hängt neben den Unterschieden zwischen den Bauteilen ebenfalls vom Urteilsvermögen der Probanden ab. Bei der Bewertung von zwei Bauteilen durch ungeübte Testfahrer sollte eine geringe Effektstärke von beispielsweise 0,1 angenommen werden. Für die später dargestellte Untersuchung wird die Effektstärke leicht auf 0,15 erhöht, da ein überwiegender Teil der Probanden bereits Erfahrungen mit Subjektivbewertungen gemacht hat. Werden Bauteile von professionellen Testfahrern beurteilt, kann die Effektstärke stark erhöht werden (z.B. 0,5), da die professionellen Testfahrer sehr viel sensibler auf Veränderungen reagieren und die Streubreite ihrer Beurteilungen geringer ist. Aus

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

diesen Gründen sind bei Subjektivbewertungen mit professionellen Testfahrern deutlich weniger Probanden für eine Beurteilung nötig als bei Bewertungen durch ungeübte Testfahrer.

4 Beispiel aus der Praxis

In Untersuchungen bei der Vibracoustic GmbH & Co. KG wurde das vorgestellte Konzept für die Subjektivbewertung erfolgreich eingesetzt. Dabei wurde ein Luftfederprototyp mit der Serienvariante verglichen und überprüft, ob Unterschiede im Fahrkomfort mit den verschiedenen Luftfedern auftraten.

4.1 Voraussetzungen und Rahmenbedingungen

Für die Subjektivbewertungen stand das Fahrzeug zur Verfügung, aus dem die Serienluftfeder stammte. Es sollte verglichen werden, ob zwei Luftfedervarianten zu unterschiedlichem Fahrkomfort im Fahrzeug führten. Die Strecken für die Subjektivbewertungen konnten in der Nähe des Firmengeländes gefunden werden. Dazu gehörten u.a. Schlagleistenüberfahrt und Schlechtwegstrecke. Als Probanden für die Hauptuntersuchung standen 21 Mitarbeiter der Vibracoustic GmbH & Co. KG zur Verfügung. Fast alle von ihnen waren ungeübt auf dem Gebiet der Subjektivbewertung, besaßen jedoch einen technischen Hintergrund. Daher wurde eine Skala mit sechs Abstufungen gewählt. Diese stellten den oberen Teil der 10-stufigen Bewertungsskala aus der Automobilindustrie dar, bei dem davon ausgegangen wird, dass das Fahrzeug dem Industriestandard entspricht. So konnte die 10-stufige Skala als Grundlage herangezogen werden, gleichzeitig wurden die ungeübten Probanden nicht mit einer zu großen Anzahl an Abstufungen überfordert.

Für den ersten Entwurf des Bewertungsbogens wurden die Kriterien fast ausschließlich aus (2) verwendet. Durch drei Verbesserungsschleifen mit jeweils vier bis sechs Probanden wurde der erste Entwurf schrittweise verbessert. So wurde u.a. die Anzahl der Abstufungen sowie die zu bewertenden Kriterien pro Strecke reduziert und eine umgangssprachliche Beschreibung zum besseren Verständnis eingefügt. Bild 9 zeigt einen Ausschnitt des optimierten und bei den Untersuchungen verwendeten Bewertungsbogens.

Das dargestellte Kriterium wird mit „Kantenempfindlichkeit vorne“ bzw. umgangssprachlich mit „Die Überfahrt fühlt sich vorne hart an“ beschrieben und bei der Überfahrt über Einzelhindernisse bewertet.

	Kriterium		1 2 3 4 5 6	
SP1	*Kantenempfindlichkeit vorne* Die Überfahrt fühlt sich vorne hart an	trifft zu	0 0 0 0 0 0	trifft nicht zu

Bild 9: Ausschnitt Bewertungsbogen Sleeping Policeman

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2 Ablauf

Aufgrund der zwei Federvarianten ergaben sich drei Bewertungsfahrten, so dass jeder Proband eine Feder zweimal bewertete. Alle Probanden nahmen als Beifahrer teil und wussten während den Bewertungsfahrten nicht, welche der beiden Federn verbaut war (Blindversuch).

An einer Bewertungsrunde nahmen drei Probanden als Beifahrer gleichzeitig teil, dabei bewerteten sie stets auf der gleichen Sitzposition. Der zeitliche Ablauf gestaltete sich gemäß Bild 10. Zunächst konnten sich die Probanden mit den Bewertungsbögen vertraut machen, um eventuelle Unklarheiten auszuräumen. Anschließend wurde eine Proberunde gefahren, um das Urteilsvermögen der Probanden zu verbessern. Dabei wurde ihnen ein Eindruck der Strecke vermittelt und definiert, welche Abschnitte bewertet werden sollten. Es folgte die erste der drei Bewertungsfahrten, zwischen denen jeweils eine Pause für einen eventuellen Umbau geplant war. Die Pause dauerte, unabhängig davon, ob die Feder gewechselt wurde oder nicht, stets 30 Minuten, damit die Probanden nicht aufgrund der Zeit Rückschlüsse über einen möglichen Federwechsel anstellen konnten. Im Anschluss an die letzte Bewertungsfahrt fand eine kurze Diskussion statt, in der der Ablauf besprochen wurde und Anmerkungen zum Vorgehen sowie zu den Bewertungsbögen gegeben werden konnte.

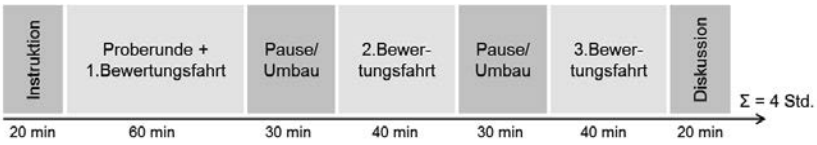


Bild 10: Ablauf einer Bewertungsrunde

Der zeitliche Aufwand für einen Probanden betrug inklusive der beiden Umbaupausen etwa vier Stunden. Aus Sicht der durchführenden Person lag der Zeitaufwand für die Bewertungsfahrten mit drei Personen somit ebenfalls bei vier Stunden, die Gesamtzeit für die 21 Probanden bei 28 Stunden. Unter Berücksichtigung der Planung der Bewertungsfahrten und der Vorbereitungen der Bewertungsbögen betrug der zeitliche Rahmen für die durchführende Person ohne die Auswertungen etwa 35 Stunden.

4.3 Auswertung

Es wird die Auswertung der Subjektivbewertungen mit der induktiven Statistik dargestellt. Bild 11 zeigt den Ablauf, bei der jedes einzelne Kriterium separat untersucht wurde. Mit den beiden Federvarianten wurden drei Bewertungsfahrten durchgeführt, daher liegen von jedem

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Probanden für eine der beiden Federn zwei Bewertungen vor. Auf der Grundlage der zweifachen Bewertungen wird zunächst die Nullhypothese „Die Probanden bewerten die Fahrten mit *derselben* Feder gleich“ geprüft. Bei Annahme der Nullhypothese werden die beiden Bewertungen der einzelnen Probanden für dieselbe Federvariante gemittelt. Diese gemittelten Werte werden anschließend mit den Bewertungen der zweiten Federvariante verglichen und die Nullhypothese „Die Probanden bewerten die Fahrten mit den *unterschiedlichen* Federn gleich“ untersucht.

Wird die Nullhypothese „Die Probanden bewerten die Fahrten mit derselben Feder gleich“ allerdings abgelehnt, d.h. die Probanden bewerten einen Unterschied zwischen den Fahrten mit gleicher Feder, ist die Reproduzierbarkeit der Bewertungen nicht gegeben und das Kriterium kann in der weiteren Auswertung nicht berücksichtigt werden.

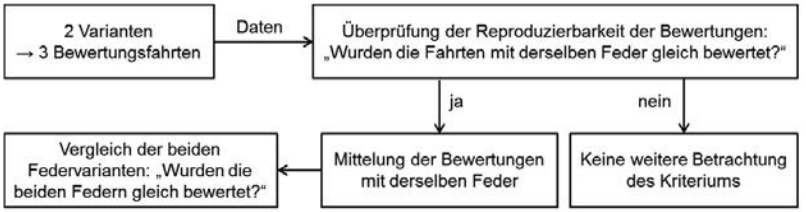


Bild 11: Ablauf der Auswertung

In der Untersuchung stellt die Federvariante die unabhängige Variable mit einem nichtmetrischen Skalenniveau dar. Die Bewertung der Probanden ist die abhängige Variable mit metrischem Skalenniveau. Aus den beiden Skalenarten ergibt sich, dass die Auswertung mit einer Varianzanalyse durchzuführen ist. Da zwei Varianten verglichen werden und keine Annahmen über die Verteilung der Bewertungen erfolgt, wird als statistischer Test der Wilcoxon-Rangsummen-Test für gepaarte Stichproben (WRT) herangezogen.

Das Signifikanzniveau wird für die Auswertung mit 10%, die Schärfe der Untersuchung mit 80% gewählt. Im Vorfeld der Untersuchungen wurde ein geringer Unterschied zwischen den beiden Federvarianten vermutet, die Trennschärfe als niedrig angenommen und die Effektstärke daher auf 0,15 geschätzt. Es sollte die Frage beantwortet werden, ob die Probanden einen Unterschied zwischen den beiden Federvarianten bewerten, woraus sich als Testart ein zweiseitiger Test ergibt.

Tabelle 5 zeigt die Ergebnisse der Subjektivbewertungen für das Einzelhindernis am Beispiel „Sleeping Policeman“. Auf der Strecke wurden vier Kriterien beurteilt. Zunächst wurde die Nullhypothese „Die Probanden bewerten die Fahrten mit *derselben* Feder gleich“ überprüft. Bei den Kriterien SP1, SP2 und SP3 war dies der Fall, die Bewertungen konnten dort gemit-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

telt werden. Bei SP4 wurden die Fahrten mit derselben Feder nicht gleich bewertet und das Kriterium daher für die weitere Auswertung nicht betrachtet.

Anschließend folgte die Überprüfung der Nullhypothese „Die Probanden bewerten die Fahrten mit den *unterschiedlichen* Federn gleich“. Dies war für die SP1, SP2 und SP3 der Fall. Insgesamt konnte festgestellt werden, dass die Probanden keine Unterschiede sowohl zwischen den gleichen als auch zwischen den unterschiedlichen Federn bewerteten. Dieses Bild ergab sich ebenfalls bei den anderen elf Kriterien, die auf drei anderen Strecken bewertet wurden.

Tabelle 5: Ergebnisse der Subjektivbewertung mit dem WRT

	SP1	SP2	SP3	SP4
Gleiche Federn gleich bewertet?	ja	ja	ja	nein
Unterschiedliche Federn gleich bewertet?	ja	ja	ja	-
SP1: Kantenempfindlichkeit vorne/ Die Überfahrt fühlt sich vorne hart an				
SP2: Kantenempfindlichkeit hinten/ Die Überfahrt fühlt sich hinten hart an				
SP3: Prellen vorne/ Die Achse schwingt vorne nach				
SP3: Prellen hinten/ Die Achse schwingt hinten nach				

Die gleiche Bewertung der beiden Federvarianten kann verschiedene Gründe haben. Zum einen können die Unterschiede zwischen den Federvarianten so gering sein, dass die ungeübten Probanden diese nicht identifizieren konnten. Zum anderen besteht die Möglichkeit, dass die Anzahl an Probanden zu gering war, um Unterschiede zwischen den Federvarianten aufdecken zu können.

Die Ergebnisse aus dem WRT konnten durch aufgenommene Beschleunigungsdaten bestätigt werden, in denen keine signifikanten Unterschiede bei den Fahrten mit den beiden Federvarianten auftraten. Daher ist davon auszugehen, dass der Unterschied zwischen den Luftfedern so gering ist, dass er weder durch die Subjektivbewertungen noch durch die Messdaten aufgelöst werden konnte.

Es ist weiter zu beachten, dass unter den beschriebenen Rahmenbedingungen (Signifikanzniveau, Schärfe, Effektstärke) die Bewertungen von wesentlich mehr Probanden nötig wären, um von den Ergebnissen der Stichprobe auf die Grundgesamtheit schließen zu können. Mit dem beschriebenen Zeitaufwand ist solch eine umfangreiche Studie jedoch nicht zu realisieren. Die Ergebnisse gelten daher zwar ausschließlich in der Stichprobe, liefern aber einen guten Anhaltspunkt für die Bewertung der Bauteile.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Beitrag wurde dargestellt, dass es für Zulieferer möglich und sinnvoll sein kann, eigene Subjektivbewertungen in der Vorentwicklung durchzuführen. Die Ziele sind dabei, die Güte eines neu entwickelten Bauteils abzusichern und dem OEM im Rahmen der Serienentwicklung ein ausgereifteres Bauteil übergeben zu können.

Es wurde beschrieben, wie Bewertungsbögen erstellt werden können, worauf bei Subjektivbewertungen zu achten ist und wie die erhobenen Daten auszuwerten sind. An einem beispielhaften Fahrzeugprojekt wurden die erarbeiteten Grundlagen erfolgreich in die Praxis umgesetzt und die erarbeiteten Methoden abgesichert. Dabei wurden die Ergebnisse der Subjektivbewertungen durch aufgenommene Beschleunigungsdaten bestätigt.

An der beschriebenen Untersuchung wird klar, dass das Thema der Subjektivbewertung ein Prozess ist, der wegen der Erarbeitung von Bewertungsbögen und Identifikation geeigneter Strecken in Firmennähe anfangs einen hohen Aufwand erfordert. Allerdings nimmt dieser Aufwand mit jedem weiteren Projekt ab, da bereits erarbeitete Kriterien und dazu passende Strecken sowie Auswertemethoden übernommen werden können.

Ausblick

In dem Praxisbeispiel wurde der Fahrkomfort zweier Bauteilstände verglichen. Der aufgestellte Katalog umfasst Kriterien dazu und kann für zukünftige Untersuchungen zu anderen Themen wie Lenk- oder Bremsverhalten erweitert werden. Für die Steigerung der Qualität ist es wichtig, regelmäßig mit einem Stamm an Mitarbeitern Subjektivbewertungen durchzuführen und deren Trennschärfe zu erhöhen. Durch die beiden Maßnahmen würden die Untersuchungen weiter professionalisiert und standardisiert. Zudem werden für weitere Subjektivbewertungen mit geschulten Probanden immer weniger Teilnehmer erforderlich.

Die Ergebnisse der Subjektivbewertungen mit den ungeübten Testfahrern wurden durch aufgenommene Beschleunigungsdaten bestätigt. Es sollten zusätzlich Subjektivbewertungen mit professionellen Testfahrern des OEMs durchgeführt werden, um die Ergebnisse zu validieren und zu prüfen, ob der OEM zu gleichen Bewertungen der Bauteile kommen würden.

Im Zusammenhang mit der Trennschärfe der Probanden könnte ermittelt werden, wie groß Unterschiede im Fahrverhalten sein müssen, damit Probanden einen Unterschied im Fahrkomfort spüren können. Dazu wären Untersuchungen mit Bauteilvarianten durchzuführen, die sich in ihren Eigenschaften stark unterscheiden und so Änderungen im Fahrkomfort erwarten lassen.

Darüber hinaus können Subjektivbewertungen bei Messungen unterstützend eingesetzt werden. Vor der Applikation umfangreicher Messtechnik können Schwächen eines Fahrzeuges

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mittels Subjektivbewertungen detektiert werden. So kann das Fahrzeug gezielter messtechnisch untersucht werden und der Aufwand der Messungen sowie die Auswertung der Daten erheblich erleichtert werden.

Literaturverzeichnis

1. **Zang, L., Helander, M. G. and Drury, C. G.** Identifying factors of comfort and discomfort in sitting. *Human Factors.* 1996, Vol. 38, 3.

2. **Heißing, Bernd, Brandl, Hans Jürgen.** *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens.* Würzburg : Vogel, 2002. 3-8023-1903-6.

3. **Albrecht, Marc.** *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens.* Institut für Produktentwicklung (IPEK). Karlsruhe : Schnelldruck Ernst Grässer, 2005. 1615-8113.

4. **Aigner, Jürgen.** Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen . *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ).* 1982, 84.

5. **Mohr, Richard.** *Statistik für Ingenieure und Naturwissenschaftler.* Renningen : expert verlag, 2008. 978-3-8169-2762-4.

6. **Backhaus, K., et al., et al.** *Multivariate Analysemethoden.* Berlin : Springer, 2006. 978-3540278702.

7. **Steland, Ansgar.** *Basiswissen Statistik.* Berlin-Heidelberg : Springer-Verlag, 2010. 978-3-642-02667-6.

8. **Faul, Franz, et al., et al.** G*Power3: A flexible statistical power analysis program for the social, behavioral, and biomedical sciences. *Behavior Research Methods.* 2007, 39 (2).

9. **Faul, Franz.** G*Power. [Online] Universität Düsseldorf. [Cited: 12 21, 2012.] http://www.psycho.uni-duesseldorf.de/aap/projects/gpower/. G*Power Version3.1.5.

10. **Dr. Riedel, Andreas, Dr. Arbinger, Roland.** Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von PKW. *Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT).* 1997, 139.

11. **Shapiro, S.S. and Wilk, M.B.** An Analysis of Variance Test for Normality (Complete Samples). *Biometrika.* 1965, Vol. 52, 3/4.

12. **TrelleborgVibracoustic GmbH.** Firmeninternes Dokument.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Simulationsgestütztes Design einer Schlechtwegoberfläche für ein neues Automobil-Prüfgelände

Dipl.-Math. **N. Rönicke**, Dipl.-Ing. **S. Brandes**, Dipl.-Ing. **B. Seufert**,
Daimler AG, Sindelfingen;
Prof. Dr.-Ing. **A. Ams,** Institut für Mechanik und Fluiddynamik,
TU Freiberg

Kurzfassung:

Schlechtwegoberflächen sind eine Grundlage zur Ermittlung von auslegungsrelevanten Gesamtfahrzeuglasten. Das aufgrund der Raffung enorme Anregungsspektrum bringt jedoch einige Herausforderungen und somit einen Optimierungsbedarf mit sich. Das vorliegende Manuskript zeigt am Beispiel einer typischen Schlechtwegoberfläche zunächst die dortigen Streckendefizite auf. Im Anschluss wird ein Überblick über Möglichkeiten der Generierung einer optimierten Schlechtwegoberfläche gegeben sowie eine dieser Methoden und ihre bauliche Umsetzung dargestellt. Grundlage für die Analyse und Optimierung sind sowohl Gesamtfahrzeugmessungen als auch -simulationen.

Abstract:

Rough road surfaces are a basis for the calculation of full vehicle load spectra. The enormous excitation of these rough roads causes challenges and hence, a need for optimization. By using the example of one typical rough road, the paper first points out local disadvantages of the surface. In addition there is given an overview of methods for the generation of new rough roads. One of these methods and its possible realization are discussed in more detail. The analysis and optimization is based on both full vehicle measurements and simulations.

1. Einleitung

Die betriebsfeste Bemessung von Gesamtfahrzeugen basiert in der Automobilindustrie unter anderem auf Belastungen, welche beim Überfahren von verschiedenen Schlechtwegoberflächen verursacht werden. Um auf diesen in vergleichsweise kurzer Zeit die zum Kundenbetrieb äquivalenten Fahrwerks- und Karosseriebelastungen abzubilden, ist eine starke Raffung der Anregungen notwendig. Das führt dazu, dass die Schlechtwegoberflächen besonde-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

re charakteristische Eigenschaften besitzen müssen, welche bei der Überfahrt hochdynamische Belastungen im Fahrwerk und starke Fahrzeugaufbaubewegungen verursachen. Die heute genutzten Schlechtwegoberflächen wurden teilweise aufgrund Feldbeobachtungen vor Jahrzehnten von öffentlichen Straßen auf Prüfgelände übertragen oder aber sind bewusst so generiert worden, dass sie die erforderlichen Eigenschaften zeigen.

Die allgemein hohen Anregungen der Schlechtwegoberflächen führen zu Herausforderungen in der Lastkollektivermittlung. Einerseits können vereinzelt hohe Belastungsamplituden auftreten, die nicht mehr zwangsläufig der Ermüdungsfestigkeit, sondern vielmehr den Sonderereignissen zugehörig sind. Diese werden jedoch durch andere Strecken und Manöver abgesichert. Andererseits führen die allgemein hohen Anregungen häufig zu sehr hohen vertikalen Belastungsspitzen aufgrund zu geringer Dämpfung in den Schwingungsdämpfern. Abhilfe schaffen hier häufig eingesetzte spezielle Schwingungsdämpfer, die eine vergleichsweise höhere Dämpfung erzeugen. Darüber hinaus machen moderne Reifen mit zunehmend geringerer Flankenhöhe, weniger Bodenfreiheit und mechatronischen Regelsysteme, die Überfahrt über bestehende Schlechtwegoberflächen immer schwieriger.

Die Schlechtwegoberflächen kommen nicht nur in Fahrzeugmessungen zum Einsatz. Durch 3D-Scans [1] werden die Oberflächen digitalisiert und in Mehrkörpersystem (MKS)-Gesamtfahrzeugsimulationen eingesetzt. Die Komplexität dieser Simulationsmethode ist hoch, sie ermöglicht aber bereits in frühen Entwicklungsphasen eine sehr gute Lastkollektivprognose [2]. Zudem wird eine exakte Analyse der Schlechtwegoberflächen an sich ermöglicht. Neben den aufgrund der digitalen Beschreibung bekannten statistischen und geometrischen Oberflächeneigenschaften dienen insbesondere die Ergebnisse der MKS-Simulationen zur Identifikation und Optimierung von globalen und insbesondere lokalen Auffälligkeiten.

Nachfolgend wird die Methode eines solchen simulationsgestützten Designs einer zum Ermüdungsfestigkeitsnachweis zählenden Schlechtwegoberfläche aufgezeigt. Zunächst wird dargestellt, wie Streckendefizite systematisch erkannt und bewertet werden. Dafür steht eine Mercedes-Benz E-Klasse als Messfahrzeug und das zugehörige MKS-Simulationsmodell zur Verfügung. Anschließend wird aufgezeigt, welche Möglichkeiten zur Generierung von Schlechtwegoberflächen existieren und wie daraus eine optimierte Oberfläche erarbeitet werden kann. Zum Abschluss wird die konkrete Umsetzung der Oberfläche für das neue Daimler Prüf- und Technologiezentrum in Immendingen thematisiert [3].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Gesamtfahrzeugmodell

Die MKS-Gesamtfahrzeugsimulation erfordert viele Subkomponenten. Digitalisierte Straßenoberflächen, physikalische Reifen- und Lagermodelle, flexibel modellierte Bauteile und ein entsprechendes Fahrermodell müssen zur Verfügung stehen, siehe auch [4].

Im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen wurde das Messfahrzeug mit Hilfe der MKS-Softwareumgebung Virtual.Lab Motion [5] der Firma Siemens modelliert. Die relevanten Fahrwerkskomponenten sind als starre Körper durch ihre Massen- und Trägheitseigenschaften beschrieben, Bindungs- und Koppelelemente sichern die Verknüpfung der Komponenten. Als Reifenmodell wird das physikalische Strukturmodell FTire [6] eingesetzt.

Die Schlechtwegoberflächen stehen im Curved Regular Grid (CRG) Straßenformat [7] zur Verfügung. Sowohl gemessene als auch synthetisch generierte Oberflächen liegen in diesem Format vor und können in MATLAB [8] bearbeitet werden.

3. Exemplarische Schlechtwegoberfläche

Die nachfolgenden Untersuchungen werden exemplarisch an einer bestehenden Schlechtwegoberfläche durchgeführt, siehe Bild 1. Sie besteht aus Kopfsteinpflastern und besitzt stellenweise sehr tiefe Schlaglöcher. Sie ist Teil des Ermüdungsfestigkeitsnachweises und erzeugt aufgrund ihrer Charakteristik insbesondere hohe Belastungen in longitudinaler und vertikaler Richtung. Sie wurde durch einen 3D-Scan vermessen und liegt somit auch im CRG-Format vor. Alle Beispiele in den folgenden Ausführungen beziehen sich auf diese Schlechtwegoberfläche.

Bild 1: Ausschnitt der den Untersuchungen zugrunde liegenden Schlechtwegoberfläche, Daimler AG, Sindelfingen

4. Erkennung und Bewertung von Streckendefiziten

Bei bestehenden Schlechtwegoberflächen ist häufig eine aus Betriebsfestigkeitssicht große Streuung der Ergebnisse zu beobachten. Um deren Ursache zu analysieren kommt bei den Messungen unter anderem ein Differential Global Positioning System (DGPS) zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit Hilfe einer mobilen Basisstation und Korrekturdaten kann so die aktuelle Fahrzeugposition mit einer Genauigkeit von ± 2 cm bestimmt werden.

In Bild 2 ist exemplarisch die Auswertung der vertikalen Radkraft von drei Messüberfahrten über die Schlechtwegoberfläche aus Bild 1 zu sehen. Insbesondere in der Höhe der größten Kraftamplitude zeigen sich Unterschiede. Die resultierenden fiktiven Schädigungszahlen (lineare elementare Palmgren-Miner Schadensakkumulationshypothese, k=5, doppelte Residuumsbehandlung), welche auf den höchsten Wert normiert dargestellt sind, streuen stark. Die Analyse dieser Messungen hat gezeigt, dass die Streuung primär auf unterschiedliche Fahrspuren und –geschwindigkeiten zurückzuführen ist. Dabei ist die Spurabhängigkeit für die hier exemplarisch betrachtete Schlechtwegoberfläche ausschlaggebend. In den folgenden Überlegungen soll daher der Fokus auf diesem Optimierungsbedarf liegen.

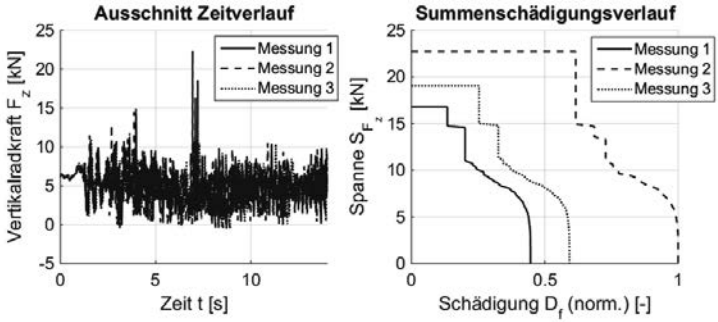


Bild 2: Messung, vertikale Radkraft: (links) Ausschnitt aus dem Zeitverlauf und (rechts) normierter fiktiver Summenschädigungsverlauf für drei Überfahrten

Auch in der MKS-Simulation zeigen sich bei Vorgabe der gemessenen Fahrspuren und –geschwindigkeiten große Streuungen in den Ergebnissen. Die Auswertung der simulierten vertikalen Radkräfte bei der Überfahrt über die identische digitalisierte Schlechtwegoberfläche ist in Bild 3 zu sehen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

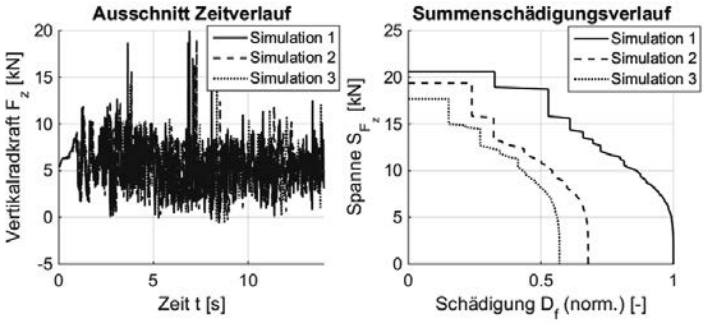


Bild 3: Simulation, vertikale Radkraft: (links) Ausschnitt aus dem Zeitverlauf und (rechts) normierter fiktiver Summenschädigungsverlauf für drei Überfahrten

Die große Streuung der Schädigungszahlen aus der Messung ist somit auch in der Simulation ersichtlich. Insbesondere die Höhe der größten Kraftamplitude ist hierfür wiederum entscheidend. Es zeigt sich aber auch, dass ein direkter Vergleich zwischen Messung und Simulation aufgrund dieses sensitiven Ereignisses erschwert ist. Es ist somit aktuell notwendig, mehrere Überfahrten in der Messung und der Simulation durchzuführen. Erst im Anschluss kann eine „repräsentative“ Überfahrt ausgewählt werden, um eine statistisch abgesicherte Aussage zum Bemessungskollektiv treffen zu können.

Darüber hinaus ergeben sich weitere Optimierungsaspekte. Einerseits sind die durch Einzelereignisse auftretenden hohen Belastungsamplituden mehr den Sonderereignissen als der Ermüdungsfestigkeit zuzuordnen. Diese Sonderereignisse werden aber durch andere Strecken und Manöver separat abgeprüft. Zudem führen aufgrund zu geringer Dämpfung in den Schwingungsdämpfern die hohen Anregungen häufig zu sehr hohen vertikalen Belastungsspitzen aufgrund vermehrter Druck- und Zuganschlägen [2]. Daher müssen häufig spezielle Schwingungsdämpfer eingesetzt werden, welche eine vergleichsweise höhere Dämpfung erzeugen.

Grundvoraussetzung einer entsprechenden Optimierung ist die Kenntnis der relevanten Streckenbereiche. Zur Identifikation dieser Bereiche dienen die DGPS-Signale sowie die in den Radkraftsensoren ermittelten Kräfte. Anhand dieser Signale kann beispielsweise die Kraftamplitude aus Bild 2 (bei etwa t = 7 s) auf den verursachenden Streckenabschnitt, in diesem Fall ein senkenförmiges Schlagloch, zurückgeführt werden. In Bild 4 ist der entsprechende Streckenabschnitt in digitaler Form zu sehen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

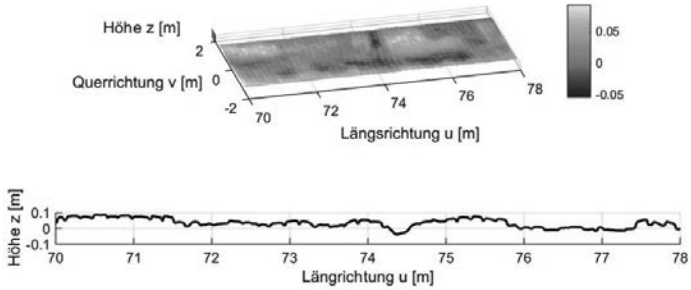


Bild 4: Streckenabschnitt: (oben) 3D-Darstellung und (unten) Höhenprofil eines Längsschnittes auf der linken Fahrbahnseite

Im nächsten Schritt wird gezeigt, dass sich die Beobachtungen aus der Messung in der MKS-Simulation nachstellen lassen. In Bild 5 ist das Ergebnis der Vertikalkraft einer Überfahrt des MKS-Modells des Messfahrzeuges über die gleiche Schlechtwegoberfläche zu sehen. Auch hier tritt eine Kraftamplitude auf, welche auf den gleichen Streckenabschnitt wie in der Messung zurückführbar ist.

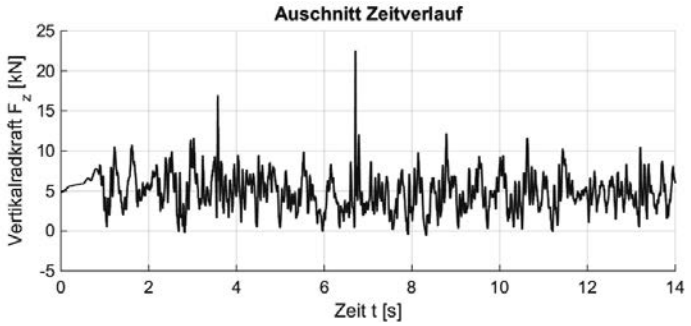


Bild 5: Simulation, vertikale Radkraft: Ausschnitt aus dem Zeitverlauf

Mit der in Messung und Simulation übereinstimmend auftretenden Herausforderungen (u.a. starke Streuung aufgrund Spurabhängigkeit) sowie der identischen Identifikation des lokalen Ereignisses bietet sich somit die simulationsgestützte Optimierung der Schlechtwegoberfläche an. Das Ziel sind die Erhöhung der Reproduzierbarkeit und der Verzicht auf spezielle Schwingungsdämpfer.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Erarbeitung einer neuen Schlechtwegoberfläche

Die Generierung von synthetischen Straßenoberflächen ist auf verschiedene Arten möglich [1]. Zunächst eindimensional können Straßenunebenheiten über Superposition von Kosinusfunktionen mit zufälliger Phase, siehe [9], [10] und [11], orthogonalen Basisfunktionen (Wavelets) [12] oder linearen dynamischen Systemen [13] unter Vorgabe des Leistungsdichtespektrums generiert werden. Die durch diese verschiedenen Methoden erzeugten Anregungen können durch Zusatzinformationen wie die Kohärenzfunktion zweier Signale zu Oberflächenprofilen zusammengefügt werden. Eine direkte Generierung einer zweidimensionalen Oberfläche wird z.B. in [14] durch zufällig verteilte Einzelhindernisse oder in [15] über einen Einstein-Hopf-Ansatz diskutiert.

Aufgrund der über Jahrzehnte gewachsenen Erfahrungswerte mit bestehenden Schlechtwegoberflächen ist neben der Generierung einer vollkommen neuen synthetischen Oberfläche die Optimierung bestehender Schlechtwegoberflächen ebenfalls eine Alternative. Dieser Evolutionsansatz erfordert jedoch deutliche Maßnahmen, um insbesondere die Spurabhängigkeit der Ergebnisse zu reduzieren. Aus diesem Grund wurde die sogenannte „Methode der repräsentativen Spur“ entwickelt. Die Idee ist, nur zwei Längsschnitte der bestehenden Schlechtwegoberfläche, einen auf der linken und einen auf der rechten Fahrbahnhälfte, auszuwählen und als Grundlage für eine neue, optimierte Oberfläche zu benutzen.

Voraussetzung für die Methode ist, dass die Straßendaten mit hoher Auflösung in Längs- und Querrichtung vorliegen, wofür sich das CRG-Format mit seiner platzsparenden Speicherung und einfachen Handhabung anbietet. Die Wahl repräsentativer Längsschnitte auf der linken und rechten Fahrbahn erfolgt über Erfahrungswerte aus der Messung. In Bild 2 und Bild 3 ist ersichtlich, dass bei Variation der Fahrspur eine große Streuung der Ergebnisse der Lastkollektive entsteht. Durch die Wahl nur einer möglichen Fahrspur wird dieser Einflussfaktor reduziert und die Reproduzierbarkeit erheblich gesteigert. Betrachtet wird das Verfahren am Beispiel der Schlechtwegoberfläche, die zu Beginn vorgestellt wurde. Aufgrund der Bauweise als Kopfsteinpflaster ist die digitale Straßenoberfläche ebenfalls mit tiefen Fugen versehen. Der Reifen berührt zu großen Teilen weder bei der Realüberfahrt noch bei der simulativen Überfahrt die tiefen Bereiche dieser Fugen. Daher werden die ausgewählten Längsschnitte zunächst in Längsrichtung gefiltert und in Querrichtung ein Mittelwert (in etwa) über die Latschbreite gebildet. Anschließend werden die Längsschnitte jeweils zur Fahrbahnmitte hin in lateraler Richtung konstant fortgesetzt. Eine Darstellung mit Vergleich zur ursprünglichen Schlechtwegoberfläche ist in Bild 6 zu finden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

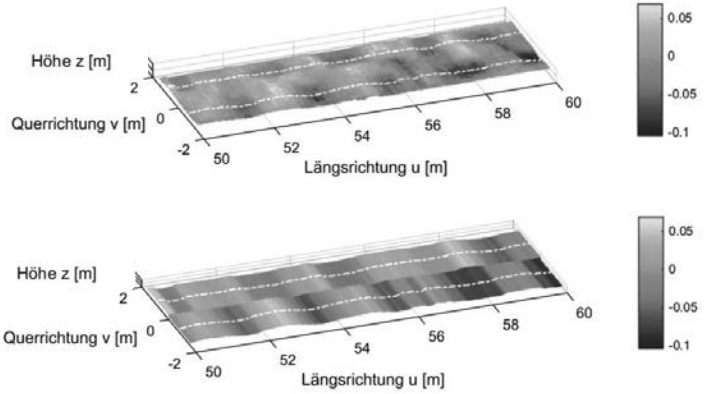


Bild 6: „Methode der repräsentativen Spur“: (oben) bestehende Schlechtwegoberfläche und (unten) daraus abgeleitete Schlechtwegoberfläche

Es spielt für das Ergebnis nun keine Rolle mehr, welche Spur der Fahrer bei der Messung wählt, und auch bei der Simulation ist nur noch eine Überfahrt notwendig. Die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erhöht sich damit erheblich, wie es in Bild 7 zu sehen ist.

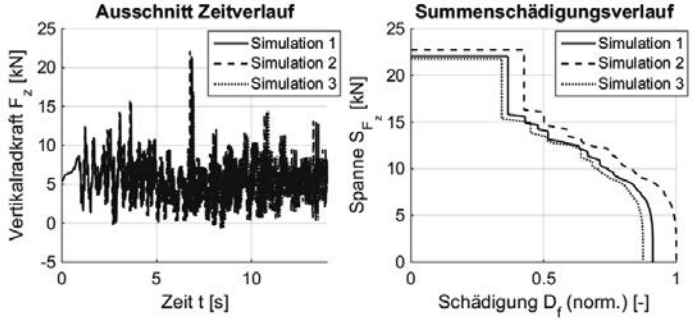


Bild 7: Simulation, vertikale Radkraft: (links) Ausschnitt aus dem Zeitverlauf und (rechts) normierter fiktiver Summenschädigungsverlauf bei drei Überfahrten über die optimierte Schlechtwegoberfläche

Es treten allerdings noch immer sehr hohe Kraftamplituden auf, die möglicherweise mehr zu Sonderereignissen zu zählen sind. Durch die vergleichsweise einfache Oberflächengeomet-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rie, die sich aus der „Methode der repräsentative Spur“ ergibt, lassen sich diese Stellen nun einfach und gezielt modifizieren. Wie bereits erwähnt, dienen zur Identifikation dieser Bereiche die DGPS-Signale sowie die in den Radkraftsensoren ermittelten Kräfte. Beispielsweise für die in Bild 3 oder Bild 5 dargestellten Kraftamplitude bei etwa t = 7 s lässt sich der in Bild 4 gezeigte Streckenabschnitt identifizieren. Hierbei handelt es sich um einen senkenförmigen Streckenbereich.

Vor einer Abänderung dieses Bereichs muss ausgeschlossen werden, dass lediglich eine Modifizierung in diesem lokalen Streckenbereich erforderlich ist und nicht beispielsweise auch die andere Fahrbahnseite oder vorangehende Anregungen auf der linken und rechten Fahrbahnseite Einfluss auf die hohe Kraftamplitude haben. Dazu wird eine vereinfachte Oberfläche erstellt, vergleiche Bild 8, welche die senkenförmige Geometrie nachbildet. Die rechte Fahrbahnseite ist in voller Länge eine Ebene, die linke Fahrbahn vor und nach dem senkenförmigen Bereich ebenfalls.

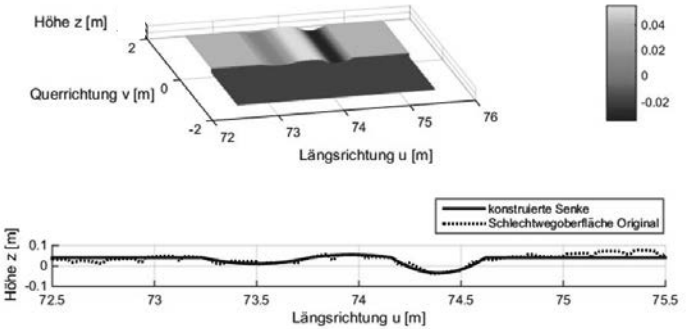


Bild 8: Konstruierte Senke als Nachbildung des Schlaglochs aus Bild 4: (oben) 3D-Darstellung und (unten) Höhenprofil des Längsschnitts auf der linken Fahrbahnseite

Das Simulationsergebnis ist in Bild 9 zu sehen. Die große Amplitude lässt sich mit der vereinfachten Geometrie nachbilden und hängt damit lediglich von der groben Geometrie des lokalen Streckenbereichs ab. Daher genügt es, diesen Streckenbereich lokal zu modifizieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

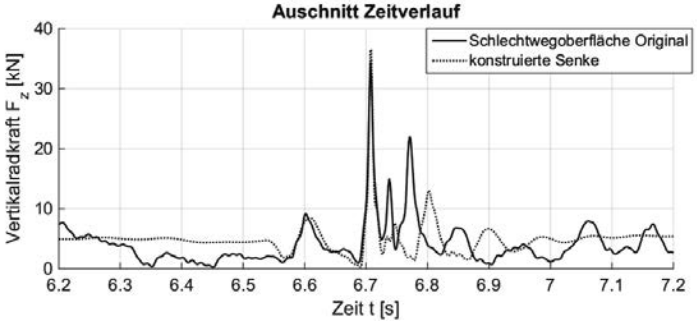


Bild 9: Simulation, vertikale Radkraft: Ausschnitt aus dem Zeitverlauf; Simulationen ohne speziellen Schwingungsdämpfer

In Bild 10 ist das Simulationsergebnis nach einer lokalen Modifizierung des Streckenabschnitts als Zeitverlauf im entsprechenden Zeitintervall zu sehen. Die hohe Kraftamplitude konnte entfernt werden und zeigt auch ohne Einsatz eines speziellen Schwingungsdämpfers keine zu hohe Kraftamplitude mehr.

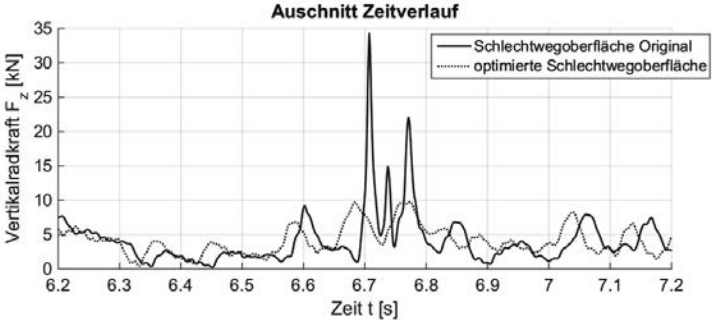


Bild 10: Simulation, vertikale Radkraft: Ausschnitt aus dem Zeitverlauf; Vergleich zwischen bestehender Schlechtwegoberfläche und der Schlechtwegoberfläche aus der "Methode der repräsentative Spur" mit modifiziertem Schlagloch; Simulationen ohne speziellen Schwingungsdämpfer

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Schlussfolgerungen

Schlechtwegoberflächen spielen für die betriebsfeste Bemessung des Gesamtfahrzeugs eine entscheidende Rolle. Die meist historisch gewachsenen Schlechtwegoberflächen haben sich über viele Jahre hinweg bewährt, besitzen aber lokalen Optimierungsbedarf. Außerdem ist die Reproduzierbarkeit ein wichtiges Thema, um Aufwand und den damit verbundenen zeitlichen und finanziellen Input zu reduzieren. Die hier erstmals vorgestellte „Methode der repräsentativen Spur“ steigert die Reproduzierbarkeit der Lastkollektive und vereinfacht zudem lokale Modifizierungen. Mit dem vorliegenden Design-Vorschlag wird es zudem möglich sein, auf spezielle Schwingungsdämpfer zu verzichten. Die bauliche Realisierung sowie die anschließenden Messungen zur Überprüfung der Methode stehen noch aus und sollen das Verfahren verifizieren.

7. Literaturangaben:

[1] Haigermoser, A.; Luber, B.; Rauh, J.; Gräfe, G.: Road and track irregularities: measurement, assessment and simulation. Vehicle System Dynamics, 2015, 877-1091

[2] Brandes, S.; Leidner, U.; Melz, T.; Möller, R.; Seufert, B.: Lastdatengenerierung anhand MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen mit Fahrwerkregelsystemen. DVM-Tagungsbericht 141, 2014,129-141

[3] Daimler AG: Immendingen, Daimler AG Prüf- und Technologiezentrum: https://www.daimler.com/karriere/jobsuche/standorte/detailseiten/standort-detailseite-18184.html (Stand 18.08.2016)

[4] Sedlaczek, K.; Nikkel, K,; Leidner, U.; Seufert, B.: Computation of Suspension Durability Load Data Using Virtual.Lab Motion at Mercedes-Benz Cars. LMS European Vehicle Conference, Munich, 2011

[5] Siemens LMS Virtual.Lab Motion: http://www.plm.automation.siemens.com/de_de/products/lms/virtual-lab/motion/index.shtml (Stand 18.08.2016)

[6] Gipser, M.: FTire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. Vehicle System Dynamics, 45.S1, 2007, 139-151

[7] Rauh, J.: OpenCRG – the new open standard to represent high precision 3D road data in vehicle simulation tasks on rough roads for handling, ride comfort, and durability load analyses. 1st OpenCRG workshop. Sindelfingen: http://www.opencrg.org/, 2009

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[8] MathWorks MATLAB: http://de.mathworks.com/products/matlab/ (Stand 18.08.2016)

[9] Shinozuka, M.: Digital simulation of random processes and its applications. Journal of Sound and Vibration, 1972, 111-128

[10] Shinozuka, M.: Simulation of multivariate and multidimensional random processes. The Journal of the Acoustical Society of America, 1971, 357-369

[11] Rice, S.: Mathematical analysis of random noise. The Bell System Technical Journal, 1945, 46-156

[12] Quarz, V.: Die Generierung von Fahrwegstörungen für vorgegebene Spektraldichten mit Hilfe orthogonaler Funktionen. TU Dresden Diss. 2004

[13] Ammon, D.: Approximation und Generierung stationärer stochastischer Prozesse mittels linearer dynamischer Systeme. Universität Karlsruhe Diss. 1989

[14] Ammon, D.; Bormann, V.: Zur Kohärenz zwischen den Unebenheitsanregungen an linker und rechter Fahrspur. VDI Berichte Nr. 877, 1991, 103-117

[15] Jakubek, S.: Einstein-Hopf Approach to Road Modelling with Applications to Powertrain and Vehicle Testing. The Third International Conference Dynamic Simulation in Vehicle Engineering, 2014 May *22–23,* St. Valentin (Austria), 2014

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Optimale Lebensdauertestplanung durch Berücksichtigung von Vorkenntnissen aus stochastischen Betriebs-festigkeitssimulationen

Martin Dazer M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **Bernd Bertsche**,
Universität Stuttgart, Stuttgart;
Dr.-Ing. **Tobias Leopold**, Knorr-Bremse SfN GmbH, München

Kurzfassung

In diesem Paper wird eine Simulationsstudie vorgestellt, die es ermöglicht eine optimale Planung von End-of-Life Tests unter Berücksichtigung von simulativ ermitteltem Vorwissen zu realisieren. Das dafür benötigte produktspezifische Vorwissen, in Form einer vordefinierten Weibullverteilung, wird aus stochastischen Betriebsfestigkeitsberechnungen gewonnen. Dabei werden systematische Unsicherheiten wie Toleranz-, Material-, Last- sowie Belastbarkeitsstreuungen mit Hilfe von Wahrscheinlichkeitsfunktionen modelliert und über eine Festigkeitsberechnung eine virtuelle Weibullverteilung generiert. Diese Verteilung beschreibt das produktspezifische Ausfallverhalten. Mit diesem virtuell ermittelten Vorwissen sowie einer Vergleichsdatenbasis für unterschiedliche Teststrategien wird es ermöglicht Empfehlungen für eine geeignete Teststrategie, im Hinblick auf die jeweiligen Anforderungen und das Untersuchungsziel, zu geben. Der Nutzen und die Potentiale dieser Studie werden durch Anwendung der beschriebenen Methodik an einem Bremssystem für Nutzfahrzeuge dargestellt.

Abstract

In this paper a simulation study is presented that enables optimal planning of lifetime tests until failure regarding prior knowledge, which is determined using simulation. The required product-specific prior-knowledge in the form of a predefined Weibull distribution, is obtained from stochastic fatigue calculations. Herein systematic uncertainties such as tolerances, material, load and load capacity variations are modeled using probability functions. As the result a virtual Weibull distribution is generated through a strength calculation, which describes the failure behavior of the product. With this virtually determined prior-knowledge and a comparative data basis of different test types it is possible to give recommendations for an appropriate testing strategy within the requirements and the respective investigation target. The benefits and potentials of this study are represented by adapting the methodology to a braking system for commercial vehicles.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung und Motivation

Die zu erwartende Lebensdauer von Produkten und Systemen kann als Zufallsvariable verstanden werden, die systematischen und unsystematischen Streuungen unterliegt [1]. Testzeit und Testkosten sind unmittelbar abhängig von den Laufzeiten der Produkte, was eine genaue Prognose erschwert. Streuungen von Bauteilabmessungen, Werkstoffeigenschaften und äußeren Lasten führen zu variierenden Produktlebensdauern. In Kombination mit straffen Entwicklungsplänen genügen Mittelwertsbetrachtungen nicht, um die Anforderungen an Entwicklungszeit und Testbudget einzuhalten, was die Ressourcenplanung bei Lebensdauertests zu einer Herausforderung für Ingenieure macht. Diese wird durch unterschiedliche potentielle Teststrategien, zu wählende Stichprobengrößen und variierende oder begrenzte Testinfrastruktur noch vergrößert. Diese Problematik wird bereits in [2] ausführlich behandelt.

Aufgrund der Abhängigkeit von Produktausfallverhalten und benötigten Testressourcen kann eine optimale Lebensdauertestplanung nur erfolgen, wenn bereits fundierte Kenntnisse über das Ausfallverhalten vorliegen [2]. Produktexperten sehen sich in der Lage das Ausfallverhalten von Komponenten z.B. aus vorherigen Mustern oder verwandten Produkten abzuschätzen, um dieses für die folgende Testplanung zu verwenden [3]. Außerdem kann bei gängigen Maschinenelementen, wie Zahnrädern, Wellen oder Lagern auf Datenbanken zurückgegriffen werden [1]. Treten mit unterschiedlichen Musterständen Effekte wie Änderungen im Fertigungsprozess, am Material oder Verlagerungen des Ausfallortes oder –mechanismus auf, können diese mit solchen Verfahren allerdings nur schwer berücksichtigt werden, was zu fehlerhaften Testplanungsstrategien führt. Bei Bremssystemen für Nutzfahrzeuge ist eine Abschätzung oder eine Übertragung des Vorwissens, aufgrund oben genannter Problematiken, nicht immer möglich. Aussagen über Lage und Streuung der Ausfallzeiten, welche für die reale Testplanung essentiell sind, können mit konventionellen Lebensdauerberechnungsmethoden, wie der FKM-Richtlinie [4], nicht getroffen werden.

Ziel dieser Studie ist es deshalb durch stochastische Betriebsfestigkeitssimulationen belastbares Vorwissen über das charakteristische Ausfallverhalten, in Form der produktspezifischen Weibullverteilung, simulativ direkt am eigentlichen Produkt zu ermitteln, um so das Produktausfallverhalten bereits virtuell beschreiben zu können, ohne kostenintensive Prototypenversuche durchzuführen. Auf Basis dieses ermittelten Vorwissens, der vorhandenen Prüfinfrastruktur sowie dem zulässigen Budget und der Testzeit ist es nach [2] möglich eine optimale Testplanungsstrategie für reale Zuverlässigkeitstests zu definieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Ansatz zur stochastischen Lebensdauerberechnung im Zeitfestigkeitsbereich

In diesem Abschnitt wird zunächst die Grundlage der Methodik für die Ermittlung des virtuellen Vorwissens erläutert. Anschließend wird die Anwendbarkeit der Methode am Demonstrator in Kapitel 3 dargestellt sowie eine optimale Testplanung nach [2] abgeleitet.

Die Zuverlässigkeit komplexer Komponenten lässt sich nach [1] aus der örtlichen Überlappung von Belastung und Belastbarkeit berechnen, die ebenfalls Streuungen unterliegen, vgl. Bild 1. Folglich ist es für realitätsnahe Lebensdauerprognosen notwendig, sowohl die nominale Lage als auch die Streuungen von Belastung und Belastbarkeit zu beschreiben. Aus diesem Grund müssen die Streuung verursachenden Einflussfaktoren identifiziert und modelliert werden, bevor die stochastische Lebensdauerberechnung erfolgen kann. Systematische Streuungen in mechanischen Systemen können mit Hilfe von Wahrscheinlichkeitsfunktionen modelliert werden und lassen sich in die folgenden Kategorien einteilen:

1. Äußere Lasteinwirkung
2. Design / Toleranzen
3. Werkstoff

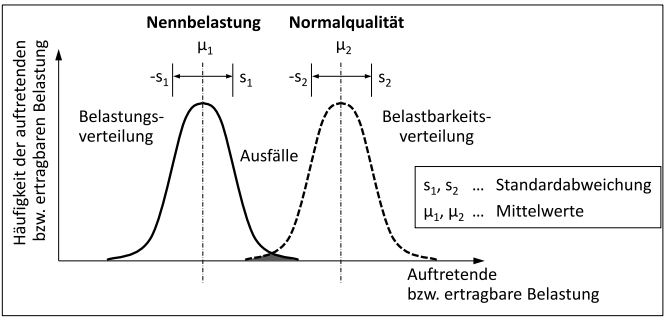


Bild 1: Stress-Strenght-Interference [1]

Stochastischer Lebensdauerberechnungsprozess

Der Berechnungsprozess erfolgt zweistufig, vgl. Bild 2 und basiert im Wesentlichen auf einem örtlichen Spannungskonzept. Dieses wird im weiteren Verlauf der Arbeit genauer erläutert. Im ersten Schritt wird mit einem Spacefilling Latin-Hypercube-Sampling (LHS) [5] in Kombination mit FE-Simulationen die Wahrscheinlichkeitsfunktion der Belastung am Ort der höchsten Spannung ermittelt. Die Schädigungswerte fließen anschließend als Input-Parameter in die Berechnung des Belastbarkeitsmodells ein. Für dessen Streuungsdefinition wird ein weiteres LHS durchgeführt. Aus den vollständig stochastisch beschriebenen Modellen von Belastung und Belastbarkeit ergibt sich mit der Wöhlergleichung [7] die Verteilungsfunktion der Lebensdauer und damit das charakteristische Produktausfallverhalten.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

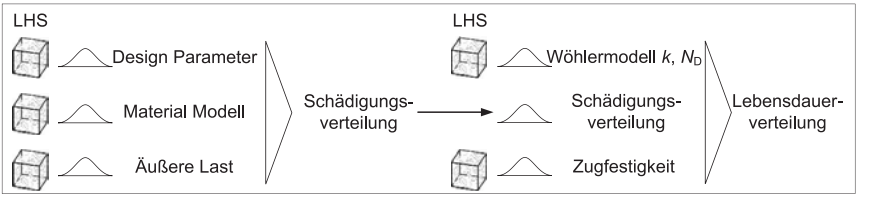


Bild 2: Stochastischer Lebensdauerberechnungsprozess

Modellierung der Belastung

Die Belastungsermittlung erfolgt in FEM-Simulationen und wird mit realen Produktgeometrien durchgeführt. Belastung versteht sich dabei als werkstoffmechanische Reaktion des Bauteils auf die wirkende Last, weshalb alle oben genannten Kategorien von Bedeutung sind und eine alleinige Modellierung der Last nicht ausreicht. Für die Toleranzmodellierung bedarf es Prozessfähigkeitsuntersuchungen, die in der Regel mit Normalverteilungen abgebildet werden [6]. Es können jedoch beliebige Verteilungsfunktionen verwendet werden. Bei qualifizierten Lieferanten sind Prozessstreuungen meist spezifiziert und können daraus abgeleitet werden. In die Simulation werden vor allem Design Parameter (DP) integriert, die maßgebend den Kraftfluss im Bauteil beeinflussen. Eine Änderung dieser DP aufgrund von Toleranzschwankung zieht eine Änderung der werkstoffmechanischen Reaktion nach sich und ist daher essentiell für die korrekte Abbildung der Belastung.

Bei Produktauslegungen nahe des Dauerfestigkeitsbereichs ist ausschließlich mit elastischen Belastungen zu rechnen, weshalb eine stochastische Abbildung des E-Moduls genügt. Im Zeitfestigkeitsbereich ist mit plastischen Dehnungsanteilen vor allem in Kerbbereichen zu rechnen, welche meist zugleich die höchstbelasteten Orte darstellen. In dieser Methodik werden in solchen Fällen komplette Spannungs-Dehnungskurven auf Basis der Ramberg-Osgood-Gleichung (ROG) nach [7] modelliert:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{1}$$

Ohne Abbildung des realen Spannungs-Dehnungsverhalten ist eine korrekte Abschätzung der Streuung der mechanischen Eigenschaften nicht möglich. Den niedrigeren Spannungen durch die Verwendung des realen Werkstoffverhaltens wird in der Lebensdauerberechnung durch die Verwendung des ebenfalls kleineren elastisch-plastischen Spannungsgradienten Rechnung getragen. Weiterhin ist es durch die Integration der Plastifizierungen möglich den realen Abbau von Spannungsspitzen an Kerben und die damit einhergehende korrekte Abbildung der Mittelspannung in die Berechnung zu integrieren.

Die statistische Streuung des Verfestigungskoeffizienten K und des Verfestigungsexponenten n lässt sich entweder direkt aus Werkstoffversuchen ermitteln, oder falls in den

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Qualitätsspezifikationen keine vollständigen RO-Auswertungen durchgeführt werden, mit Hilfe einer Monte-Carlo-Simulation (MCS) und den Streuungen von Dehngrenze und Zugfestigkeit. Die Dehngrenze $R_{P0,2}$ ist einer plastischen Dehnung von 0,2 % zugeordnet und die Zugfestigkeit R_M der Gleichmaßdehnung A_G. Somit ergeben sich zwei Stützpunkte im Spannungsdehnungsdiagramm P_1 und P_2, vgl. (2) und (3),

$$\varepsilon_{0,2} = \left(\frac{R_{P0,2}}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{2}$$

$$\varepsilon_{A_G} = \left(\frac{R_M}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \tag{3}$$

die mit streuenden Spannungen Punktewolken bilden. Zu beachten ist dabei die Korrelation von R_M und A_G, weshalb sich für P_2 ein anderer Streubereich einstellt wie für P_1, was schematisch in Bild 3 dargestellt ist. Aus jeweils zwei Stützpunkten können iterativ K und n bestimmt werden. Wird diese Analyse mit 10.000 MCS durchgeführt ergibt sich die zugehörige Wahrscheinlichkeitsfunktion von K und n. Eine Korrelation von $R_{p0,2}$ und R_M wird ausgeschlossen, da plastische und elastische Verformungen anderen werkstoffmechanischen Gesetzmäßigkeiten unterliegen [8]. Somit wird eine unabhängige Streuung der beiden Größen unterstellt.

Modellierung der Belastbarkeit

Die Basis für strukturmechanisches Versagen bilden Wöhlerlinien, die entweder mit der Wöhlergleichung [7] oder dem Coffin Manson Ansatz [7] beschrieben werden. Die Vorgehensweise der statistischen Beschreibung ist dabei analog, weshalb im Folgenden die Wöhlergleichung als Grundlage dient. Die Faktoren der Gleichungen werden in kraftgeregelten Versuchen an Standardwerkstoffproben ermittelt, bei welchen die Bedingungen theoretisch

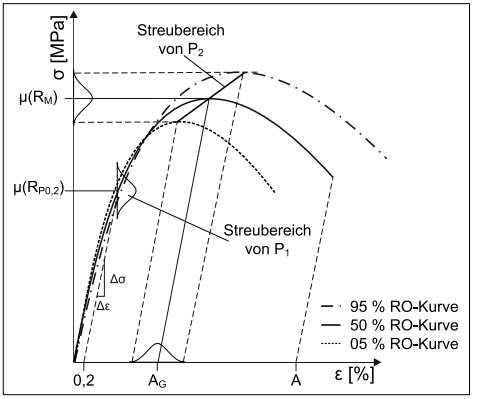


Bild 3: Stochastische Beschreibung des Werkstoffmodells

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

identisch sind, was eine direkte Abbildung von Streuung der Last, der Abmessungen der Standardwerkstoffprobe und des Werkstoffs schwierig gestaltet. Deshalb erfolgt die Modellierung direkt über die beschreibenden Größen der Wöhlergleichung N_D, σ_D, und k.

In [9] zeigt sich, dass die FKM Richtlinie für die Dauerfestigkeit σ_D und die Ecklastspielzahl N_D gute Ergebnisse im Vergleich zum Versuch liefert, weshalb der Berechnungsansatz für σ_D und ein konstanter Wert für N_D verwendet wird. Beim Wöhlerexponent hingegen werden tendenziell zu kleine Werte geschätzt, was der pauschalen Vorgehensweise geschuldet ist.

Der Wöhlerexponent wird im Zuge der empirischen Normierung der Wöhlerlinien konstant auf k = 5 festgelegt. Dennoch zeigt sich gerade bei Gusseisenwerkstoffen eine teilweise erhebliche Abhängigkeit von der Kerbschärfe. Eine zu geringe Schätzung des Wöhlerexponenten der FKM-Richtlinie lässt sich darauf zurückführen. Im Zuge dessen wird in dieser Studie ein von der Kerbschärfe abhängiger Wöhlerexponent verwendet, was in Kapitel 3 am Demonstrator näher beschrieben ist. Da in dieser Studie gezielt Unsicherheiten die in der Realität auftreten abgebildet werden sollen, wird der Wöhlerexponent im Gegensatz zu anderen Grundlagenwerken nicht als konstant, sondern aufgrund der niemals exakt gleichen Bedingungen und der daraus resultierenden Unsicherheit, ebenfalls als streuend angenommen.

Für die Streuungsermittlung ist ein Wöhlerversuch des Werkstoffs nötig, welcher einer Datenbank wie [9] entnommen werden kann. Die Berechnung der Streuung erfolgt dabei ebenfalls mit einer MCS. Dafür werden die vorliegenden Lastniveaus im Zeitfestigkeitsbereich mit ihren Wahrscheinlichkeitsfunktionen verwendet, um in 10.000 Iterationen mittels Regression jeweils einen Wöhlerexponenten zu ermitteln. Damit ergibt sich aus den Wahrscheinlichkeitsfunktionen der jeweiligen Lastniveaus die Wahrscheinlichkeitsfunktion und damit die Streuung des Wöhlerexponenten, vgl. Bild 4. Unterstellt wird dabei, dass die Streuung mit Änderung der Lage konstant bleibt.

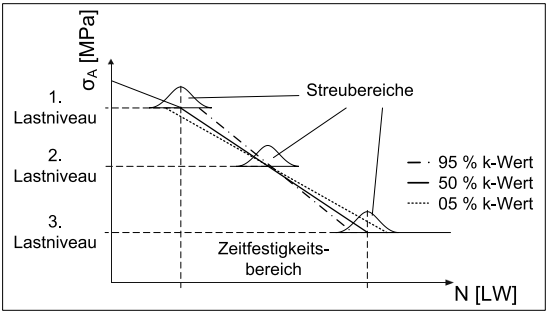


Bild 4: Ermittlung der Wahrscheinlichkeitsfunktion des Wöhlerexponenten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Ermittlung der Streuung der Ecklastspielzahl empfiehlt es sich ein Lastniveau zu wählen, welches sich leicht über dem der Dauerfestigkeit befindet, da hier mit vielen Durchläufern zu rechnen ist, welche die korrekte Abbildung der Streuung erschweren. Die Dauerfestigkeit berechnet sich nach der FKM-Richtlinie wie folgt:

$$\sigma_D = \frac{f_W \cdot R_M}{K_{WK}} \tag{4}$$

Daraus ist ersichtlich, dass die Streuung der Dauerfestigkeit, neben Bauteileigenschaften die durch den Konstruktionsfaktor integriert werden, im Wesentlichen jener der Zugfestigkeit folgt.

3. Fallstudie: Bremssystem für Nutzfahrzeuge

In diesem Abschnitt wird die Anwendbarkeit der dargestellten Methodik an einem Bremssattel für Nutzfahrzeuge aus GJS-600 der Knorr-Bremse Systeme für Nutzfahrzeuge dargestellt.

Modellierung der Belastung des Bremssattels

Die Bedingungen sind auf einen statischen System-Versuch angepasst, an dem die Zuverlässigkeit von Prototypen ermittelt wird, vgl. Bild 5. Daraus leitet sich die Definition der Lasteinwirkung ab, die sich auf einem hohen nominalen Niveau befindet. Die Ausfälle der Bremssättel liegen erfahrungsgemäß im Zeitfestigkeitsbereich. Der Versuch ist druckgesteuert, weshalb sich die Streuung der Last zum einen durch Hystereseeffekte im Druckzylinder, und zum anderen durch innere Reibungseffekte im System ergibt. Die momentane Zuspannkraft wird in Intervallen dokumentiert, aus welchen eine mittlere einstufige Last errechnet und durch die Auswertung von ca. 50 Versuchen zu einem mittleren einstufigen Lastkollektiv zusammengefasst wird, vgl. Bild 5. Dieses Verfahren wird angewendet, da die Streuungen zufälliger Natur sind und keinen Trends folgen. Durch die Verwendung von mittleren einstufigen Lasten kann ein allgemeingültiges Kollektiv definiert sowie die Rechenzeit des Simulationsmodells verkürzt werden.

Basierend auf Expertenwissen werden die Toleranzen der Designparameter generell mit

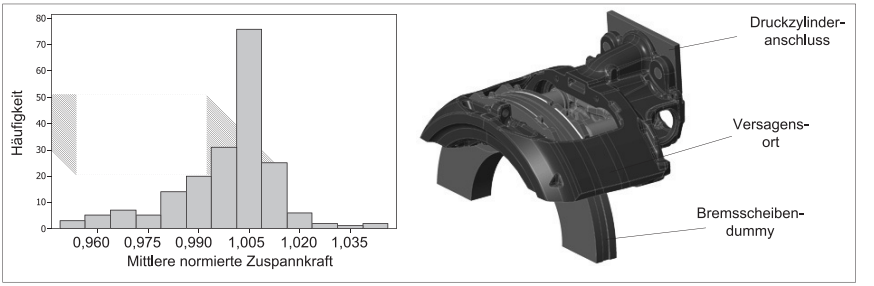


Bild 5: Mittlere Lastverteilung und Systembedingungen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

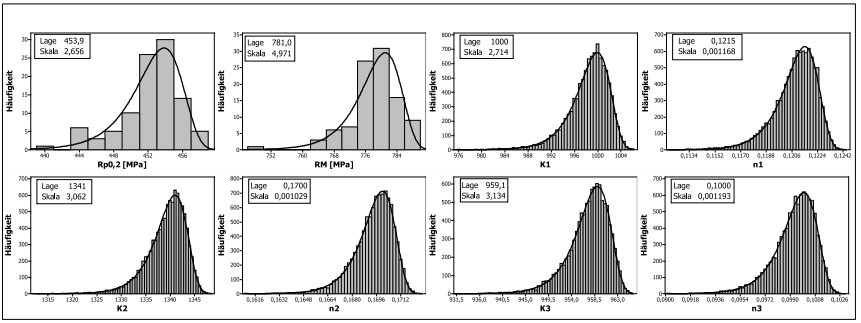


Bild 6: Stochastische Modellierung der Materialeigenschaften

einem 3σ – Level modelliert, da bei Gussbauteilen erwartungsgemäß höhere Streuungen als bei anderen Fertigungsprozessen erwartet werden.

Die Charakterisierung der Werkstoffeigenschaften erfolgt auf Basis von Qualitätszeugnissen der Lieferanten. Darin enthalten sind sowohl Dehngrenze, als auch Zugfestigkeit und Gleichmaßdehnung. Die mechanischen Eigenschaften unterliegen Streuungen und folgen dabei einer Verteilung kleinster Extremwerte, vgl. Bild 6. Daraus werden mit Hilfe der beschriebenen MCS Methode die Streuungen von n und K ermittelt.

Da aufgrund des hohen Lastniveaus mit Plastifizierungen im Kerbgrund zu rechnen ist, und es sich um einen verfestigenden Werkstoff handelt, genügt die simulative Abbildung der Erstbelastung nicht.

In Anlehnung an [10] wird ein beschleunigter Simulationsprozess durchgeführt, um die korrekte Mittelspannung abzubilden, für welchen ebenfalls die Erstentlastungkurve (K_2 und n_2) und die zyklisch verfestigte ROG (K_3 und n_3) modelliert werden. Die Streuungsermittlung ist dabei analog zur Erstbelastung. Um auch Effekten für unterschiedlich ausgeprägte Verfestigungseffekte Rechnung zu tragen werden die einzelnen Kurven unabhängig modelliert, was bedeutet, dass eine höhere statische Streckgrenze nicht automatisch eine in

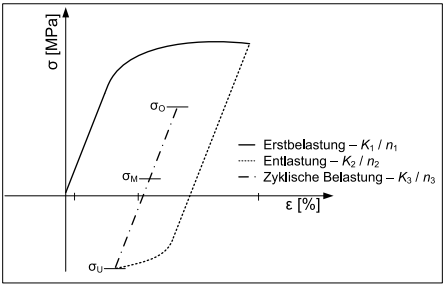


Bild 7: Beschleunigter Simulationsprozess

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gleichem Maße höhere zyklische Streckgrenze bedeutet. Der verkürzte Einschwingprozess liefert erheblich schneller belastbare Ergebnisse als eine transiente Simulation des kompletten Einschwingverhaltens, da das zyklisch verfestigte Modell bereits ab dem dritten Lastzyklus verwendet wird. In [11] konnte gezeigt werden, dass der Anteil der Schädigung durch die transiente Verfestigung im Vergleich zum zyklisch stabilen Zustand sehr gering ist, weshalb er im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt wird. Aufgrund der Verfestigung des Werkstoffs wird die Betriebsbelastung nach dem Einschwingvorgang rein elastisch ertragen, vgl. Bild 7.

Modellierung der Belastbarkeit des Bremssattels

Zur Modellierung des Wöhlermodells wurden drei Datensätze aus [9] für den Lastfall Biegung verwendet, da die Zugstreben der Bremssättel ebenfalls einer Biegebelastung unterliegen. Das Modell, vgl. Bild 8, bildet die lineare Korrelation des Wöhlerexponenten in Abhängigkeit des elastischen Spannungsgradienten mit ausreichender Genauigkeit ab. Dieser wird

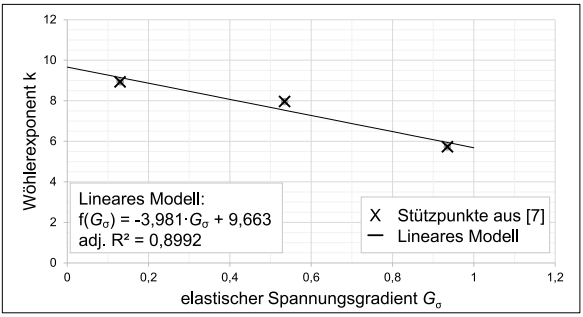


Bild 8: Gradientenmodell des Wöhlerexponenten

aufgrund seiner Lastunabhängigkeit für die Modellierung verwendet. Für N_D konnte keine Korrelation ermittelt werden, weshalb der Mittelwert aller Wöhlermodelle von N_D = 1,5 mio. Lastwechsel (LW) verwendet wird. Sowohl der Wöhlerexponent als auch die Ecklastspielzahl folgen einer Normalverteilung mit einer Standardabweichung von s_k = 0,337 und s_{ND} = 194.742 LW.

Ergebnisse der stochastischen Lebensdauerberechnung

Die folgenden mittleren Belastungen ergeben sich aus dem FE-Modell:

Tabelle 1: Mittlere Schädigungswerte des Bremssattels

Oberspannung [MPa]	501,76	Elast. Gradient	0,96
Unterspannung [MPa]	-334,94	El.-pl. Gradient	0,12
Mittelspannung [MPa]	83,41	Formzahl	1,67

Die Zugstrebe ist am Versagensort gekerbt, weshalb sich hohe Spannungen und Gradienteneffekte ergeben. Die Amplituden werden mit dem Mittelspannungsfaktor K_{AK} nach

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gl. (5) des Überlastfalls F2 [4] auf schädigungsgleiche Amplituden mit $\sigma_M = 0$ transformiert, da das Spannungsverhältnis des Bremssattels bei Steigerung der Last nahezu konstant bleibt.

$$K_{AK} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \sigma_M / \sigma_A} \tag{5}$$

In Bild. 9 sind die Berechnungen des LHS für die stochastische Lebensdauerberechnung sowie die Validierungsdaten aus dem Versuch abgebildet. Die Weibull-Parameter beider Versuchsreihen wurden dabei mit der Maximum Likelihood Methode geschätzt [1]. Da mit 37 Sätteln eine hohe Anzahl zur Validierung zur Verfügung steht, kann näherungsweise vom Ausfallverhalten der Population ausgegangen werden. Es zeigt sich, dass mit der vorgestellten Methodik das reale Ausfallverhalten durch die systematische Abbildung der Unsicherheiten mit sehr hoher Genauigkeit angenähert werden kann.

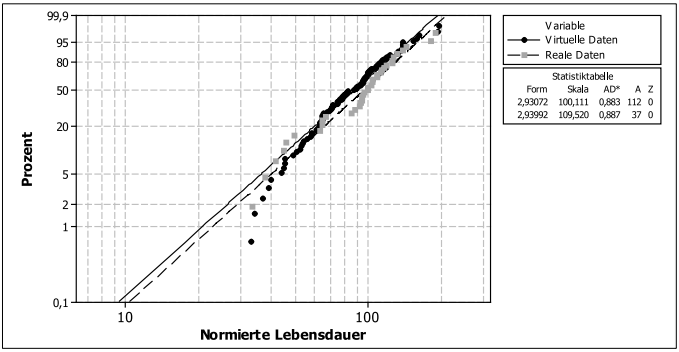


Bild 9: Ausfallverteilung der realen und virtuellen Daten

Ableitung einer optimalen Testplanungsstrategie

In [2] ist eine Vergleichsdatenbasis für unterschiedliche End-of-Life Teststrategien vorhanden, die in Kombination mit dem ermittelten Vorwissen genutzt werden kann, um eine optimale Teststrategie zu definieren. Diese muss die gestellten Anforderungen erfüllen und an die gegebenen Randbedingungen wie die vorhandene Prüfinfrastruktur angepasst sein, vgl. Tabelle 2.

Die Erfolgswahrscheinlichkeit ist die Wahrscheinlichkeit mit der die Schätzung von *b* und *T* der Stichprobe innerhalb eines definierten Toleranzbereichs – hier 40 % – liegt und bildet damit das Maß für die Genauigkeit einer Testkonfiguration.

Ein Typ 2-zensierter und der Sudden Death Test [1] sind nicht möglich, da sie die Anforderungen nicht erfüllen. Ein vollständiger Test mit allen Prüflingen bildet die einfachste Planungsstrategie und liefert zwar eine hohe Erfolgswahrscheinlichkeit, ist aber kosten- und zeitintensiv, vgl. Bild 10.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 2: Anforderungen und Randbedingungen der Testplanung

Formparameter *b* aus Vorwissen	ca. 3
Charakteristische Lebensdauer *T* aus Vorwissen	ca. 100 h
Erfolgswahrscheinlichkeit	Min. 70 %
Testzeit	Max. 300 h
Testkosten	Minimal
Verfügbare Stichprobenanzahl	12
Verfügbare Prüfstände	4

Eine Zeitzensierung bei *T* liefert eine geringere, aber immer noch den Anforderungen entsprechende Erfolgswahrscheinlichkeit reduziert aber deutlich Kosten und Zeit. Aus Bild 10 geht hervor, dass mit dieser Konfiguration noch nicht das Optimum erreicht ist. Da die Datenbasis für Stichprobenanzahlen von 3 bis 1.000 modelliert ist, können auch Konfigurationen mit unterschiedlichen Stichprobengrößen bewertet werden. Es zeigt sich,

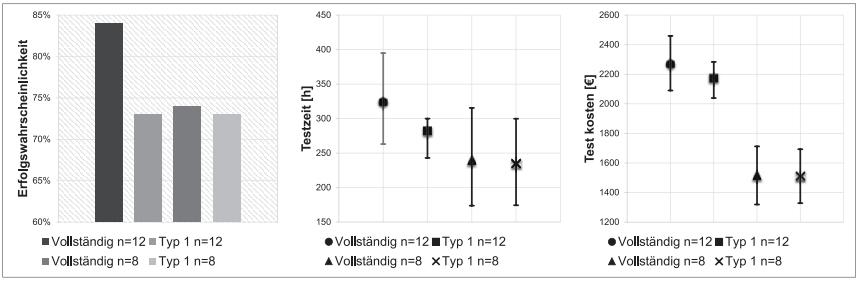


Bild 10: Vergleich von Genauigkeit, Kosten und Zeit der Teststrategien

dass eine Reduktion der Stichprobengröße auf $n = 8$ mit leichter Zeitzensierung bei $T = 1{,}5$ die optimale Planungsstrategie bildet. Die Testzeit und Kosten streuen zwar stärker, aber selbst in einer Worst-Case-Kalkulation (95 % Quantil) wird die maximale Testzeit von 300 h nicht überschritten. Die Erfolgswahrscheinlichkeit ist anforderungsgerecht und die Testkosten sind im Mittel um ca. 32 % niedriger als bei einer Stichprobenanzahl von $n = 12$.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Mit dieser neuen Art der Lebensdauerprognose stehen im Entwicklungsprozess Daten zur Verfügung mit welchen Prognosen sowohl für die Lage als auch für die Streuung der zu erwartenden Lebensdauer gegeben werden können. Diese lassen sich als Vorwissen für die Optimierung der realen Testplanung verwenden, was in [2] zunächst für konventionelle End-of-Life Tests dargestellt ist. Eine Integration von Raffungsfaktoren aus dem Vorwissen und des Success Run Tests [1], würde eine ganzheitliche optimale Testplanung ermöglichen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Weiterhin sind präzise Zuverlässigkeitsaussagen bereits in frühen Entwicklungsphasen möglich, was die Entwicklungszeit und –kosten verkürzt. In dieser Studie wurde lediglich ein Lastniveau ausgewertet. Eine Ausweitung auf weitere Lastniveaus würde eine vollständige stochastische Bauteilwöhlerlinie ergeben, mit welcher Zuverlässigkeitsprognosen für den kompletten Zeitfestigkeitsbereich ermittelt werden könnten.

5. Literatur

[1] Bertsche, B.; Lechner, G.: Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau. Heidelberg: Springer, 2004

[2] Dazer, M.; Stohrer, M.; Kemmler, S.; Bertsche, B.: Planning of reliability life tests within the accuracy, time and cost triangle. Pensacola, Florida: 2016 Accelerated Stress Testing and Reliability (ASTR) Conference, 2016

[3] Hitziger, T.; Bertsche, B.; Kaiser, T.; Wagner, T.: Verbesserte Testplanung für Achsgetriebe durch Berücksichtigung der Zuverlässigkeitsinformationen anderer Übersetzungen. Leonberg: Tagung Technische Zuverlässigkeit, 2005

[4] Forschungskuratorium Maschinenbau (Hrsg.): FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH, 2012

[5] Siebertz, K.; Van Bebber, D; Hochkirchen, T.: Statische Versuchsplanung, Design of Experiments (DoE). Heidelberg: Springer, 2010

[6] Dietrich, E.; Schulze, A.: Statistische Verfahren zur Maschinen- und Prozessqualifikation. München/ Wien: Carl Hanser Verlag, 2009

[7] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin Heidelberg. Springer, 2005

[8] Lemaitre, J.; Chaboche, J.: Mechanics of solid materials. Cambridge: Cambridge University Press, 2002

[9] Forschungskuratorium Maschinenbau (Hrsg.):Datenbank und Auswertesystem Betriebsfestigkeit, FKM-Vorhaben Nr. 288, Heft 313. Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH, 2011

[10] Leutwein, H.: Einfluss von Autofrettage auf die Schwingfestigkeit innendruck-belasteter Bauteile aus Kugelgraphitguss. Illmenau: Dissertation Universität Illmenau, 2007

[11] Fesich, T.: Festigkeitsnachweis und Lebensdauerberechnung bei komplex mehrachsiger Schwingbeanspruchung. Stuttgart: Dissertation Universität Stuttgart, 2012

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bestimmung des mehrdimensionalen Verhaltens von Luftfedern

Determination of the multi-dimensional behaviour of air springs

Dipl.-Ing. (FH) **Florian Löcken**, M.Sc. **Jan Christian Carstensen**,
Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Frank Mantwill**,
Helmut-Schmidt-Universität Hamburg,
Dipl.-Ing. **Michael Metzger**, Vibracoustic GmbH & Co. KG, Hamburg

Kurzfassung

In Fahrzeugen der Mittel- und Oberklasse haben sich Luftfedern als Aufbaufederung fest etabliert und sind weit verbreitet. Hinsichtlich ihres Verhaltens wird innerhalb der Entwicklung hauptsächlich deren axiale Charakteristik in Form von Steifigkeits- oder Kennlinienverläufen spezifiziert. Unter dem Einfluss der räumlichen Achskinematik baut eine Luftfeder jedoch Kräfte und Momente in allen Raumrichtungen auf und leitet diese in die Karosserie und Achse ein. Dieses mehraxiale Systemverhalten findet jedoch bisher in der Entwicklung wenig Beachtung.

Aus dieser Motivation heraus beschäftigt sich der vorliegende Beitrag mit der messtechnischen Untersuchung der mehrdimensionalen Steifigkeit von Luftfedern. An einem ausgewählten Fahrzeugprojekt wird dafür zunächst die räumliche Kinematik der Luftfeder an einem Achsprüfstand mithilfe eines Hexapod-Messsystems (HMS) ermittelt. Aus einer solchen Messung kann abgeschätzt werden, in welcher Größenordnung die Verschiebungen und Verdrehungen der Luftfederbeschlagteile relativ zueinander liegen.

Die mit dem HMS ermittelte Kinematik dient in einem zweiten Schritt als Eingangsgröße zur messtechnischen Bestimmung der 6 x 6 Steifigkeitsmatrix einer Luftfeder an drei Zwei-Achs-Teilkinematik-Prüfständen. Die Kinematik der Luftfeder wird dafür in ihre translatorischen und rotatorischen Anteile aufgeteilt und die einzelnen Bewegungen an dem entsprechenden Prüfstand auf die Luftfeder gegeben. Bei den Messungen können mögliche Ein- und Ausfederzustände der Feder nachgestellt und die zugehörigen Steifigkeiten ermittelt werden. So entsteht am Ende der Messungen eine Steifigkeitsmatrix, welche die Reaktionskräfte und –momente der Luftfeder auf Deformationen in allen Raumrichtungen beschreibt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abschließend werden die durchgeführten Messungen mit einem strukturmechanischen FEM-Modell der verwendeten Feder simuliert und die gemessenen Kräfte und Momente mit den Ergebnissen der Simulation verglichen.

1 Einleitung

Die Luftfeder als Aufbaufederung im Fahrwerk ist in der automobilen Oberklasse und speziell bei SUVs eine weit verbreitete Alternative zu konventionellen Fahrwerken mit Stahlfedern. Aus den spezifischen Anforderungen unterschiedlicher Achskonzepte haben sich dabei verschiedene Bauformen für Luftfedern ergeben. Eine typische Bauform, die zur Federung von Achsen beim PKW zum Einsatz kommt, ist die Rollbalgluftfeder nach Bild 1. Das Kernelement der Feder ist ein fadenverstärkter Elastomerschlauch, welcher als Rollbalg bezeichnet wird. Zur Realisierung hoher Federwege ist dieser so verbaut, dass sich eine Rollfalte ausbildet, die beim Federvorgang auf einer Abrollgeometrie, dem Abrollkolben abrollt. Dabei taucht der Abrollkolben in das Volumen der Luftfeder ein oder aus. Aus der entstehenden Volumenänderung ergibt sich eine Änderung des Innendrucks, welcher mit dem Differential der Volumenänderung nach dem Federhub (die sog. Verdrängerfläche) die axiale Federkraft bewirkt [1].

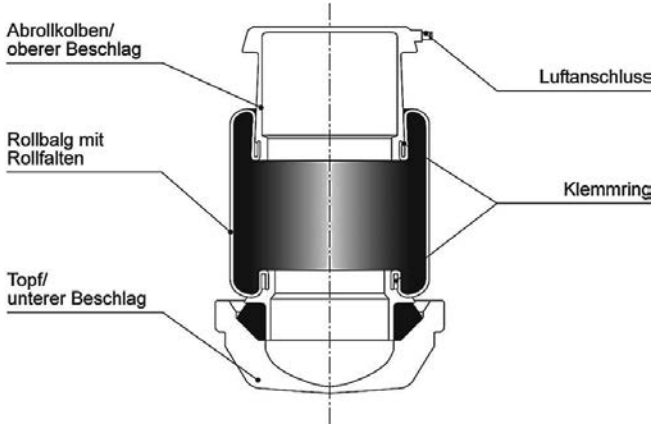


Bild 1: Aufbau und Grundelemente einer Stand-Alone Luftfeder in Anlehnung an [2]

Bei der in Bild 1 dargestellten Luftfeder handelt es sich um eine sog. Stand-Alone Luftfeder. Der Name erklärt sich dadurch, dass die Feder außer dem Rollbalg kein führendes Element besitzt und somit eine nahezu beliebige Relativbewegung zwischen den beiden Beschlägen ermöglicht. Diese Eigenschaft wird beispielsweise benötigt, wenn die Luftfeder zwischen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einem Achslenker und der Karosserie oder dem Rahmen des Fahrwerks eingebaut wird. Bild 2 zeigt eine solche Einbausituation und die daraus resultierende Kinematik der Luftfeder.
Für ihre Hauptfederwirkung in axialer Richtung ist das Verhalten von Rollbalgluftfedern inzwischen gut erforscht. So zeigen LÖCKEN und WELSCH in [1] wie sich der thermodynamische Anteil am Systemverhalten von Luftfedern vollständig aus den energetischen Beziehungen im Luftvolumen beim Ein- und Ausfedern herleiten lässt. Diesen Ansatz erweitert LÖCKEN in [3] über einen phänomenologisch rheologischen Ansatz um die mechanische Wirkung der Rollfalte.
Mit dem von RAMBACHER in [4] entwickelten und in dieser Arbeit aufgegriffenen Hexapod-Messsystem (HMS) existiert ein etabliertes Verfahren zur experimentellen Bestimmung der mehrdimensionalen Federkinematik. Das HMS hat sich in zahlreichen Anwendungen (vgl.[4],[5],[6]) bewehrt und wurde dabei stets weiterentwickelt.

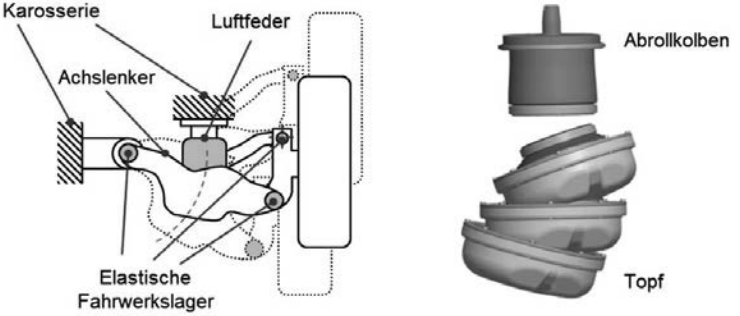


Bild 2: Stand-Alone Luftfeder unter elastokinematischer Deformation der Hinterachse nach [2] und Darstellung der Topfbewegung nach [7]

Auch für die zugehörige Systemantwort in Form von Kräften und Momenten auf die mehraxiale Deformation finden sich in der Literatur erste Grundlagen [8]. Diese beinhalten jedoch keine in sich geschlossene Formulierung eines Kraft-Deformations-Gesetzes, welche es erlaubt, die Luftfeder als mehrdimensionales Federelement in MKS[1] - Achssimulationen zu berücksichtigen.
Aus dieser Motivation heraus wird in einem gemeinsamen Forschungsvorhaben zwischen der Vibracoustic GmbH & Co. KG und der Helmut-Schmidt-Universität untersucht, wie ein

[1] MKS: Mehrkörpersimulation: Numerische Simulation von Mehrkörpermodellen, welche aus – durch Zwangsbedingungen – gekoppelten Starrkörpern bestehen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

solches Kraft-Deformations-Gesetz zu definieren ist und wie sich die für das Modell benötigten Kennwerte sowohl experimentell, als auch rechnergestützt ableiten lassen.
In der vorliegenden Arbeit wird mit der messtechnischen Abschätzung des kinematischen Arbeitsraums einer Luftfeder zunächst die notwendige Grundlage für ein solches Modell gebildet. Dieser Arbeitsraum dient in einem zweiten Schritt als Eingangsgröße zur messtechnischen Bestimmung der mehrdimensionalen Steifigkeiten des abgeleiteten Kraft-Deformation-Gesetzes, auf speziell dafür entwickelten Zwei-Achs-Teilkinematik-Prüfständen. Abschließend werden die im Versuch aufgebrachten Deformationen in einem strukturmechanischen FEM-Modell der verwendeten Feder nachgebildet und das simulierte Verhalten der Feder mit den Ergebnissen der Messung verglichen.

2 Messung der Federkinematik

Als Eingangsdaten für die Messungen des mehrdimensionalen Verhaltens der Luftfeder ist größenordnungsmäßig deren Kinematik in der Achse zu ermitteln. Bei der Kinematik wird zwischen drei translatorischen und drei rotatorischen Raumrichtungen unterschieden. Unter Annahme der Rotationssymmetrie der Luftfeder ergeben sich vier zu messende Bewegungen zwischen den beiden Beschlagteilen. Neben dem bei der Luftfeder- und Achsentwicklung üblicherweise berücksichtigten Hub sind das, wie in Bild 3 dargestellt, die Verschiebung, die Kardanik und die Torsion.

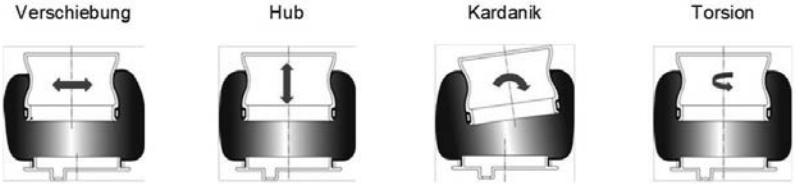


Bild 3: Darstellung der aufgelösten Bewegungen einer Luftfeder

Die Kinematik der beiden Beschlagteile kann zum einen mithilfe von Simulationen aus dem CAD-Modell oder mit Hilfe einer Mehrkörpersimulation der Fahrzeugachse gewonnen werden. Dabei wird allerdings deren Elastokinematik nur bedingt berücksichtigt. Zum anderen kann die Kinematik direkt im Fahrzeug bzw. in der Achse gemessen werden. Dazu bietet sich das Hexapodmesssystem (HMS) nach [4] an, welches aus 6 Fadenpotentiometern besteht und um die Luftfeder herum aufgebaut wird. Im Folgenden werden der Aufbau und die Funktionsweise des HMS näher beschrieben.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 Das Hexapod-Messsystem (HMS)

Das HMS ermöglicht es, die Bewegungen der beiden Beschlagteile der Luftfeder zueinander in allen sechs Freiheitsgraden zu bestimmen. Es nutzt dafür das bei Flugsimulatoren eingesetzte Prinzip der Parallelkinematik, allerdings in umgekehrter Reihenfolge: Bei einem Flugsimulator wird die Position und die Orientierung zweier Körper zueinander vorgegeben und daraufhin die Beinlängen eingestellt. Mit dem HMS werden die Beinlängen hingegen gemessen und daraus invers die Positionen der Beschlagteile zueinander errechnet. Das HMS ist besonders für den Einsatz auf engem Bauraum geeignet. So kann es an Achsprüfständen, aber auch direkt im Fahrzeug eingesetzt werden. **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zeigt den schematischen Aufbau eines HMS, sowie dessen Einbau im Fahrzeug. Am oberen Beschlagteil ist der Sensorträger (1) angebracht, an dem die Fadenpotentiometer (2) befestigt sind. Es sind sechs Fadenpotentiometer nötig, um die drei translatorischen und die drei rotatorischen Bewegungen zu ermitteln.

Die Ausgänge der Fäden aus den Potentiometern stellen die oberen Koppelpunkte (3) dar. Die unteren Koppelpunkte (4) sind die Verbindungen der Fadenenden mit dem unteren Beschlagteil. Über die Fadenpotentiometer werden die Fadenlängen der Sensorseile (5) zwischen den zusammengehörenden Koppelpunkten gemessen.

Für die nachträgliche Berechnung der Bewegung zwischen den Beschlagteilen sind mehrere Informationen notwendig. Am oberen und unteren Beschlagteil muss jeweils ein körperfestes Koordinatensystem definiert werden. Neben der Definition der beiden Koordinatensysteme sind die Lage der oberen Koppelpunkte im Bezugskoordinatensystem, sowie die Lage der unteren Koppelpunkte im Messkoordinatensystem zu bestimmen.

Aus den festgelegten Koordinatensystemen, der Lage der Koppelpunkte und den gemessenen Fadenlängen können die Relativbewegungen der Koordinatensysteme zueinander bestimmt werden, was gleichzeitig den Bewegungen der Beschlagteile zueinander entspricht. Für die genaue Berechnung sei an dieser Stelle auf RAMBACHER in [4] verwiesen.

2.2 Das Prüfverfahren

Für die vorliegende Arbeit wird die Kinematik der Luftfeder mit Hilfe eines HMS an einem Achsprüfstand gemessen. Bild 4 zeigt den dafür verwendeten Messaufbau. Die Luftfeder und der Dämpfer sind aufgelöst in der Achse verbaut, um die Luftfeder herum ist das HMS appliziert. Am oberen Beschlagteil der Luftfeder wird das Bezugskoordinatensystem am unteren Beschlagteil das Messkoordinatensystem definiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

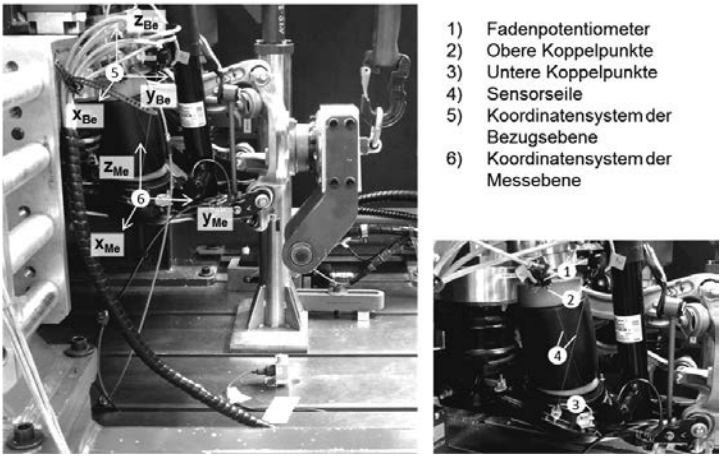


Bild 4: HMS Kinematikmessung am Achsprüfstand

Die Orientierung der Koordinatensysteme entspricht dabei der Orientierung des Fahrzeugkoordinatensystems mit der x-Achse entgegen der Fahrtrichtung, der z-Achse in Hochrichtung nach oben zeigend und der y-Achse entsprechend der Rechten-Hand-Regel in Querrichtung zum Fahrzeug. Im Vorfeld der Messung wurden die Koordinaten der Koppelpunkte in dem Mess- und Bezugskoordinatensystem mit einem Messarm bestimmt.
Die Messung selbst besteht aus dem quasistatischen Ein- und Ausfedern der Achse. Mit einem Kran wird die Achse in die eingefederte Position gebracht. Aus dieser Position wird der Kran abgelassen. Während der Messung werden die Fadenlängen als analoges Spannungssignal der Potentiometer aufgenommen.

2.3 Auswertung und Ergebnisse

Aus den gemessenen Fadenlängen und den Positionen der Koppelpunkte der Mess- bzw. Bezugsebene werden die translatorischen und rotatorischen Bewegungen der Beschlagteile zueinander errechnet.
In Bild 5 sind die rotatorischen und translatorischen Bewegungen des unteren Beschlagteils, relativ zum oberen Abrollkolben abhängig vom Federweg (±30 mm) dargestellt. Die betragsmäßig maximale Verschiebung um die Symmetrieachse der Luftfeder tritt beim Ausfedern in y-Richtung auf und beträgt ca. 8 mm. Um die x-Achse treten mit bis zu 8° signifikant größere Verdrehungen als um die y-Achse auf, was sich aus der Kinematik des

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Achslenkers erklärt. Um die z-Achse (Torsion) werden die Beschlagteile um bis zu 1° verdreht.

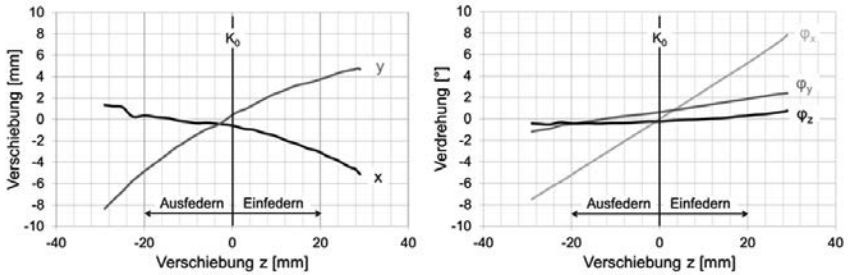


Bild 5: Mit dem HMS aufgenommene Kinematik der Luftfeder im Achsprüfstand

Während der Messung wird der Radträger lediglich in Hochrichtung angeregt. Fahrsituationen wie z.B. eine Kantenüberfahrt, bei welcher der Radträger in Hub -, aber auch in Längsrichtung (x-Achse) angeregt wird, lassen sich mit der Messung nicht nachstellen. Für eine grobe Abschätzung der Luftfederkinematik, die als Eingangsgröße für die Messungen der Steifigkeitsmatrix herangezogen wird, ist die Messung aber ausreichend.

3 Messung der mehrdimensionalen Steifigkeitsmatrix

Wie im Abschnitt 1 aufgeführt, sind bei einer Stand-Alone Luftfeder die Beschlagteile nicht geführt und nur über den elastischen Balg miteinander gekoppelt. Da die Beschlagteile im Vergleich zum Balg sehr steif sind, lassen sich die Reaktionskräfte und –momente einer Luftfeder unter mehraxialer Verformung nach dem Prinzip einer verallgemeinerten Kraft zwischen zwei starren Körpern darstellen. Diese Darstellungsform ist auch in kommerziellen MKS-Software Paketen wie z.B. MSC Adams [9] implementiert, weshalb die nachfolgenden Ausführungen den dort verwendeten Konventionen folgen.

3.1 Prinzip der Kraftformulierung

Wie in Bild 6 aufgeführt, wirken die Kräfte und Momente zwischen den zwei starren Körpern des oberen und des unteren Beschlags, wobei ein Körper als Aktio-System und der zweite Körper als Reaktio-System definiert ist. Die Angriffspunkte der Kraft- und Momenten-vektoren werden dabei durch zwei jeweils körperfeste Koordinatensysteme definiert, sog. Marker [9]. Am Aktio-Körper (Action-Body) ist dies der I-Marker, am Reaktio-Körper (Reaction-Body) der J-Marker. Mit Hilfe dieser beiden Koordinatensysteme können der Kraftvektor $\mathbf{F}_I$ und der Momentenvektor $\mathbf{M}_I$ am Aktio-System ganz allgemein als Funktion der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bewegung des Aktio-Körpers $\mathbf{F}_I = f(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}, \ldots)$ relativ zum Reaktio-System beschrieben werden. Die Beschreibung der Bewegungsgrößen: $\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}, \ldots$ erfolgt wiederum in den Koordinaten des Reaktio-Systems (J-Marker), womit dieser Marker das Referenzsystem zur Darstellung der Bewegung, sowie der Kraft- und Momentenwirkung zwischen den beiden Körpern bildet.

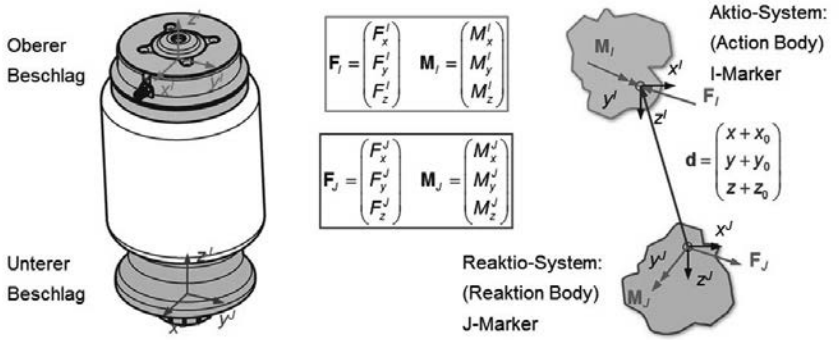


Bild 6: Luftfeder als verallgemeinertes Kraft-Element zwischen zwei starren Körpern, Darstellung der Luftfeder nach [7]

Die Kräfte und Momente am Reaktio-Körper folgen wiederum den Bedingungen:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_J &= -\mathbf{F}_I \\ \mathbf{M}_J &= -\left(\mathbf{M}_I + \mathbf{d} \times \mathbf{F}_I\right) \end{aligned} \tag{1}$$

mit **d** als Verschiebungsvektor vom Ursprung des J-Systems zum Ursprung des I-Systems, in Koordinaten des J-Systems. Die Kraft $\mathbf{F}_J$ entspricht demnach der Gegenkraft von $\mathbf{F}_I$ und hat somit den gleichen Betrag aber die entgegengesetzte Wirkrichtung. Beim Reaktionsmoment $\mathbf{M}_J$ ist zu berücksichtigen, dass sich zum Gegenmoment von $\mathbf{M}_I$ noch die Momentenwirkung von $\mathbf{F}_I$ um den Hebelarm **d** hinzu addiert, welcher aus der verschobenen Position der beiden Körper zueinander resultiert.

3.2 Linearisiertes Kraft-Deformations-Gesetz

Für die zunächst allgemein formulierte Funktion der Kraft- und Momentwirkung $\mathbf{F}_I = f(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}, \ldots)$ am Aktio-System wird im Rahmen dieses Aufsatzes davon ausgegangen, dass diese stetig mit den Bewegungsgrößen verläuft und sich damit über eine Taylorreihenentwicklung approximieren lässt. Zusätzlich werden alle zeitlichen Ableitungen der Deformation **x** vernachlässigt und die Reihenentwicklung nach dem ersten, linearen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Reihenglied abgebrochen. Damit formuliert sich das dieser Arbeit zugrunde liegende mehrdimensionale Kraft–Deformations-Gesetz einer Luftfeder als Linearisierung von $f(\mathbf{x})$ am Arbeitspunkt $\mathbf{x}_0 = (x_0\ y_0\ z_0\ \varphi_{x0}\ \varphi_{y0}\ \varphi_{z0})^T$ zu:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{F}_I \\ \mathbf{M}_I \end{pmatrix} = -\mathbf{K}\left(\mathbf{x}-\mathbf{x}_0\right)+\begin{pmatrix} \mathbf{F}_I^0 \\ \mathbf{M}_I^0 \end{pmatrix} \tag{2}$$

mit

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{26} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{61} & k_{62} & \cdots & k_{66} \end{bmatrix} = \left.\frac{df(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}}\right|_{\mathbf{x}_0} = \begin{bmatrix} \partial F_x/\partial x & \partial F_x/\partial y & \cdots & \partial F_x/\partial \varphi_z \\ \partial F_y/\partial x & \partial F_y/\partial y & \cdots & \partial F_y/\partial \varphi_z \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \partial M_z/\partial x & \partial M_z/\partial y & \cdots & \partial M_z/\partial \varphi_z \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0}$$

als allgemein formulierte 6 x 6 Steifigkeitsmatrix **K** der Luftfeder und $\mathbf{x} = (x\ y\ z\ \varphi_x\ \varphi_y\ \varphi_z)^T$ als Deformationsvektor, welcher die Verschiebungen und Verdrehungen des I-Markers relativ zum J-Marker beschreibt. In den Vektor **x** lassen sich beispielsweise, unter Berücksichtigung von Winkelkonvention und Position der Koordinatensysteme, die Kinematikdaten aus dem HMS nach Abschnitt 2.1 einsetzten. Die beiden Vektoren $\mathbf{F}_0{}^I = (F_x{}^0\ F_y{}^0\ F_z{}^0\ )^T$ und $\mathbf{M}_0{}^I = (M_x{}^0\ M_y{}^0\ M_z{}^0)^T$ in Gleichung (2) entsprechen den statischen Kräften- und Momenten der Luftfeder im Punkt der Linearisierung.

Nach Gleichung (2) bilden sich die Elemente der Steifigkeitsmatrix **K** über die Differentiale der Kräfte $\mathbf{F}_I$ und Momente $\mathbf{M}_I$ nach den jeweiligen Verschiebungen und Verdrehungen im Vektor **x**. Um diese experimentell bestimmen zu können, müssen die einzelnen Deformationen im Vektor $\Delta\mathbf{x} = (\mathbf{x}\text{-}\mathbf{x}_0)$ am Arbeitspunkt $\mathbf{x}_0$ unabhängig von den anderen Größen auf die Feder aufgebracht werden. Gleichzeitig muss dabei der vollständige Kraft- und Momentenvektor der Federantwort messtechnisch erfasst werden. Gibt man beispielsweise eine Deformation $\Delta\mathbf{x} = (x(t)\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0)^T$ auf die Feder und setzt diese Bedingung in Gleichung (2) ein, vereinfacht sich diese soweit, dass die erste Spalte von **K** über:

$$\mathbf{K}_x = \begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{21} \\ \vdots \\ k_{61} \end{bmatrix} = \left.\frac{df(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}}\right|_{\mathbf{x}_0} = \begin{bmatrix} \partial F_x/\partial x \\ \partial F_y/\partial x \\ \vdots \\ \partial F_x/\partial x \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0} \tag{3}$$

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

am Arbeitspunkt $\mathbf{x}_0$ aus den drei gemessenen Kräften und den drei Momenten bestimmt werden kann. Auf die Bestimmung der Differentiale aus den gemessenen Kennlinien wird im Abschnitt 3.4 noch ausführlicher eingegangen.

Mit dem rotationssymmetrischen Aufbau der Luftfeder entstehen Symmetriebedingungen, welche zur Folge haben, dass die Steifigkeiten bezüglich einer Verschiebung in x-Richtung gleich den Steifigkeiten für eine Verschiebung in y-Richtung sind. Gleiches gilt für ein Verdrehen um die beiden Achsen:

$$\mathbf{K}_x = \begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{21} \\ \vdots \\ k_{61} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial F_x / \partial x \\ \partial F_y / \partial x \\ \vdots \\ \partial F_x / \partial x \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0} = \mathbf{K}_y = \begin{bmatrix} k_{12} \\ k_{22} \\ \vdots \\ k_{62} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial F_x / \partial y \\ \partial F_y / \partial y \\ \vdots \\ \partial F_x / \partial y \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0} \quad \text{und} \quad \mathbf{K}_{\varphi x} = \begin{bmatrix} k_{14} \\ k_{24} \\ \vdots \\ k_{64} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial F_x / \partial \varphi_x \\ \partial F_y / \partial \varphi_x \\ \vdots \\ \partial F_x / \partial \varphi_x \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0} = \mathbf{K}_{\varphi y} = \begin{bmatrix} k_{15} \\ k_{25} \\ \vdots \\ k_{65} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \partial F_x / \partial \varphi_y \\ \partial F_y / \partial \varphi_y \\ \vdots \\ \partial F_x / \partial \varphi_y \end{bmatrix}_{\mathbf{x}_0} \tag{4}$$

Weiterhin ist davon auszugehen, dass die Matrix **K** nicht voll besetzt ist. Beispielsweise wird für die Luftfeder keine Kopplung zwischen einer kardanischen Verdrehung um eine der Querachsen und einem Moment um die Hochachse erwartet.

3.3 Prüfstände zur Bestimmung des 6D Kennfelds

Vor dem Hintergrund der Zusammenhänge in den Abschnitten 3.1 und 3.2 sind im Rahmen dieses Forschungsvorhabens die in Abbildung 8 aufgeführten drei Zwei-Achs-Prüfstände entwickelt worden. Jeder Prüfstand ermöglicht neben dem axialen Ein- und Ausfedern der Luftfeder die unabhängige Überlagerung einer zweiten Deformation. Für den Prüfstand links in Abbildung 8 ist dies eine Verschiebung quer zur Hubrichtung, welche über eine linear geführte, obere Federaufnahme realisiert wird. Der in Abbildung 8 mittig dargestellte Prüfstand ermöglicht mit Hilfe einer drehbar gelagerten „Glockenkonstruktion“ eine kardanische Verdrehung der Feder um eine der Querachsen. Mit dem rechts aufgeführten Prüfaufbau lässt sich die Luftfeder über das Drehlager des oberen Rundtischs um ihre Hochachse tordieren.

Für alle Freiheitsgrade erfolgt der Antrieb über servohydraulische Aktuatoren mit einem integrierten Wegaufnehmer, welche sich gut über einen digitalen Regelkreis ansteuern bzw. regeln lassen. Zusätzlich sind die Kolben der Zylinder in einer hydrostatischen Lagerung nahezu reibungsfrei geführt, wodurch sich eine hohe Güte in ihrer Hubregelung erzielen lässt.

Neben der überlagerten Bewegung beider Achsen, ermöglicht der untere Hubzylinder vor allem das gezielte Einstellen unterschiedlicher Höhenniveaus. Diese statischen Niveaus lassen sich wiederum als Arbeitspunkt $\mathbf{x}_0$ nutzen, um welchen das linearisierte Verhalten der

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Luftfeder nach Gleichung (2) bestimmt werden kann. Für den Hubfreiheitsgrad ist die untere Aufnahme der Feder zusätzlich mit zwei seitlichen Aufnahmen axial geführt. Dies ist notwendig, um die durch die Deformation der Feder in den Prüfaufbau eingeleiteten Kräfte und Momente abzustützen und nicht in die Kolbenstange des Zylinders zu leiten. Im Axial-Torsions Prüfstand sperren die Führungen zusätzlich den rotatorischen Freiheitsgrad der Kolbenstange des Hubzylinders aufgrund dessen hydrostatischer Lagerung. Wäre diese Eigendrehung der Kolbenstange nicht gesperrt, würde sich über den entstandenen Freiheitsgrad ein eingebrachtes Torsionsmoment um die Hochachse abbauen.

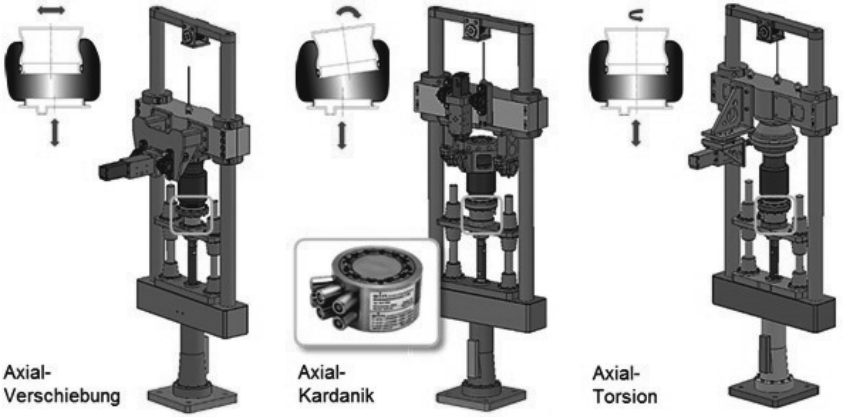


Bild 8: Zwei-Achs-Prüfstände zur messtechnischen Ermittlung der Steifigkeitsmatrix **K** einer Luftfeder am Institut für rechnergestützte Produktentwicklung (MRP) der Helmut-Schmidt-Universität mit Mehrkomponenten-Kraftsensor nach [10]

Bei der Konzeption der Prüfstände fiel die Entscheidung bewusst für ein Auflösen der Federkinematik in 3 x 2 Freiheitsgrade. Im Gegensatz zu **einem** Prüfstand mit allen sechs Freiheitsgraden (vgl. [11]) ist dadurch die Systemkomplexität deutlich reduziert und die zwei Zylinder der Prüfstände können unabhängig voneinander angesteuert werden. Es entstehen keine kinematischen Unverträglichkeiten am Prüfaufbau, welche über die Prüfstandsregelung nachgelagert abgesichert sein müssen. Zusätzlich erlaubt das Auflösen der Freiheitsgrade für die beiden Prüfstände mit Drehbewegung das direkte Einbinden eines Drehwinkelaufnehmers in die Mess- und Regelkette. Anders als bei der Parallelkinematik eines Hexapoden, bei der die Kinematik über die sechs Längen der Aktuatoren errechnet wird, können die oberen Zylinder direkt auf das Ist-Signal des installierten Winkelsensors

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

geregelt werden. In der Tabelle 1 sind die Eckdaten für die Arbeitsbereiche der Prüfstände zusammengefasst aufgeführt.

Tabelle 1: Arbeitsbereiche der Prüfstände

	Axial-Verschiebung	Axial-Kardanik	Axial-Torsion
Grundhub	± 100 mm	± 100 mm	± 100 mm
Max. Nennkraft Hub (280 bar)	± 40 kN	± 40 kN	± 40 kN
Verschiebung / Verdrehung	± 35 mm	± 15°	± 15°
Max. Nennkraft Versch./Verd. (280 bar)	± 10 kN	± 10 kN	± 10 kN

Das Messen der drei Reaktionskräfte und -momente erfolgt über den ebenfalls in Abbildung 8 aufgeführten Mehrkomponentenaufnehmer, welcher an der unteren, axial geführten Federaufnahme zwischen dem Hubelement und dem Adapterflansch zur Luftfeder fest verschraubt ist.

Der Sensor basiert auf mehreren internen DMS[2]-Vollbrückenschaltungen und zeichnet sich besonders durch einen großen Messbereich ohne Übersprechen der einzelnen Kanäle aus [10]. Zum Aufnehmer gehört ein speziell auf den Sensor kalibrierter Messverstärker, welcher aus den Messsignalen die 3 Kraft- und 3 Momentensignale in dem am Sensor definierten Koordinatensystem berechnet. Der vollständige Messbereich des Sensors ist in Tabelle 2 angegeben.

Tabelle 2: Messbereiche des Mehrkomponenten Kraftsensors

F_x / F_y	F_z	M_x / M_y / M_z
± 20 kN	± 50 kN	± 250 Nm

Gleichzeitig erlaubt der Messverstärker eine direkte Transformation der gemessenen Kräfte und Momente in Koordinatensysteme außerhalb der internen Messebene. Zusätzlich besitzt der Messverstärker mehrere BNC Ausgängen, an denen die ggf. intern transformierten

[2] DMS: Dehnungs-Mess-Streifen, siehe [12].

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kräfte und Momente als analoges ± 10 V Signal ihres jeweiligen Messbereichs ausgegeben werden können. Dies ermöglicht das Einspeisen der Signale in die analogen Spannungseingänge am Digitalregler und damit ein direktes Einbinden der Signale in die Messkette des Prüfstands, was wiederum eine zeitsynchrone Erfassung aller Messgrößen erlaubt.

Zusätzlich zu der bisher aufgeführten Sensorik besitzt jeder Prüfstand eine externe Druckluftversorgung, welche es ermöglicht, den Druck in der Luftfeder stufenlos zu variieren. Die Versorgung beinhaltet ein Proportionalventil, mit dem sich der Druck in der Luftfeder unter Vorgabe eines Sollwertes selbständig und unabhängig von der Prüfstandsregelung ausregeln lässt. Ergänzt wird die interne Druckmessung des Ventils durch einen zusätzlichen, ebenso auf dem DMS Messprinzip basierenden Drucksensor (Messbereich: 0 - 20 bar), welcher ebenfalls direkt in die Messkette des Prüfstandes eingebunden ist.

3.3.1 Von der Serien- zur Prüfluftfeder

Für die Messungen an den Prüfständen nach Bild wird eine Prüfluftfeder, angelehnt an die Geometrie der Serienluftfeder, aufgebaut. Ziel ist es, die Prüfluftfeder so zu konstruieren, dass diese:

1. mit den Prüfstandsanbindungen verschraubbar ist, um Relativbewegungen zwischen den Beschlagteilen und den Prüfstandsanbindungen zu verhindern.
2. die gleiche axiale Steifigkeit bei dynamischer Anregung wie die Serienluftfeder aufweist.

Bild 7 zeigt die beiden Luftfedern im Vergleich. Der erste Punkt wird durch Gewindebohrungen in den Beschlagteilen erreicht. Für den zweiten Punkt ist die Anpassung der Steifigkeit über eine Gewindebohrung im Inneren der Prüfluftfeder vorgesehen. Dort kann bei Bedarf ein Körper zum Volumenausgleich montiert werden, sollte die Feder eine zu geringe Steifigkeit aufweisen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

#	Teil	Original	Forschungsluftfeder
1	Abrollkolben	Polyamid	Aluminium
2	Federlager	Polyamid mit Entkopplungselement aus Gummi	Aluminium
3	Topf	Polyamid	Aluminium
4	Kreuzlagebalg		
5	Gewindebohrung 1	-	Anbindung Prüfstand
6	Gewindebohrung 2	-	Anbringung Zusatzvolumen

Bild 7: Vergleich der Serienfeder und der abgeleiteten Prüfluftfeder

Ein weiterer Unterschied zwischen den Federn ist das untere Federlager. Die Serienluftfeder besitzt als Entkopplungselement ein zusätzliches Gummilager im unteren Beschlagteil. Für die Prüfluftfeder entfällt das Federlager und der Beschlag ist vollständig aus Aluminium gefertigt. So werden die Steifigkeiten der Prüfluftfeder bestimmt, ohne dass Effekte aus dem Federlager überlagert sind.

3.4 Auswertung

Wie Bild zeigt, ist in den Prüfständen der Mehrkomponenten-Kraftsensor unterhalb der Messfeder, zwischen der geführten Aufnahme und der Messfeder montiert. Die überlagerte Kinematik wird hingegen über den oberen Beschlag der Messfeder eingeleitet. Beispielsweise ist die Messfeder nach Bild 7 so auf den Axial-Kardanik-Prüfstand angepasst, dass die kardanische Verdrehung auf Höhe der Rollfalte in die Feder eingeleitet wird. Die damit verbundene Positionierung der Koordinatensysteme der Kinematik- und der Messebene ist in Bild 8 dargestellt. Die Koordinatenachsen der Messebene ME entsprechen dabei dem im Kraftsensor implementierten Koordinatensystem, bezogen auf die Einbausituation der Messfeder.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

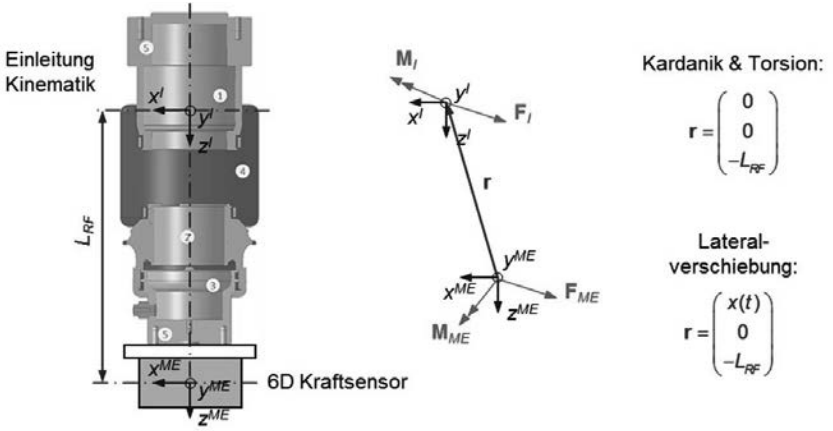


Bild 8: Transformation der Kräfte und Momente aus der Messebene ME in den Punkt der Kinematikeinleitung (Koordinatenursprung des I-Markers)

Die x-Achse ist in Richtung des Luftanschlusses positioniert und die z-Achse zeigt in negative Richtung der Feder-Hochachse. Die Messebene ME bewegt sich bei eingestellter Federlänge nicht mit der überlagerten Bewegung mit und ist demnach ortsfest. Damit lässt sich dieses Koordinatensystem analog zum J-Marker des Reaktio-Körpers als Referenzsystem für die Deformation- und Kraftformulierung nach Gleichung (1) auffassen. Entsprechend fungiert das Koordinatensystem der Kinematikebene als I-Marker des Aktio-Systems. Da das Kraft-Deformations-Gesetz nach Gleichung (2) für den Angriffspunkt des I-Marker definiert ist, müssen für die Bestimmung der Steifigkeiten in **K** die gemessenen Kräfte und Momente aus der Messebene über:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_I &= \mathbf{F}_{ME} \\ \mathbf{M}_I &= -\mathbf{M}_{ME} - \left(\mathbf{r} \times \mathbf{F}_{ME}\right) \end{aligned} \tag{5}$$

in den Punkt der Kinematikeinleitung und damit in den Koordinatenursprung des I-Markers transformiert werden. Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass die Vektoren für Deformationen, Kräfte und Momente alle in den Koordinaten des Bezugssystems (J-Marker, Messebene ME) beschrieben sind.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.5 Ergebnisse

In der Bild 9 sind im linken Teil die Kennlinien der Kraft F_x, sowie das Moment M_y um die y-Achse für die Messung unter Lateralverschiebung in x-Richtung bei einem Federdruck von p_{LF} = 7,4 bar aufgeführt.

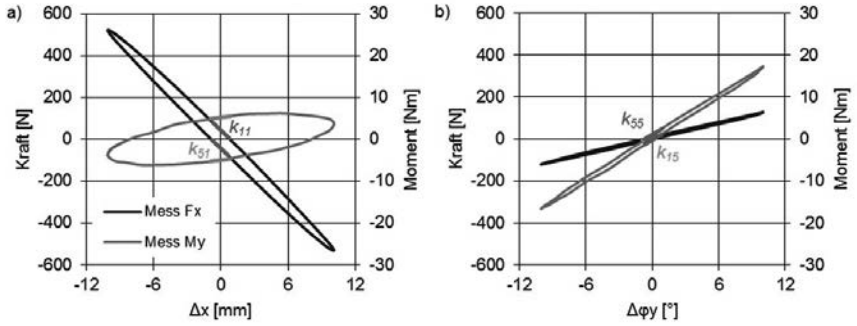


Bild 9: Kennlinien der auftretenden Kräfte und Momente für die K_0-Lage: p_{LF} = 7,4 bar: a) Lateralverschiebung in x-Richtung; b) Kardanisches Verkippen um y-Achse

Dieser Druck entspricht für das ausgewählte Beispiel dem Auslegungswert, bei dem sich für die K_0-Lage in Hochrichtung der Feder die Auslegungslast F_0 einstellt. Die rechte Bild 9 b) zeigt für das gleiche Druckniveau die Kennlinien von F_x und M_y bei kardanischer Verdrehung um die y-Achse. Abschließend sind in Bild 10 die Kennlinien von F_z und des Torsionsmomentes M_z für die Hubbewegung Δz, sowie für ein Verdrehen der Feder um die Hochachse aufgeführt.

Den Ausführungen im Abschnitt 3.4 folgend, sind alle dargestellten Kräfte und Momente nach Gleichung (5) in den Punkt der Kinematikeinleitung an der Rollfalte transformiert. Mit Ausnahme der Torsion in Bild 10 b) lässt sich jeweils eine gekoppelte Kraft bzw. ein gekoppeltes Moment feststellen. Beispielsweise führt die Lateralverschiebung in x – Richtung neben einer Reaktionskraft in gleicher Wirkrichtung (F_x), auch zu einem Moment M_y um die y-Achse.

Gleiches gilt für die kardanische Verdrehung um die y-Achse, welche neben dem Moment M_y eine Reaktionskraft F_x zur Folge hat. Nach Gleichung (2) sind für jeden Freiheitsgrad der Deformation, neben der Hauptgröße in gleicher Wirkungsrichtung ($x \rightarrow F_x$), theoretisch fünf

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

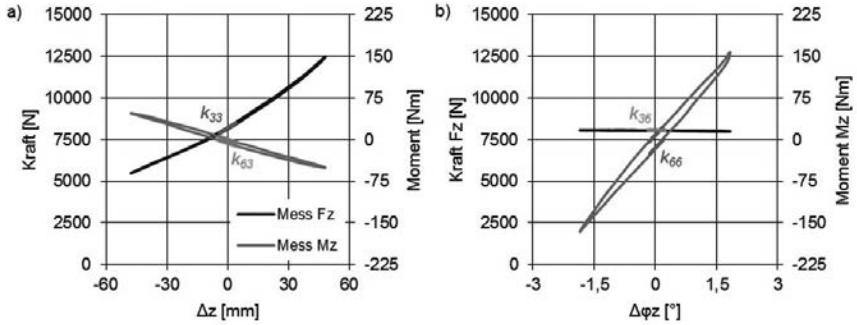


Bild 10: Kennlinien der auftretenden Kräfte und Momente für die K_0-Lage: p_{LF} = 7,4 bar: a) Hubverschiebung in z-Richtung; b) Torsion um z-Achse

gekoppelte Reaktionen möglich. In den Messungen haben sich jedoch nur die in den Diagrammen aufgeführten Kräfte und Momente als signifikant gezeigt.

Um aus den aufgeführten Kennlinien die Steifigkeiten von **K** nach Gleichung (2) zu ermitteln, dient zunächst die Position des I-Markers in K_0-Lage der Feder: $\mathbf{x}_0 = (0\ 0\ -L_{RF}\ 0\ 0\ 0)^T$ als Arbeitspunkt zur Linearisierung (vgl. Bild 8). Die Bestimmung der Differentiale $\mathrm{d}\boldsymbol{f}(\mathbf{x})/\mathrm{d}\mathbf{x}$ um diesen Punkt ist neben den Kennlinien ebenfalls in Bild 9 und Bild 10 aufgeführt und lehnt sich an das von PUFF in [13] beschriebene Verfahren zur Auswertung von Luftfeder-Kennlinien an. Dabei werden in einem schmalen Bereich um den Arbeitspunkt der obere und untere Ast der Kennlinie mathematisch als Gerade approximiert und die beiden Steigungen der Äste zu einem Steifigkeitswert gemittelt. Unter Berücksichtigung der Symmetriebedingungen an der Luftfeder ergibt sich damit die vollständige Steifigkeitsmatrix **K** nach Gleichung (2) für den Druck p_{LF} = 7,4 bar zu:

$$\mathbf{K}(p_{LF}) = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & 0 \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{42} & 0 & k_{44} & 0 & 0 \\ k_{51} & 0 & 0 & 0 & k_{55} & 0 \\ 0 & 0 & k_{63} & 0 & 0 & k_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -52{,}8\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} & 0 & 0 & 0 & 12{,}3\frac{\mathrm{N}}{^\circ} & 0 \\ 0 & -52{,}8\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} & 0 & 12{,}3\frac{\mathrm{N}}{^\circ} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 69{,}8\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0{,}5\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} & 0 & 1{,}7\frac{\mathrm{N}}{^\circ} & 0 & 0 \\ 0{,}5\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} & 0 & 0 & 0 & 1{,}7\frac{\mathrm{N}}{^\circ} & 0 \\ 0 & 0 & k_{63} & 0 & 0 & 87{,}9\frac{\mathrm{N}}{^\circ} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

sowie:

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$\begin{pmatrix} \mathbf{F}_l^0 \\ \mathbf{M}_l^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_z^0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_z^0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -7{,}8\text{kN} \\ 0 \\ 0 \\ -23\text{Nm} \end{pmatrix} \tag{7}$$

als Vektor der statischen Vorlast der Luftfeder in K_0 - Lage.

4 Vergleichende FEM-Simulation der Luftfeder

An einem FEM-Modell der vermessenen Luftfeder aus Bild 7 sollen die Versuche an den Teilkinematik-Prüfständen (vgl. Bild) nachträglich simuliert werden. Analog zu den Messungen werden auch hier die Reaktionskräfte und –momente der Luftfeder für den Nenndruck p_{LF} = 7,4 bar bestimmt. Tabelle 1 zeigt die Bereiche der simulierten Kinematik und deren Auflösungen für die einzelnen Dimensionen.

Tabelle 1: Bereiche und Auflösungen der einzelnen Dimensionen

Dimension	Bereich	Auflösung
Verschiebung (x,y)	± 25 mm	1 mm
Hub (z)	± 50 mm	1 mm
Kardanik (φ_x,φ_y)	± 9°	0,5°
Torsion (φ_z)	± 5°	0,25°

4.1 Aufbau des FEM-Modells

In Bild 11 ist das für die Berechnung eingesetzte FEM-Modell der Luftfeder aufgeführt. Das Simulationsmodell beinhaltet die flexible Balgwand, die Beschlagteile in Form von starren Abrollkonturen, sowie eine Beschreibung des eingeschlossenen Luftvolumens für eine adiabate Zustandsänderung.

Die Balgwand wird mit hyperelastischen Hexaeder-Elementen für den Gummi und die darin eingebetteten „Rebar"- Erweiterungen für die Fäden abgebildet. Diese Modellierungstechnik stammt ursprünglich aus dem Stahlbetonbau und wird dort für Bewehrungen eingesetzt. Für den flexiblen Balg sind die Fadenlagen durch einfache geometrische Parameter (Querschnitt, Abstand und Winkel der Fäden) definiert und in der Simulation durch erweiterte

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eigenschaften der Hexaeder-Elemente berücksichtigt. In der Simulation rollt der Balg auf den Abrollkonturen ab, wodurch sich auch das Luftvolumen ändert. Die damit einhergehende Druckänderung wirkt sich auf die Balgausformung aus, welche wiederum die Reaktionskräfte an den Beschlagteilen bewirken.

Für die Berechnung der Luftfederkräfte ist es notwendig, eine geeignete Steuerung zur Kinematikvorgabe in das Modell zu implementieren, welche es erlaubt, die räumliche Bewegung der Beschlagteile zueinander vorzugeben. Dafür ist am Abrollkolben auf Höhe der Rollfalte, ein körperfestes Achsenkreuz definiert, welches es ermöglicht, das Beschlagteil analog zu den Prüfstandsmessungen zu positionieren. Im Gegensatz zur Messung können in dem Modell die Reaktionskräfte und Momente direkt für den Ursprung dieses Achsenkreuz ausgelesen werden, wodurch eine Transformation nach Gleichung (5) entfallen kann.

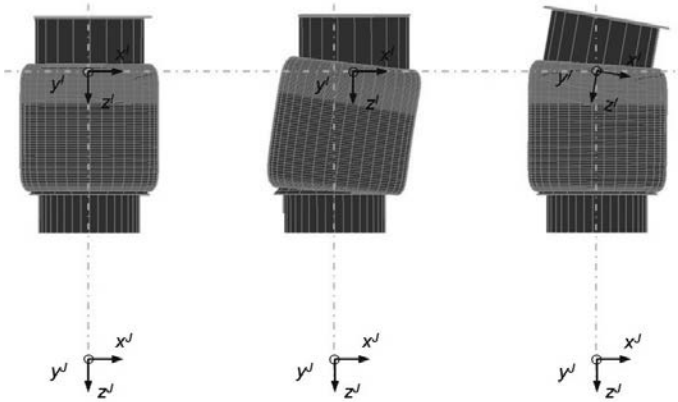


Bild 11: FEM-Modell der Luftfeder mit Achsenkreuzen zur Steuerung in Nulllage und unter Kinematik

Parallel beinhaltet das Modell am unteren Beschlag ein zweites Achsenkreuz, dessen Ursprung auf Höhe der Messebene der Prüfstände positioniert ist und dessen Achsen gleich dem Koordinatensystem des Mehrkomponentensensors orientiert sind. Es dient als J-Marker und bildet damit das Referenzsystem, sowohl für die Kraft- und Momentenantwort, als auch für die Vorgabe der Kinematik. Auch in dessen Ursprung können die Reaktionskräfte und –momente ausgelesen werden. Dies erlaubt einen direkten Vergleich mit den untransformierten Messwerten des Sensors.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2 Ergebnisse

Es werden die Kräfte und Momente aus der Messung und der Simulation für den Nenndruck der Luftfeder von p_{LF} = 7,4 bar verglichen. Bild 12 a) zeigt ergänzend zu den Diagrammen in Bild 9 die simulierten Kennlinien von F_x und M_y bei Verschiebung für den Punkt der Rollfalte (oberes Achsenkreuz) in Koordinaten des unteren Achsenkreuzes. Es zeigt sich, dass die simulierte Kraft- und Momentenentwicklung in ihrem Verlauf gut mit den Ergebnissen der Messung übereinstimmt. Die sich bei der Messung in den Hysteresen ausdrückenden Dämpfungseffekte können modellbedingt nicht in der FEM-Simulation abgebildet werden.
Bei dem in Bild 12 b) aufgeführten Verkippen um die y-Achse verlaufen die simulierten Kennlinien sowohl für das Moment M_y, als auch die Querkraft F_x flacher als die gemessenen Verläufe. Das FEM-Modell verhält sich hier zu nachgiebig.

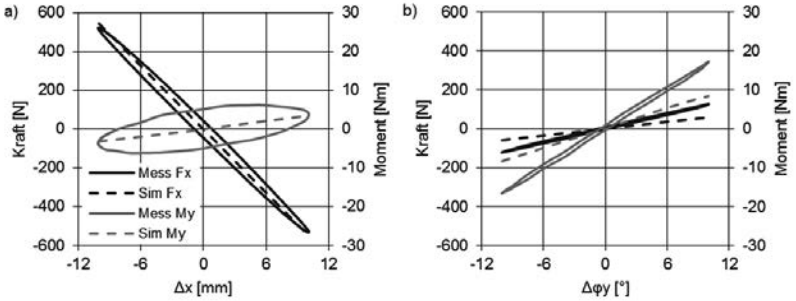


Bild 12: Kennlinien aus der Messung und der Simulation bei p_{LF} = 7,4 bar: a) Lateralverschiebung in x-Richtung; b) Kardanische Verkippung um die y-Achse

Wie in Bild 13 a) zu erkennen ist, deckt sich der Verlauf der axialen Kennlinie von F_z erwartungsgemäß sehr gut mit dem Ergebnis der Messung. Für das mit dem Hub gekoppelte Torsionsmoment M_z um die Hochachse der Feder (Koppelsteifigkeit k_{63}) weist die Kennlinie der FEM-Rechnung hingegen eine zu geringe Steigung auf. Analog zur Kardanik in Bild 12 b) wird hier das Verhalten der Luftfeder vom Modell unterschätzt. Die simulierte Kraft- und Momentenentwicklung der Luftfeder für ein Verdrehen um die z-Achse, dargestellt in Bild 13 b), stimmt wiederum sehr gut mit dem gemessenen Verhalten überein.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

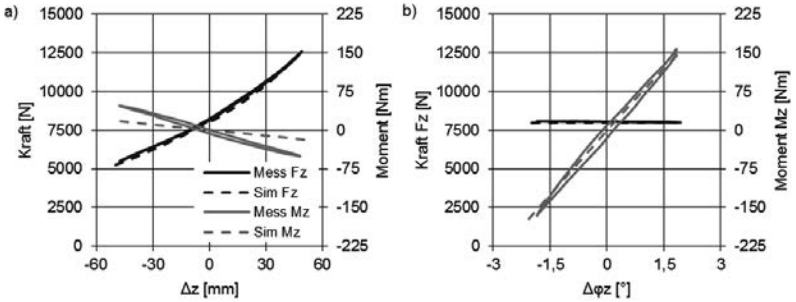


Bild 13: Kennlinien aus Messung und Simulation bei p_{LF} = 7,4 bar:
a) Hubverschiebung in z-Richtung; b) Torsion um die z-Achse

Insgesamt bildet die FEM-Simulation das mehrdimensionale Verhalten der Luftfeder mit zufriedenstellender Güte ab. Hervorzuheben sind besonders die Querkraft bei lateraler Verschiebung, die axiale Kennlinie für den Hub, sowie die Momentenentwicklung bei Torsion. Für das kardanische Verkippen treten noch Abweichungen zwischen der Messung und der Simulation auf. Die für diesen Freiheitsgrad maximal auftretenden Kräfte (F_x = 190 N) sind allerdings im Vergleich mit den Kräften bei Verschiebung in x-Richtung (F_x = 580 N) gering. Auch das maximale auftretende Moment bei Kardanik (M_y = 20 Nm) ist im Vergleich zu dem, in der Simulation gut abgebildeten, Moment bei Torsion (Mz = 150 Nm) gering.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Das axiale Verhalten von Luftfedern ist in der Literatur bereits recht ausführlich beschrieben und inzwischen gut erforscht. Ziel dieser Arbeit war es daher, dieses Wissen um das mehrdimensionale Verhalten einer Stand-Alone Luftfeder zu erweitern.

An einem ausgewählten Projekt wurde dafür zunächst die Luftfederkinematik experimentell ermittelt. Dafür wurde an einem Achsprüfstand mithilfe des Hexapod-Messsystems die räumliche Bewegung einer Luftfeder in allen sechs Freiheitsgraden messtechnisch bestimmt. Aus dem Ergebnis dieser Messung konnten die Größenordnungen der einzelnen Bewegungsrichtungen abgeleitet werden.

Die mit dem HMS erzielten Ergebnisse dienten im Folgenden als Eingangsgröße für die Messungen der Federkräfte und -momente an drei Ersatzkinematik-Prüfständen. Die verschiedenen Raumrichtungen wurden jeweils einzeln vermessen und in der Form ausgewertet, dass eine 6 x 6 Steifigkeitsmatrix zur Beschreibung des Luftfederverhaltens in allen Raumrichtungen entstand.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine nachträglich zu den Messungen durchgeführte FEM-Simulation der Feder bildet die Eigenschaften der Luftfeder insgesamt gut ab. Besonders das axiale Verhalten und die Momentenentwicklung bei Torsion, wichtig für die Betriebsfestigkeit einer Luftfeder, stimmen gut mit den Ergebnissen der Messung überein.

Ausblick

Die mehrdimensionale Steifigkeitsmatrix einer Luftfeder wurde in dieser Arbeit lediglich für einen Druck vermessen. Diese Messung sollte auch für andere (auftretende) Betriebsdrücke durchgeführt werden, um mögliche Ein- und Ausfederzustände oder verschiedene Beladungsniveaus des Fahrzeuges abbilden zu können. Die sich daraus ergebende, druckabhängige Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K} = f(p)$ kann anschließend für MKS-Simulationen von Fahrzeugachsen oder Gesamtfahrzeugen verwendet werden.

Das im Rahmen dieser Arbeit für die Simulation eingesetzte FEM-Modell der Luftfeder bietet hinsichtlich seines Verhaltens bei Kardanik noch Optimierungspotential. Hier ist zu klären, wie das Modell angepasst werden kann, um bessere Ergebnisse aus der Simulation zu erhalten. Hier sollte das Ziel sein, in Zukunft ohne Messungen das mehrdimensionale Verhalten von Luftfedern frühzeitig abschätzten zu können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturverzeichnis

[1] LÖCKEN, F; WELSCH, M: The dynamic characteristic and hysteresis effect of an air spring. In: *International Journal of Applied Mechanics and Engineering* 20 (2015), Nr. 1, S. 127–145

[2] RAMBACHER, C; LÖCKEN, F; MANTWILL, F; DEHLWES, S; Räumliche Regression zur Definition einer Luftfeder- Ersatzprüfung unter Berücksichtigung der elastokinematischen Achsbewegung. In: *VDI-Berichte* 2106 (2010), S. 203–221

[3] LÖCKEN, F; MANTWILL, F: Das dynamische Systemverhalten von Rollbalg-Luftfedern unter Berücksichtigung der Balgmembran. In: *VDI-Berichte* 2224 (2014), S. 785–807

[4] RAMBACHER, C; Messtechnische Erfassung der Bewegungen zwischen den Beschlagteilen einer Luftfeder in sechs Freiheitsgraden, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diplomarbeit, 2006

[5] RAMBACHER, C: *Vereinfachte Lebensdauerersatzprüfung für Luftfedern*, Helmut-Schmidt-Universität, Diss., 2014

[6] FÖRSTER, K; RAMBACHER, C; MANTWILL, F; SELL, H; BRÜGER, T: Laborversuche und Fahrzeug-messungen als Grundlage für die Lebensdauervorhersage von PKWLuftfedern. In: *VDI-Berichte* 1990 (2007), S. 233–253

[7] VIBRACOUSTIC GMBH & CO. KG; Firmeninterne Unterlagen, Hamburg 2016

[8] RAMBACHER, C; MANTWILL, F; EHRT, T; MERK, J: Grundlagen eines sechsdimensionalen Luft-federmodells für Achssimulationen. In: *VDI-Berichte* 2031 (2008), S. 433–446

[9] MSC SOFTWARE CORPORATION, *ADAMS View 2013 Online Manual*, Selbstverlag Santa Ana, USA 2013

[10] GTM GASSMANN TESTING AND METROLOGY GMBH; Datenblätter und Dokumentation zum Mehrkomponentenaufnehmer Serie MKA und Messverstärker MCMPro, Blickenbach 2013

[11] KRAUSE, D; *Fünf-Jahres-Bericht Produktentwicklung und Konstruktionstechnik* 2011-2015, TuTech Verlag Hamburg, Hamburger Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktions-technik, Band 9 (2015)

[12] HOFFMANN, K; Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987

[13] PUFF, M; Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern, Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt. 2009. – Forschungsbericht

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Methodik zur kosteneffizienten und flexiblen Ermittlung von Betriebslasten bei Freizeitfahrzeugen

Dipl.-Ing. **Wolfgang Hildensperger**, Dipl.-Ing. (FH) **Michael Wille**,
Alois Kober GmbH, Kötz

Kurzfassung

In der Entwicklung von Chassis und Fahrwerkskomponenten erfolgt die Grundauslegung der Bauteile über in der Literatur bekannte Spitzenlastfälle wie Vertikalstoß, max. Kurvenfahrt, Vollbremsung, etc. Damit wird der statische Festigkeitsnachweis geführt und die prinzipielle Machbarkeit für den Prototypen bewertet. Erst nach einer Definition des konkreten Verwendungszwecks und der Einsatzbedingungen kann eine zielgerichtete Betriebsfestigkeitsauslegung eingeleitet werden. Hierbei müssen Aspekte wie die Gesamtlaufleistung, die Beladungszustände, die Einsatzregion sowie das Streckenprofil berücksichtigt werden. Mit Hilfe eines fahrfähigen Prototyps erfolgt anschließend die Lastdatenermittlung im realen Fahrbetrieb. Die entscheidenden äußeren Lasten an einem PKW-Anhänger sind die Radaufstandskräfte und die Kupplungs-/Kugelkräfte. Für die Radkraftmessung werden in der Automobilindustrie vorwiegend Messräder eingesetzt, die jedoch aufgrund der hohen Anschaffungs- bzw. Mietkosten eine äußerst hohe finanzielle Belastung für ein mittelständisches Unternehmen bedeuten. Aus diesem Grund wurde bei AL-KO ein spezifisches Messverfahren entwickelt, mit dem die Radaufstandskräfte in allen drei Haupt-Richtungen (längs, quer und vertikal) kosteneffizient und individuell bestimmt werden können. Hierzu wird die Serien-Radschwinge mit DMS-Rosetten ausgestattet, wobei die DMS-Positionen mit Hilfe von FEM-Analysen in Ansys Workbench definiert werden. Auf dem Prüfstand wird anschließend das reale Bauteil für jede Kraftrichtung kalibriert, um den Zusammenhang zwischen den eingeleiteten Kräften und den resultierenden Dehnungen herzustellen. Über Frequenzanalyse und Schädigungsrechnungen werden die entsprechenden Lastkollektive abgeleitet. Die vorliegenden Daten bieten nun die Möglichkeit eine für den Anwendungszweck gezielte Betriebsfestigkeitsauslegung durchzuführen. Zur Validierung werden auf Grundlage der ermittelten Daten, eine repräsentative Erprobungsprozedur abstrahiert.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

In the development of chassis and chassis components, the basic design of the components are assessed with known peak load cases from literature, for example vertical impact, maximum cornering, hard braking, etc. With these load cases the static strength analysis are performed and the basic feasibility of the prototype is evaluated. Only after a definition of the specific intended use and the operating conditions, a targeted operation strength design can be introduced. Here, aspects such as the total mileage, the loading conditions, the operational area and the route profile must be set. Then the load data acquisition can be carried out with the aid of the drivable prototype where the real occurring driving loads are measured. The decisive external loads on a car trailer are the wheel forces and the clutch / ball forces. For wheel forces there are measuring wheels on the market. But they are very expensive to buy or to rent for a medium-sized company. For this reason, a specific measurement method was developed at AL-KO, where the wheel forces in all three directions can be recorded cost-effectively and individually. For this purpose, the original swing arm is equipped with strain gage rosettes. The DMS-positions are set with the aid of FEM analysis in Ansys Workbench. The real component is put to the test bench for calibrating in each force direction. The use of the calibration is to calculate from the measured DMS-strains to the expected wheel contact forces. The used tool here fore is nCode GlyphWorks. Then the measured wheel forces are evaluated for frequency analysis, damage calculations and deriving the total load spectrum. The generated specific operating loads describe the overall life of a theoretical individual application. Additionally a dimensioning for fatigue can be performed. To validate the design, representative tests in the form of bench tests and potential driving tests are designed.

1. Einleitung

Aufgrund der globalen Wirtschaft befindet sich der Markt ständig im Wandel. Auf Hersteller und Handelsseite steigt die Anzahl der Wettbewerber rapide an. Um im hartumkämpften Segment der Freizeitfahrzeuge erfolgreich zu bestehen, ist ein Konzept aus kontinuierlicher Innovation, hoher Leistungsfähigkeit und Lebensdauer, sowie herausragende Qualität, elementar. Eine besondere Herausforderung besteht darin, Bauteile bei konsequentem Leichtbau so zu konstruieren, dass sie den Kundenforderungen stets gerecht werden. Der Schlüssel besteht darin, reale Betriebsbedingungen bereits in frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses zu berücksichtigen. In der automotiven Branche werden für die Betriebslastermittlung vorwiegend Messräder eingesetzt. Diese bedeuten jedoch für ein mittelständi-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sches Unternehmen eine hohe finanzielle Belastung. Aus diesem Grund wurde bei der Alois-Kober GmbH (AL-KO) eine Methode entwickelt, mit der kosteneffizient und in einem großen Maß an Flexibilität, Lastdaten ermittelt werden können.

2. Grundauslegung

Oft werden bei AL-KO so bald wie möglich die Neuentwicklungen, die virtuell mit CAD und CAE konzipiert wurden, in Form von physischen Prototypen aufgebaut. Dies hat unter anderem die Absicht, dass mit diesen realen Prototypen die tatsächlichen Betriebslasten erfasst werden. Bevor neu entwickelte Fahrwerkkomponenten bzw. ein komplett neu entwickeltes Fahrwerk als Prototyp aufgebaut werden kann, muss der rechnerische statische Festigkeitsnachweis erbracht sein. Hierbei werden standardisierte Spitzenlastfälle wie Vertikalstoß, maximale Kurvenfahrt und Vollbremsung zu Grunde gelegt und mit FEM bewertet (siehe Bild 1).

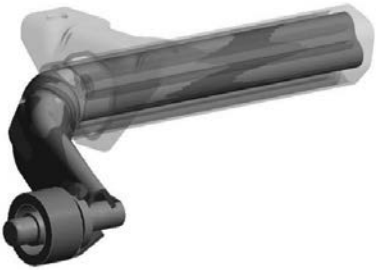


Bild 1: Auszug aus dem statischen Festigkeitsnachweis der Schwinge einer Anhängerachse (FEM-Bild der VonMises-Spannungen)

Beim Einsatz bestehender Komponenten für neue Anwendungen muss der statische Festigkeitsnachweis nicht erneut erbracht werden, da dieser durch den bewährten Einsatz bereits bestätigt ist.

3. Vorbereitung

Die Lastdatenerfassung für Radaufstandskräfte, erfolgt bei AL-KO durch eine alternative Messmethode. Es werden Serienbauteile mit DMS-Rosetten ausgestattet und damit zu einem Messmittel aufgewertet. Bei komplexen Bauteilen müssen als Vorarbeit die optimalen DMS-Positionen mit Hilfe von FEM-Analysen definiert werden. In Abhängigkeit der Kraftrich-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

tung und in Abhängigkeit des Fahrmanövers werden auf dem Bauteil die vorhanden Betriebsspannungen (incl. Hauptspannungsrichtungen) visualisiert (siehe Bild 2).

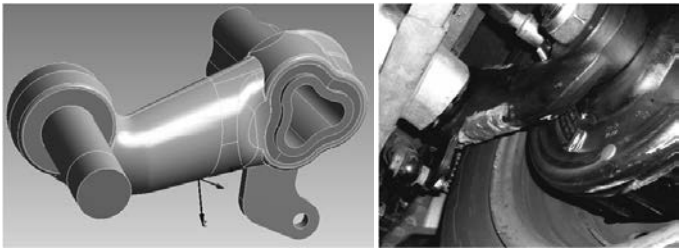


Bild 2: Festlegung der DMS-Positionen, linke Darstellung: virtuell, rechte Darstellung: Umsetzung am Bauteil

Nach erfolgreicher Applikation der DMS-Rosetten am realen Bauteil, ist die Kalibrierung des Messbauteils erforderlich. D.h. es wird der Zusammenhang zwischen den Dehnungen der DMS-Rosetten zu einer definierten Kraft hergestellt. Dieser Vorgang erfolgt auf einem multiaxialen servohydraulischem Prüfstand (siehe Bild 3).

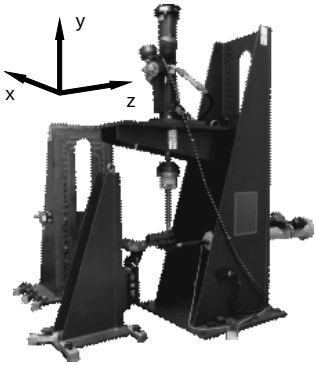


Bild 3: Kalibrierung auf einem servohydraulischem Prüfstand

Die Krafteinleitung erfolgt gemäß den realen Anwendungsbedingungen. Jede Haupt-Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems (Längs, quer und vertikal) wird dabei isoliert betrachtet. Abschließend ist die Kalibrierung zu validieren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Lastdatenermittlung

Die kalibrierten Messmittel werden nun im Test-Fahrzeug (siehe Bild 4) implementiert und mit dem Messdatenerfassungssystem verbunden. Die Auswahl der Messkampagne richtet sich nach dem spezifischen Einsatzweck des Fahrzeugs. Es erfolgt die Datenerfassung der Zeitverläufe von DMS-Rosetten, GPS Daten, Beschleunigungen und Federwegen.

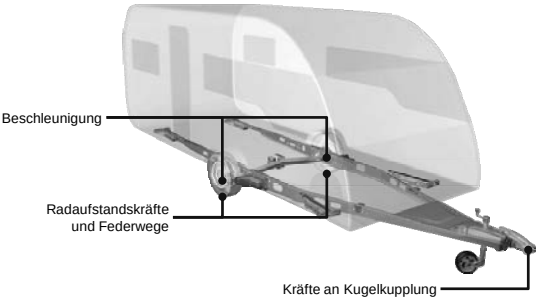


Bild 4: Typische Messstellen an einem Caravanchassis

4. Auswertung

Die ermittelten Daten werden analysiert, aufbereitet und bereinigt. D.h. die Signale gefiltert, Drifts und Spikes entfernt. Anschließend erfolgen die Umrechnungen der Dehnungen in die äquivalenten Betriebslasten. Basierend auf der relativen Schädigungsrechnung nach Palmgren-Miner, werden die Gesamtschädigungszahlen der Lastsignale gebildet und auf einen Kilometer Laufleistung interpoliert (siehe Bild 5).

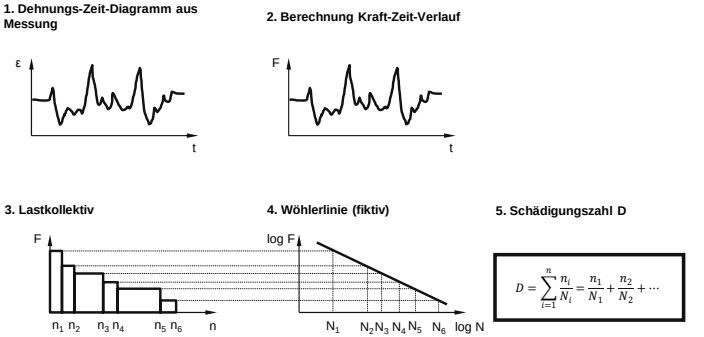


Bild 5: Prinzip der relativen Schädigungsrechnung

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Zusammenstellung Lastkollektiv

In Abhängigkeit des Anwendungsbereichs (siehe Bild 6) des jeweiligen Anhänger-Chassis kann auf Basis der durchgeführten Schädigungsrechnungen und Frequenzanalysen das Gesamtkollektiv gebildet und abgeleitet werden.

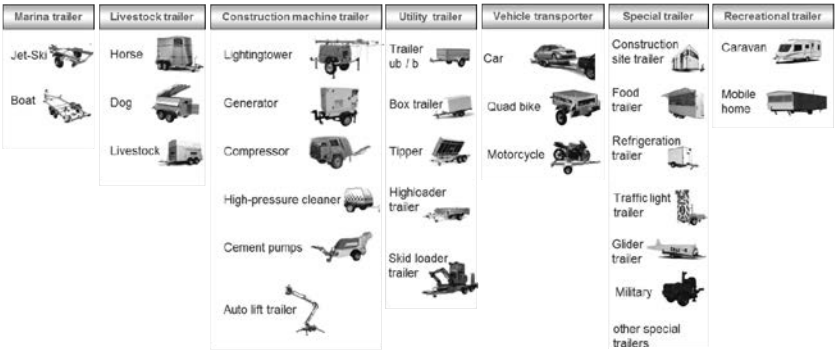


Bild 6: Anwendungen Nutzanhänger und Caravan

5. Methodik

Die entwickelte Methodik zur kosteneffizienten und flexiblen Ermittlung von Betriebslasten ist kompakt in Bild 7 aufgeführt. Damit wird die so wertvolle Lastdatenerfassung in einen moderaten Zeit- und Kostenrahmen gerückt, der auch mit überschaubaren Entwicklungsaufwänden bewältigt werden kann.

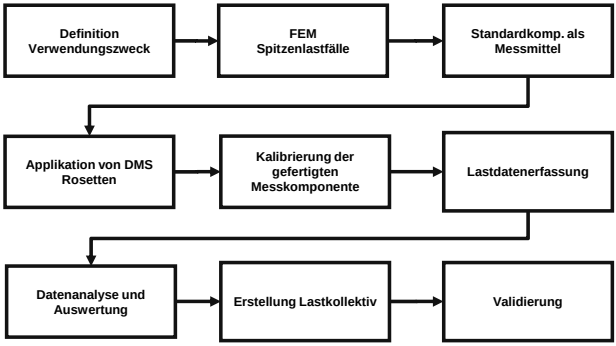


Bild 7: Methodik zur kosteneffizienten und flexiblen Ermittlung von Betriebslasten

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Validierung 4.0

Verteilte Systemvalidierung am Beispiel der Antriebsstrangentwicklung

Prof. Dr.-Ing. **A. Albers**, Dipl.-Ing. **S. Yan**, Dipl.-Ing. **S. Klingler**, Dipl.-Ing. **S. Ott**, Dr.-Ing. **M. Behrendt**, KIT-IPEK, Karlsruhe;
Dipl.-Ing. **C. Disch**, M.Sc. **A. Heinz**, KIT-IFKM, Karlsruhe;
M.Eng. **B. Jäger**, Dr.-Ing. **T. Düser**, AVL Deutschland GmbH, Karlsruhe

Kurzfassung

Die Validierung von Systemkomponenten ist nicht nur im Bereich der Fahrzeugantriebe insbesondere durch den schnellen Wandel der Technologien und der dadurch gestiegenen Unsicherheit aufgrund geringer Erfahrung die zentrale Aktivität im Entwicklungsprozess. Der IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL-Ansatz) beschreibt dabei, dass ein Teilsystem nur im Zusammenspiel mit dem Gesamtsystem und den weiteren interagierenden Systemen wie bspw. der Umwelt validiert werden kann. Um die Wechselwirkungen in einem verteilten Gesamtsystem im Zuge der Validierung abbilden zu können, müssen die unterschiedlichen virtuellen oder physischen Teilsysteme in geeigneter Art und Weise gekoppelt werden. Hierzu wurden bereits exemplarisch Versuche zur Echtzeitkopplung im Kontext des IPEK-XiL-Ansatzes erfolgreich durchgeführt [1].

Um diese Ansätze weiter zu untersuchen, wurde anhand des Use-Cases „Kopplung eines Antriebsstrang- mit einem Batteriezellenprüfstand“ im Labormaßstab eine Methode entwickelt, um räumlich verteilt zu validieren. Teil der Methode ist ein Beschreibungsmodell der verteilten Validierungsumgebung, mit dem die verwendeten Teilsysteme und deren systemischen Wechselwirkungen dargestellt werden können [2]. Zur Umsetzung einer verteilten Validierungsumgebung inklusive Kopplung müssen verschiedene technische Funktionalitäten realisiert werden. Zunächst muss definiert werden, inwiefern ein Austausch von Signalen zwischen den Teilsystemen stattfindet. Zu diesem Zweck wurde die dafür entwickelte Softwarelösung AVL Model.CONNECT™ genutzt, welche die Kommunikationssteuerungsaufgaben übernimmt. Dazu muss eine Grundinfrastruktur aufgebaut werden, die einen Signalfluss zwischen den verschiedenen Teilsystemen ermöglicht.

Die Übertragbarkeit vom Labormaßstab auf in der industriellen Praxis verwendete Validierungsumgebungen wird am Beispiel einer Kopplung von Antriebsstrang- mit einem Verbrennungskraftmaschinenprüfstand aufgezeigt. Durch die beispielhafte Übertragung der Anwend-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

barkeit auf Prüfstände mit Industriestandart wird ein wichtiger Beitrag zum Leistungspotenzial der Lösung geleistet.

Abstract

Due to the rapid change of technology and the related uncertainty caused by less experience the validation of the system components is the central activity in the development process, not only in the field of automotive drivetrains. The IPEK-X-in-the-loop approach (IPEK-XiL-Approach) thereby describes that subsystems can only be validated in interaction with the overall system and the other super systems such as the environment. In order to set up interactions between distributed systems for validation purpose, virtual or physical subsystems have to be linked in a suitable way. Exemplary tests for real-time coupling in the context of the IPEK-XiL-Approach have already been carried out successfully [1].

To investigate these approaches in the field of powertrain development a method for distributed validation was developed in laboratory scale by reference to the use-case “coupling of a drivetrain with a battery test bed”. Part of this method is a descriptive model of the distributed validation environment, which displays the used subsystems and their logical connections and systemic interactions [2]. To implement a distributed validation environment incl. coupling, various technical functionalities have to be realized. First, it has to be defined in which way an exchange of signals between the subsystems takes place. Therefore, the specially developed software solution AVL Model.CONNECT^{TM} was used, which is responsible for communication control tasks. Along with this, a basic infrastructure must be established that allows signals flow between the various subsystems.

The transferability from laboratory scale to validation environments used in industrial practice was demonstrated by the example of a coupling of powertrain with a combustion engine test bench. By the exemplary transfer of applicability to test beds with industry standard an important contribution to the performance potential of the solution was given.

1. Einleitung

Die Validierung ist die zentrale Aktivität in der Produktentwicklung [3]. Hierbei werden Abweichungen in den Eigenschaften zwischen den erzeugten Objekten (z.B. Modelle des Produkts) und ihren geplanten aufgedeckt, um weitere Ziele und Aktivitäten für die Entwicklung abzuleiten. Durch die stetige Forschung- und Entwicklung im Bereich der alternativen Antriebssysteme für Fahrzeuge werden weitreichende Strukturveränderungen in der Automobilentwicklung erwartet [4]. Bisher nicht in der Automobilindustrie tätige Unternehmen, die neue Technologien aus verschiedenen Bereichen (z.B. Batteriezelle oder E-Motor) für die

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

OEMs (Fahrzeughersteller) bereitstellen, werden zukünftig Schlüsselpositionen in der Fahrzeugentwicklung einnehmen. Außerdem verschiebt sich der Wertschöpfungsanteil immer weiter zu den Zulieferern, insbesondere im Bereich der elektrischen Antriebe und Batterietechnologie. Daher wird eine frühe und engere interdisziplinäre Zusammenarbeit zwischen den OEMs und den Zulieferern und Forschungsinstituten zur Voraussetzung, um auf dem Markt erfolgreich zu sein. Daher ist es wichtig, unterstützende Methoden zur Planung und Durchführung von kooperativen Validierungsaktivitäten zu entwickeln.

2. Stand der Forschung

Um der Herausforderungen einer komplexen Validierung effektiv begegnen zu können, wurde der IPEK X-in-the-Loop-Ansatz (IPEK-XiL-Ansatz) entwickelt. Simulationen und Versuche mit physischen Prototypen werden im Produktentwicklungsprozess nahtlos und auf verschiedenen Ebenen integriert. Alle Teilsysteme können bei diesem Ansatz virtuell, physisch oder gemischt physisch-virtuell dargestellt werden können. Dabei stellt das "X" das (Teil-) System dar, das sich in der Entwicklung befindet bzw. welches der Entwickler zu verantworten hat. Dieses sogenannte System-in-Development (SiD) wird demzufolge aus dessen spezifischer Sicht definiert. In Abhängigkeit der Eigenschaften des SiDs kann auf unterschiedlichen Systemdetailebenen (XiL-Layers) validiert werden. Diese erstrecken sich im IPEK-XiL-Framework von der Ebene des Wirkflächenpaars über verschiedene Teilsystemebenen bis zur Analyse des gesamten Fahrzeugsystems. Außerdem können die Systeme "Fahrer", "Umwelt", "Rest-Fahrzeug-Modell" oder deren Subsysteme bezogen auf den jeweiligen Entwickler als SiD betrachten werden [5, 6].

In verteilten Entwicklungsumgebungen, wie sie in der heutigen Automobilindustrie anzutreffen sind, befinden sich die benötigten virtuellen oder physikalischen Modelle nicht immer an einem Ort. Außerdem können Teilsysteme für bestimmte Vertriebsregionen unterschiedlich definiert sein. Daher wurde die Anwendung des IPEK-XiL-Frameworks erweitert, so dass sich Modelle an einem anderen Standort befinden können und trotzdem mit anderen (Teil-) Systemen des Validierungssetups interagieren. Da ein signalbasierter Ansatz zur gemeinsamen Systemvalidierung verwendet wird und damit keine direkt vertraulichen Informationen (z.B. in Form von Simulationsmodellen oder Prototypen) ausgetauscht werden, wird unter anderem das geistige Eigentum der einzelnen beteiligten Teilnehmer geschützt [1]. Ein weiterer Vorteil ist, dass Expertenwissen am jeweiligen Standort voll ausgeschöpft werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

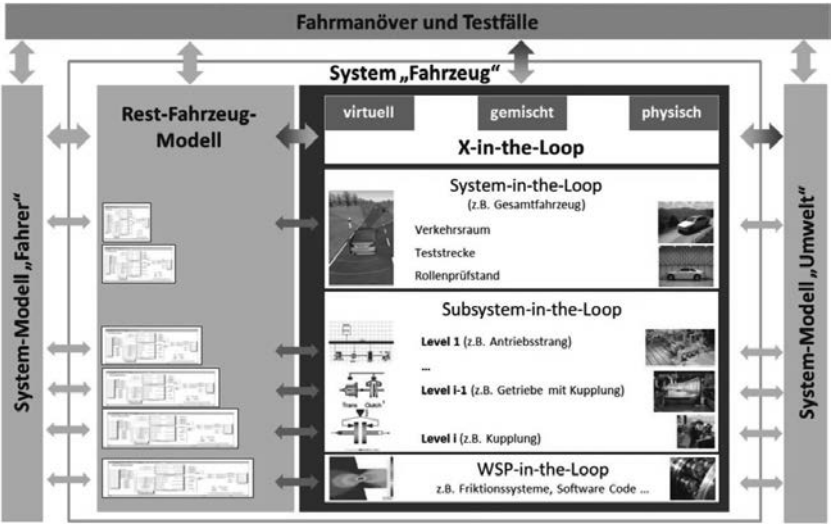


Bild 1: IPEK-XiL-Framework [5]

Für die Umsetzung des IPEK-XiL-Ansatzes wird eine Validierungsumgebung benötigt. In dieser sind Prüfstande, Messtechnik, Modelle und Methoden enthalten, die zur Ausführung von Validierungsaktivitäten für ein bestimmtes Validierungsziel benötigt werden [5, 7]. Für das grundlegende Verständnis von verteilter Validierung ist in erster Linie die räumliche Trennung von Relevanz. In einer verteilten Validierungsumgebung (engl. Distributed Validation Environment DVE) wird bei der modellbasierten Validierung eine räumliche Trennung überwunden, sie beschreibt eine vollständige Validierungsumgebung, in der mindestens ein Bestandteil (z.B. Simulationsmodell) an einem anderen Standort vorliegt.

Zur Unterstützung des Aufbaus einer Validierungsumgebung kann ein Top-Down-Ansatz verwendet werden, bei dem das Übersystem "Fahrer, Fahrzeug, Umwelt“ in Teilsysteme aufgeteilt wird. Diese können virtuell, physisch oder gemischt physisch-virtuell vorliegen und werden dann dem SiD und den restlichen interagierenden Teilsystemen (Connected Systems CS) zugeordnet. Dabei kann der Detaillierungsgrad der verwendeten Modelle je nach Validierungsziel variieren (vgl. [8]). In Bild 2 wird beispielhaft ein Antriebsstrangvalidierungssetup gezeigt.

Die Verbindung zwischen Modellen virtueller und physikalischer Domäne wird durch sogenannte Koppelsysteme [9] hergestellt. Im Beispiel wird zum Überführen des Verbrennungskraftmaschinenverhaltens auf das Getriebe eine elektrische Antriebsmaschine verwendet.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Diese sogenannten Koppelsysteme werden benötigt, falls eine erforderte Verbindung nicht direkt zwischen zwei Modellen hergestellt werden kann. Sie sind notwendig, um ein Gesamtsystemverhalten herzustellen, sollen allerdings im Idealfall kein zusätzliches Systemverhalten induzieren. Es können drei Arten von Koppelsystemen aufgezeigt werden [9]: Physisch / physische Koppelsysteme (KS_PP) zwischen zwei physischen Modellen, virtuell / virtuelle Koppelsysteme (KS_VV) zwischen zwei virtuellen Modellen und virtuell / physische Koppelsysteme (KS_VP) zwischen virtuellen und physischen Modellen.

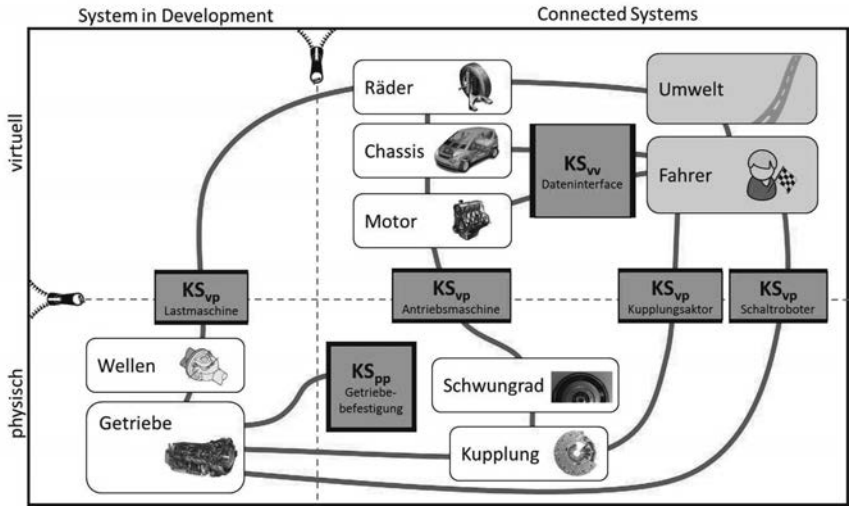


Bild 2: Top-Down-Modellierung am Powertrain-in-the-Loop Prüfstand

Zum Verständnis von verteilten Validierungsumgebungen ist der Überblick über den Verteilungszustand der Teilmodelle von großer Bedeutung. Daher wird im Gegensatz zum Top-Down-Ansatz, bei dem zwischen SiD und CS unterteilt wird, nun zwischen den verschiedenen Standorten unterschieden (siehe Bild 4). Eine Wechselwirkung über Standortgrenzen hinweg ist lediglich über die virtuelle Domäne möglich. Somit spielt das Koppelsystem KS_VV für das Gesamtsystemverhalten eine entscheidende Rolle.

3. Motivation und Zielsetzung

Die Notwendigkeit der standort- und unternehmensübergreifender Validierung wird in Zukunft weiter steigen. Die technischen Möglichkeiten der signalbasierten Kopplung von Simulationsmodellen, Prototypen und Prüfständen über große Distanzen hinweg bestehen bereits

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und die Machbarkeit und prinzipielle Eignung wurde bereits aufgezeigt [1]. Um die Potentiale der Technologie für zukünftige Entwicklungsprozesse zu heben und die technischen Möglichkeiten zielführend einsetzen zu können, müssen unterstützende Methoden zur Planung und Konzeption von entsprechenden Validierungsumgebungen entwickelt werden. Mit diesen müssen die Entwickler dazu befähigt werden, unter Berücksichtigung der konkreten Validierungsziele aus den individuell zur Verfügung stehenden Ressourcen geeignete Testumgebungen [5] definieren zu können. In diesem Beitrag sollen Ansätze zur methodischen Unterstützung der Erfassung und Spezifikation der zur Verfügung stehenden Infrastruktur, der Konzeption einer Testumgebung und der Realisierung dieser entwickelt und vorgestellt werden.

4. Methode zur Auswahl und zum Aufbau einer Validierungsumgebung

Zunächst gilt es, einen Überblick über die vorhandenen Validierungsumgebungen zu bekommen. Hierzu werden die virtuellen oder physischen Modelle und Koppelsystemelemente als Blöcke zur Erfassung graphisch dargestellt und der entsprechenden Kategorie zugeordnet. Aus all den erfassten Modellblöcken lassen sich Validierungsumgebungen nach dem Beschreibungsmodel für DVE (s. Kapitel 2) bilden.

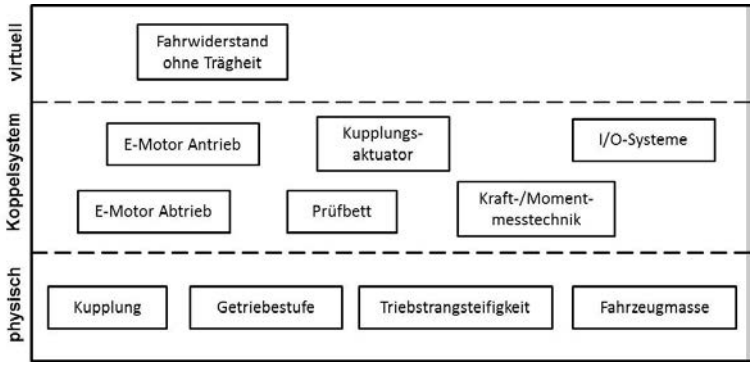


Bild 3: Infrastrukturübersicht MiniHiL-Prüfstand

Wie schon im Kapitel 2 angesprochen, kann eine Wechselwirkung der Modelle über Standortgrenzen hinweg lediglich über die virtuelle Domäne realisiert werden. Das dafür notwendige KS_VV ist damit von zentraler Bedeutung für das Gesamtsystemverhalten. Als zentrale Kopplungsplattform wird das Tool AVL Model.CONNECT™ (M.C) genutzt, mit dem einheitliche Schnittstellen definiert und zugehörigen Signalflüsse verwaltet werden können. Dabei können Modelle sowohl direkt im Simulationstool durch eine von M.C bereitgestellte Schnitt-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

stelle als auch durch eine FMU (Functional Mock-Up Unit) eingebunden werden. Die Integration von Echtzeitsystemen in M.C erfolgt entweder durch UDP- oder CAN-Kommunikation. Aufgrund der unterschiedlichen Taktfrequenz von Modellen und Echtzeitsystemen, wird in jeder Schnittstelle zu M.C definiert, mit welcher Frequenz der Signalaustausch stattfindet. Es besteht weiter die Möglichkeit, Schätzalgorithmen zu aktivieren, die eingehende Signale schätzen, um Totzeiten und Fehler in der Signalübertragung zu kompensieren. Damit eine Kommunikation stattfinden kann, muss für M.C eine Basisinfrastruktur eingerichtet werden, in der alle beteiligten Rechner (Simulation und Prüfstand) für das Tool sichtbar sind. Außerdem besteht die Anforderung, dass dieses Netzwerk in sich geschlossen ist, um einen unbefugten Zugriff von außerhalb zu beschränken (z.B. firmeneigene Netze bzw. Intranet).

5. Anwendungsbeispiele

Das in Kapitel 4 beschriebene Vorgehen wurde zunächst anhand des Use-Cases „Kopplung eines Antriebsstrang- mit einem Batteriezellenprüfstand“ im Labormaßstab angewendet. Dieser Use-Case beschreibt, wie das Batterieverhalten bei der Validierung von Antriebssystemen und die tatsächlichen Belastungen der Batterie durch den Antriebsstrang abgebildet werden können. Hierfür wurden jeweils zwei Simulationsmodelle verwendet, wobei der Batteriezellenprüfstand auf einem Echtzeitsystem und der Antriebsstrangprüfstand in der Simulationsumgebung MATLAB/Simulink abgebildet wurden. Die räumliche Verteilung der verteilten Validierungsumgebung ist in Bild 4 zu sehen.

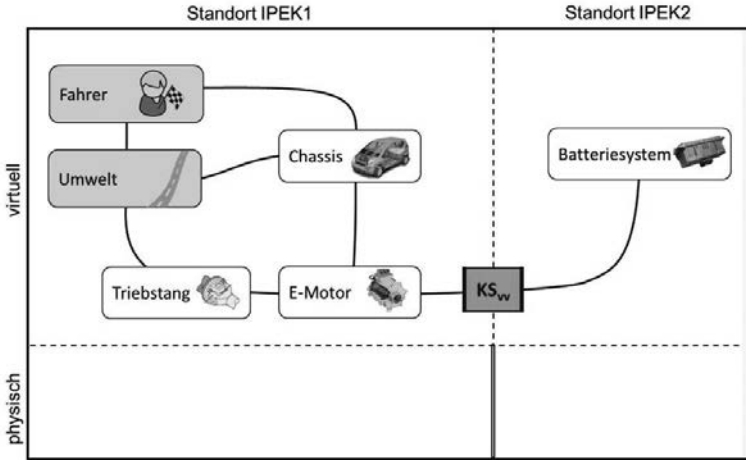


Bild 4: Verteilte Validierungsumgebung zum Aufbau eines elektrifizierten Antriebstrangs

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ziel der Untersuchungen war es, anhand des Aufbaus das verwendete KS_VV näher zu betrachten. Das KS_VV bestand aus dem Kopplungstool M.C (am Standort IPEK1) in Kombination mit dem institutseigenen Netzwerk, welches sich über mehrere Standorte erstreckt. In verschiedenen Untersuchungen wurden beispielsweise die Übertragungsfrequenz sowie die Netzwerklatenz (über einen Netzwerksimulator) variiert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Bild 5 zeigt exemplarisch den Spannungsverlauf des Batteriezellenprüfstands aus der Sicht von M.C (Standort IPEK1). Hierbei wurde die Übertragungsfrequenz variiert und mit einer Referenz verglichen. Diese Referenz (schwarz) beschreibt den Verlauf der Spannung bei maximaler Übertragungsfrequenz (1kHz). Es wurde keine Netzwerklatenz hinzugefügt. Es konnte beobachtet werden, dass sich der zeitliche Verlauf der Messgrößen bei einer Änderung der Übertragungsfrequenz oder der Latenz entsprechend den Erwartungen verhält. Mit sinkender Frequenz ergeben sich zunehmend größere Quantisierungsfehler. Bei steigender Netzwerklatenz ist ein zeitlicher Verzug der Größen entsprechend dem Betrag der Latenz zu beobachten. Schätzverfahren können dabei helfen negative Auswirkungen zu mindern, die durch eine begrenzt echtzeitfähige Übertragung entstehen [10].

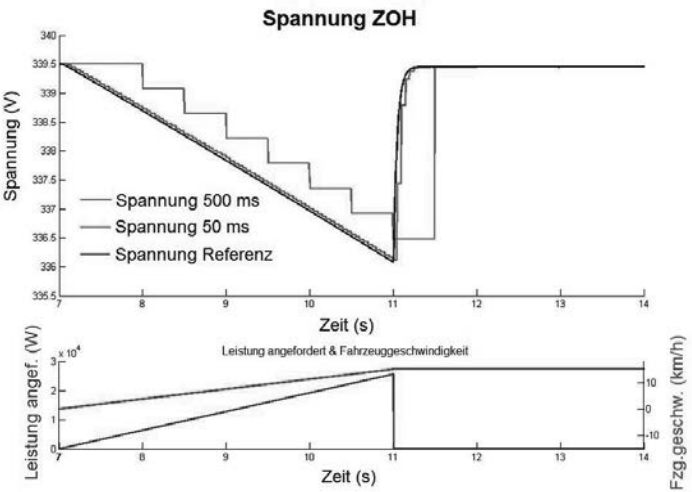


Bild 5: Spannung der Batterie gemessen an Standort IPEK1 unter Einfluss der Übertragungsfrequenz, Referenz entspricht 1 ms Abtastintervall, ZOH (Zero-Order-Hold)

Die Methode zur konkreten Umsetzung einer Kopplung wurde im Labormaßstab erfolgreich angewendet und wurde zur Untersuchung der Übertragbarkeit auf in der industriellen Praxis

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verwendete Prüfstände und Validierungsumgebungen übertragen. In einem Pilotprojekt wurde ein Engine-in-the-Loop-Prüfstand (EiL) und ein Powertrain-in-the-Loop-Prüfstand (PLP), die an zwei Standorten des KIT bereits vorhanden waren, über das KIT interne Local Area Network (LAN) verbunden. Der umgesetzte Versuchsaufbau stellt sich wie in Bild 6 gezeigt dar. Am Standort des PLP befinden sich der PLP selbst sowie die virtuelle Testumgebung bestehend aus Fahrer, Umwelt und Restfahrzeugmodell. Dabei wurde M.C in Verbindung mit dem bereits vorhandenen Echtzeitsystem des EiL als Koppelsystem KS_VV zwischen dem EiL und dem PLP verwendet. Außerdem wurden über das Kopplungstool die elektrische Belastungsmaschine am PLP (Wheel-Road-Machine), ein Kupplungs- und Schaltroboter sowie die Verbrennungskraftmaschine (VKM) mit einem Fahrzeug- und Fahrermodell verbunden.

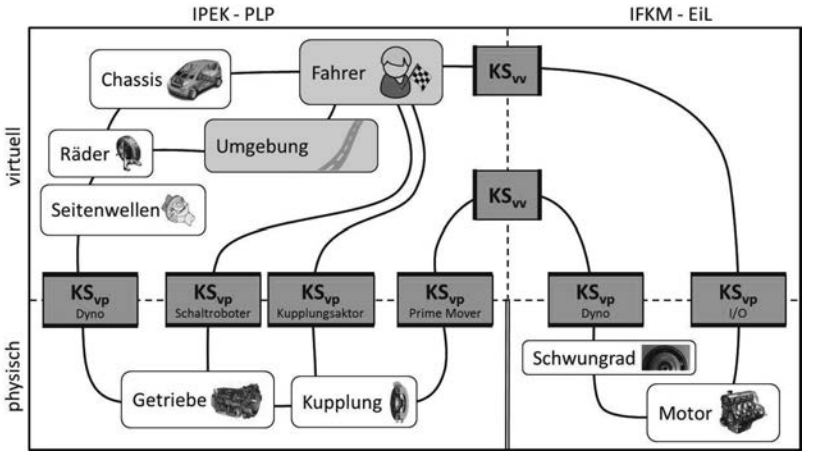


Bild 6: Verteilte Validierungsumgebung eines Antriebsstrangs zwischen IFKM und IPEK

Durch die virtuelle Kopplung der zwei physikalischen Systeme eröffnet sich nun die Möglichkeit, eine Kombination verschiedener Motor- und Getriebevarianten schnell und kosteneffizient durchzuführen. Die Prüfstandauslastung wird dadurch erhöht, sowie Stillstandzeiten aufgrund von notwendigen Umbauarbeiten reduziert. Bei der vorgestellten Studie wurde die Einbindung realer Prüfstandkomponenten in einen virtuellen Fahrversuch untersucht, wobei die physikalischen Komponenten untereinander ebenfalls eine virtuelle Kopplung aufweisen. Bild 7 zeigt den Aufbau des Versuchs exemplarisch. Der physikalische Aufbau besteht aus den Komponenten Verbrennungskraftmaschinenprüfstand (IFKM – EiL) sowie dem Getriebeprüfstand (IPEK – PLP) die jeweils mit einer elektrischen Belastungsmaschine physikalisch gekoppelt sind. Die Berechnung der Fahrphysik sowie die Fahrer- und Umgebungssi-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mulation wurde mit der Softwarekomponente AVL VSM 4^{TM} durchgeführt. Die Kopplung zwischen dem VKM- und Getriebeprüfstand sowie zwischen der Fahrzeugsimulation und den einzelnen Prüfständen wurde über das Netzwerkprotokoll UDP realisiert.

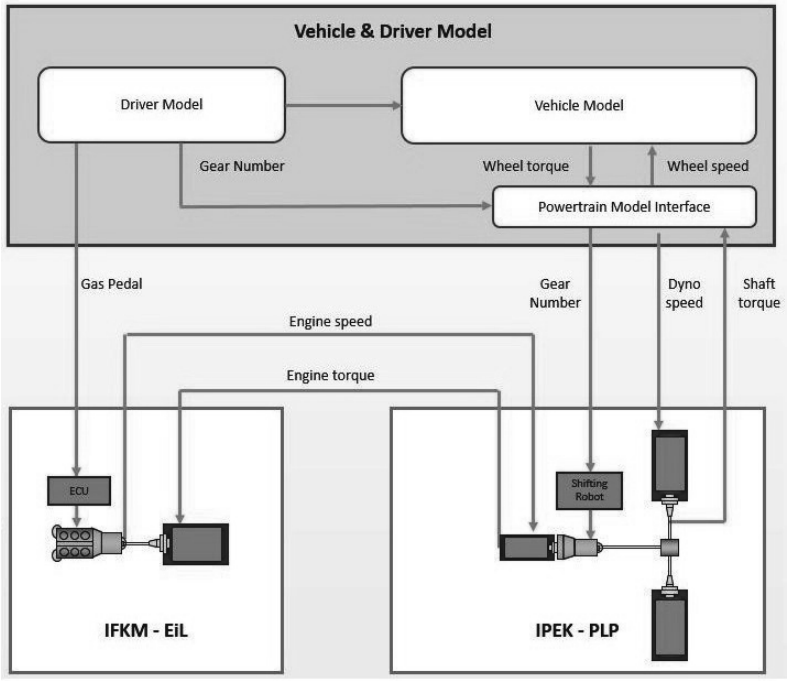


Bild 7: Architektur des Prüfstandaufbaus sowie der ausgetauschten Größen

In der ersten Phase des Projekts wurden die Prüfstandkomponenten, VKM und Getriebe durch Simulationsmodelle ersetzt und auf Rapid Prototyping Systemen in Echtzeit ausgeführt. Ausfälle in der Datenübertragung zwischen den Komponenten wurden simuliert und geeignete Maßnahmen wurden erprobt, ohne dass ein Prüfling Schaden nimmt. Durch den Einsatz von selbstlernenden Schätzverfahren in der Kopplung, kann die Auswirkung von Datenausfällen minimiert werden (s. Bild 8). Bild 8 zeigt das Drehzahlverhalten der VKM am Prüfstand bei einem Datenausfall (Data_ok = 0) von 4ms. Es ist zu beobachten, dass der Wert der Drehzahl während des Ausfalls stagniert. Durch den Einsatz des Schätzverfahrens ACoRTA [10,11], das auf einem Extended Kalman Filter basiert, kann der Datenausfall erkannt und die Differenz zwischen der Simulation und dem Istwert minimiert werden.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

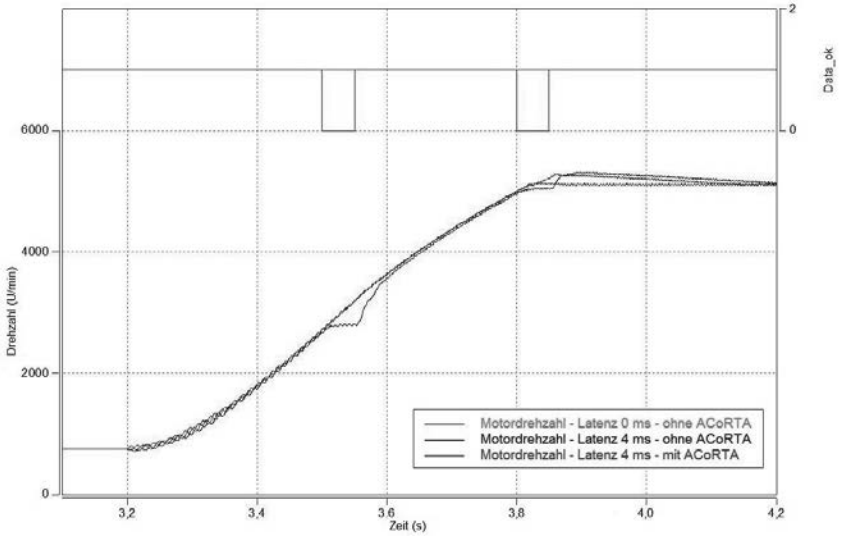


Bild 8: Auswirkung von Datenausfällen auf das Drehzahlverhalten in der Simulation

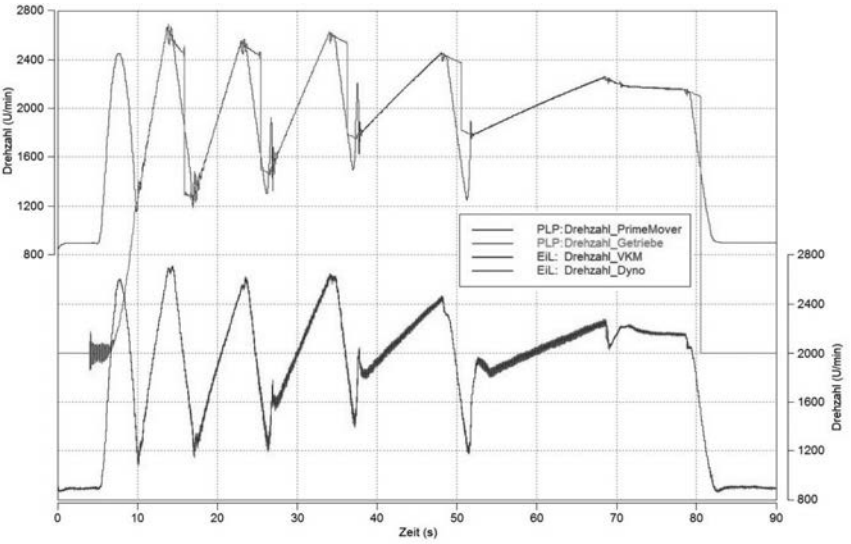


Bild 9: Messergebnisse virtueller Fahrversuch (Volllastbeschleunigung) mit zwei physischen Komponenten auf zwei getrennten Prüfständen

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In der zweiten Phase wurden die Simulationsmodelle von VKM und Getriebe durch zwei räumlich getrennte physische Prüflinge ersetzt. Bild 9 zeigt die Auswertung eines Fahrversuchs, bei dem ein Fahrzeug durch den Fahrer vom Stand heraus schnellstmöglich beschleunigt. In der Grafik unten ist die Drehzahl der VKM (EiL) sowie die Drehzahl der elektrischen Belastungsmaschine (Dyno) ersichtlich. In der Grafik oben ist die Drehzahl der Getriebeeingangswelle (PLP) sowie der Drehzahl der elektrischen Belastungsmaschine (Prime Mover) abgebildet. Erst das Schließen der Kupplung und das Anfahren bewirkt ein Drehzahlangleich zwischen der Belastungsmaschine und dem Getriebeeingang.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Validierung ist die zentrale Aktivität der Produktentwicklung [3]. Mit der fortschreitenden Entwicklung von alternativen Antriebssystemen in Fahrzeugen werden weit reichende Strukturveränderungen in der Automobilentwicklung erwartet [4]. Um die technologischen Potentiale für zukünftig stärker verteilte und vernetzte Entwicklungsprozesse zu heben, müssen unterstützende Methoden zur Planung und Konzeption von verteilten Validierungsumgebungen entwickelt werden. Unter Berücksichtigung der konkreten Validierungsziele und den individuell zur Verfügung stehenden Ressourcen können geeignete Testumgebungen definiert werden. In diesem Beitrag wurde eine Methode zur Erfassung und Spezifikation der zur Verfügung stehenden Infrastruktur, Konzeption von verteilten Validierungsumgebungen und der Realisierung dieser entwickelt. Sie wurde zunächst im Labormaßstab durchgeführt und in zweiter Stufe auf Prüfständen mit Industriestandart angewendet. Dabei wurde eine Möglichkeit zur Realisierung von virtuell / virtuellen Koppelsystemen aufgezeigt. Frühere Arbeiten befassten sich dagegen lediglich mit Teilaspekten von verteilten Validierungsumgebungen [1, 3]. Die Auswertung der Fahrversuche am Prüfstand ergab, wie in der Simulation, gute Ergebnisse. Die Studie konnte mit einem positiven Ergebnisse beendet werden.

In weiteren Forschungsarbeiten müssen Probleme und Details des KS_VV zur Datenübertragung und dem Signalmanagement angegangen werden. In Hinblick auf einen operativen industriellen Einsatz spielt dies eine übergeordnete Rolle. Des Weiteren muss eine Methode entworfen werden, anhand derer die Effizienz und Effektivität einer verteilten Testumgebung in Bezug auf einen spezifischen Use-Case bewertet werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim Institut für Produktentwicklung (IPEK) und Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) sowie bei der AVL Deutschland GmbH für die gute Zusammenarbeit. Teile der Ergebnisse sind im Rahmen des Forschungsprojekts XiL-BW-e entstanden. (Gefördert durch das Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg)

8. Literaturangaben

[1] A. Albers, Y. You, S. Klingler, M. Behrendt, T. Zhang and K. Song. „A New Validation Concept for Future Automotive Development". FISITA World Automotive Congress 2014, 2014.

[2] A. Albers, S. Yan, M. Behrendt. „ Validation Support for Distributed Vehicle Development Based on the XiL-Approach". FISITA World Automotive Congress 2016, 2016.

[3] A. Albers. "Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences". Proceedings of the TM.CE 2010, 2010.

[4] O. Wyman. "FAST 2025: Future Automotive Industry Structure". VDA, 2012.

[3] A. Albers, K. Matros, M. Behrendt and H. Jetzinger. "Das Pull-Prinzip der Validierung – Ein Referenzmodell zur effizienten Integration von Validierungsaktivitäten in den Produktentstehungsprozess". VDI Konstruktion. 2015, 6–2015:74–81.

[5] A. Albers, M. Behrendt, S. Klingler and K. Matros. „Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess". München: Carl Hanser Verlag, 2016.

[6] Albers A. and T. Düser. "Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform". FISITA World Automotive Congress 2010, 2010.

[7] A. Albers, J. Fischer, S. Klingler and M. Behrendt. „Durchgängige Validierung und Verifizierung am Beispiel der akustischen Eigenschaften eines Elektrofahrzeugs". Presentations of Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug, 2014.

[8] H. Stachowiak. "Allgemeine Modelltheorie". Wien: Springer, 1973.

[9] A. Albers, T. Pinner, S. Yan, R. Hettel and M. Behrendt. "Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups". Proceedings of DESIGN 2016, 2016.

[10] M. Benedikt, J. Zehetner, G. Stettinger, M. Wierse, H. Kokal. „Forschungsprojekt A-CoRTA: Modellbasierte Kopplung zur Lösung des Echtzeit-Co-Simulationsproblems". SIMVEC 2014, 2014.

[11] G. Stettinger, M. Horn, M. Benedikt, J. Zehetner. „Model-based Coupling Approach for non-iterative Real-Time Co-Simulation". 2014 European Control Conference, 2014

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

NVH Kalibration auf einem Powertrain-In-The-Loop Prüfstand

Nvh Calibration on a Powertrain-In-The-Loop Test Bed

Dr.-Ing. **Klaus Pfeiffer**, AVL DEUTSCHLAND GmbH, Bensheim
Reinhard Merl, AVL List GmbH, Graz, Austria

Kurzfassung

Die Aufwände zur Systemintegration und Validierung steigen insbesondere bei modernen Antriebssträngen mit diversen intelligenten Steuergeräten (xCU) dramatisch. Der größte Teil dieser Arbeit wird nach wie vor mit Prototypen-Fahrzeuge auf Teststrecken durchgeführt. Die Verlagerung von Straßentests ins Labor ist der Schlüssel zur Erreichung kürzerer Entwicklungszeiten und zur Einsparung der Entwicklungskosten.

Am Powertrain-in-the-Loop (PIL) Prüfstand werden alle Antriebskomponenten vom Motor bis zur Radnabe aufgebaut. Der Prüfstand ist in der Lage NVH-Prüfaufgabe und auch reale Fahrmanöver abzubilden. Hierbei kann jede Fahrbahnoberfläche, Fahrbahnsteigung und Fahrzeugmasse, einschließlich der Räder, nachgebildet werden. Trägheitsarme Permanentmagnet-Maschinen (PMM) und ein validiertes Fahrdynamikmodell sind Kern dieses Prüfstands. Die Zugkraft im Reifen-Fahrbahnkontakt eines jeden Rades wird simuliert und dem Antriebsstrang durch die Radmaschinen als Last aufgeprägt. Das modulare Prüfstandskonzept ermöglicht eine flexible Prüfung von Antriebskomponenten, des gesamten Antriebsstrangs (Front-, Heck-, Allradantrieb) oder das Gesamt- Fahrzeug.

Prüfstand und Prüfzelle sind akustisch für die NVH-Prüfaufgaben ausgelegt. Andere Anwendungen, wie Antriebsstrang-Kalibrierung oder der reale Fahrmanöver sind ebenfalls möglich. Die Performance der Radmaschinen, der Einfluss des Trägheitsmomentes der Radmaschinen und der Unterschied zwischen Drehmoment-geführter bzw. Drehzahl-geführter Fahrdynamiksimulation wird exemplarisch diskutiert.

Abstract

The system integration and validation work for today's sophisticated powertrains with various intelligent control units (xCU) is increasing dramatically. The majority of this work is still car-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ried out with prototype vehicles on test tracks. Moving prototype vehicle tests from the road into the lab is key in achieving shorter development times and saving development cost.
The described Powertrain-in-the-Loop (PiL) testbed uses driveline components from the engine all the way to the wheel ends. The testbed is built to do real time vehicle maneuvers and NVH testing. This test setup can emulate any road surface and grade and vehicle inertia including wheels as close to reality as possible. The testbed contains low inertia high performance Permanent Magnet Machine (PMM) dynamometers. A valid vehicle dynamics model is used to simulate the individual load in the tire road contact which will be actuated by the wheel dynamometers. The modular testbed design allows flexible testing of driveline components as well as the complete driveline (front-, rear-, all-wheel drive) or the complete vehicle.

This testbed as well as the entire test cell are acoustical designed for NVH assessment. Other applications like powertrain calibration and real-world driving maneuvers are also possible. The needed performance of the dynamometers, the influence of the dynamometer's inertia and the difference between torque based and speed based vehicle dynamics simulation will be discussed.

1. Introduction

The development of modern powertrains challenges vehicle manufacturers, suppliers and service providers in the environment of global competition with high innovation and cost pressures. Within the given short development time, a production-ready powertrain consisting of mechanical, hydraulic, electrical and electronic drive components is to design, to integrate into the vehicle, to calibrate and to test fully. Today's development goals can be split into mandatory criteria such as CO2, fuel consumption, emission limits, and diagnostic functions as well as in differentiation criteria such as performance, noise, vibration and drivability. Some of these criteria do have contradictory requirements to fulfill the development goals.

This leads to the fact that today more active components with intelligent control units have to be integrated into one powertrain. This powertrain will installed in different vehicle variants with the consequence that more vehicle variants have to be calibrated. Both the higher powertrain complexity and the higher numbers of vehicle variants results in a bigger number of data which have to be evaluated. Typically this would require more people, more prototype vehicles for real driving tests and more time.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Contradictory requirements, higher powertrain complexity more vehicle variants have to be balanced in an efficient way during the global development process. The global development process vehicle and also for any powertrain component can be split into 4 phases.

1. The first phase in powertrain development is the concept development. Starting with requirement engineering leads to the definition, confirmation and target agreement for serial development. The engineering work is based on virtual prototypes. The feasibility of the concept is demonstrated and verified in simulation. At the end of the Generation 0 all concept relevant documents (simulation model and analysis) are available and have been evaluated.
2. The next phase is function development which starts with the requirement management for Generation 1 (prototype as functional demonstrator). This phase includes technical specification, design, definition of the BoM, function implementation, calibration and testing plan and the assembly requirement for the functional demonstrator.
3. The next phase is the pilot based development with the main focus on component endurance and durability. Beside durability the interactions to other powertrain components are also tested. These tests are conducted on a broad variety of test beds, e.g. component test beds, tilt test beds up to driveline performance and durability test beds. This phase ends with Generation 2 where the series production hardware is ready for vehicle integration.
4. The last phase is system integration and validation with prototype vehicle in real driving tests. This comprises functional validation of the complete system, summer and winter tests, calibration improvements to meet SOP level and also the support for Production Part Approval Process (PPAP). We are talking here about more than 20 million miles of road tests with hundreds of prototype vehicles running in different continents and time zones until SOP.

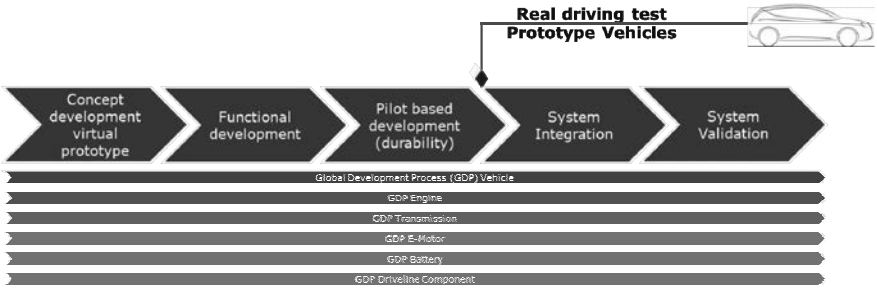


Fig. 1: Global Development Process

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Typically NVH investigation takes place on a component level in phase 1 to phase 3 and on a system level in the vehicle in phase 4 and phase 5. The complicating factor for NVH investigation is that NVH is mainly subjective. This is different to other targets as e.g. durability and has to be considered that not only absolute values are important, but also the subjective impression.

2. Powertrain and Transmission NVH Investigation

Noise, Vibration, Harshness (NVH) is the name for audible noise or perceptible vibrations and oscillations and the transition area (Harshness) in the range of 20Hz to 100 Hz. Vibration or noise are transmitted via a variety of paths and are classified as "structure-borne" noise. Others are generated acoustically and propagated by airborne paths. Structure-borne noise is attenuated by isolation, while airborne noise is reduced by absorption or through the use of barrier materials. Vibrations are sensed by a human driver at the steering wheel or the seat and can also be measured at different points in the driveline.

The sources of vibration and noise in a powertrain are many, including the combustion engine, transmission, E-motor, inverter and driveline.

- Downsized combustion engines with higher torque introduce higher excitations
- Drivetrain loss reduction has a lack in damping
- Higher number of gears have higher number of noise sources
- E-Motors and inverters introduce electric whistle and also lack of noise masking

Thus the drivers for powertrain NVH investigation are diverse:

- Achievement of legislative regulations (pass-by noise…)
- Compensation of RDE effects on NVH behavior.
- Fulfillment of customer expectations “class of vehicle”
- Identification of vehicles by unique sound design (Brand sound!)
- Cost and weight optimization by treatment of NVH packages
- Optimization of Mild Hybrid systems e.g. Stop & Start systems
- Development of e-sound for low noise vehicles (e-cars, hybrid, fuel cell concepts, downsized engines)

NVH testbeds are typically designed driven by the phenomena and the component which should be evaluated. Typical instrumentations are microphones, accelerometers and torque

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

flanges, force gauges, or load cells. Many NVH facilities will have semi-anechoic chambers, powertrain NVH cells as well as NVH chassis rollers. The NVH phenomena in a powertrain are many, i.e.:

- Rattle of transmission, transfer case or differential gearbox
- Transmission clank
- Static shift clank
- Shifting noise
- Shifting vibration
- Vibrations caused by engaging or disengaging the clutch
- Jerk caused by engaging or disengaging the clutch
- Torsion vibrations of the complete drive train
- Tip in / out vibrations
- Tip in / out jerk
- Vibrations caused by different conditions of landing gear shock strut compression (different half shaft angles)
- Vibrations due to unbalance

Typical requirements to a NVH powertrain test cells are:

- Decoupled baseplate construction or seismic block in terms of vibration decoupling
- Special test cell wall requirements: covered with sound absorbing material
- Residual background noise level of approx. 30dB(A)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

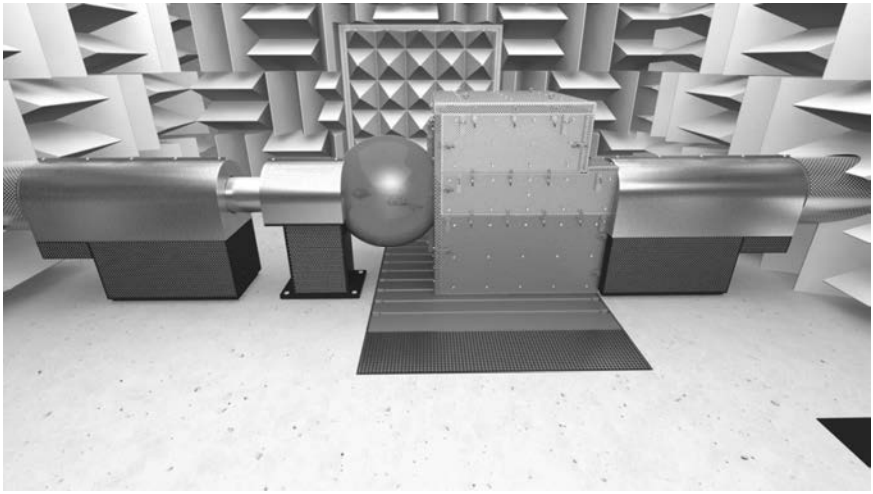


Fig. 2: Powertrain / Transmission NVH test cell

The complete Powertrain / Transmission system includes one input and two output dynamometers. The output dynamometers are usually installed outside of the NVH chamber. The input dynamometer is installed close to the transmission which allows torsional vibration excitation for transmission rattle evaluation. All test cell components are covered with high sound absorbing materials to achieve the required background noise level. This test cell setup is perfect for powertrain and transmission noise investigations. It has deficits for powertrain vibration assessment.

3. Powertrain in the Loop Testbed

Powertrain vibration assessment requires a mechanical setup which is close to the target vehicle. Vibration assessment should cover all phenomena in the frequency range which a human driver typically feels. These are all interaction points between the human body and the vehicle structure. Shock behavior of the vehicle body while tip-in or tip-out has also to be taken into account because it influences vehicle comfort.

Typically a powertrain is composed of engine, transmission, transfer case, propeller shaft, rear axle and axle shafts. These plenty of inertia parts normally have their own resonance frequencies within driving ranges. These resonances are coming from excessive torsional

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

vibration level of some parts and generating annoying noise. Torsional vibration behaviors of all driveline components are present and can be measured at different positions in the powertrain.

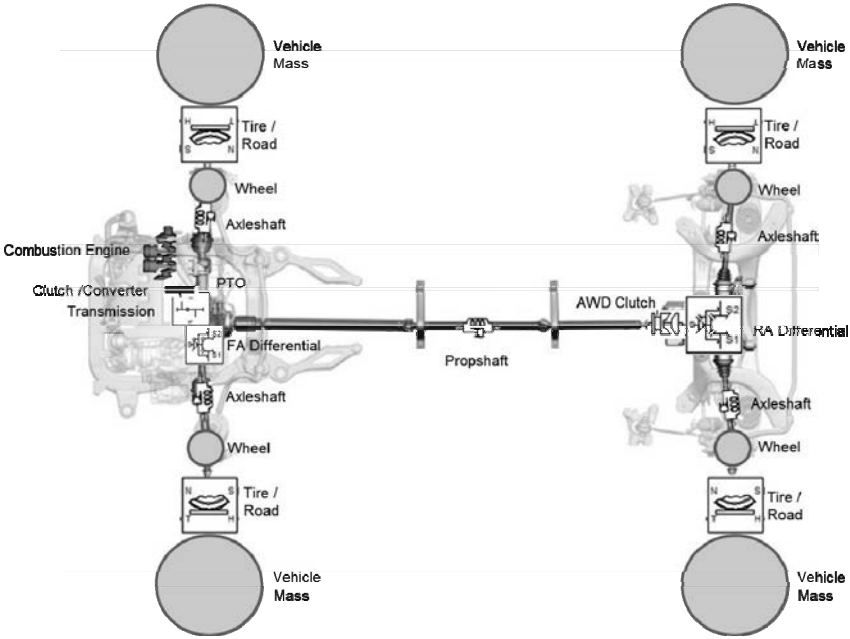


Fig. 3: Mechanical model of a powertrain

The powertrain itself is a multiple mass oscillator with diverse Eigen-frequencies. These are determined by the corresponding masses, spring rates and dampers, where any shaft can be modeled as a spring-damper system. Certain conditions have to be fulfilled that the natural oscillation behavior of the powertrain at the testbed is comparable to the same powertrain in the vehicle on the road:

- The entire powertrain up to the wheel hub is built up at the test bed.
- The output dynamometers (wheel dynamometers) are mounted directly to the axle shafts.
- The wheel dynamometers should have an inertia comparable to the wheels.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- The tire-road contact has to be replaced by a real-time model to introduce the damping behavior of the tire.
- The original powertrain mountings, which are the junction point vehicle body – powertrain, should be used.

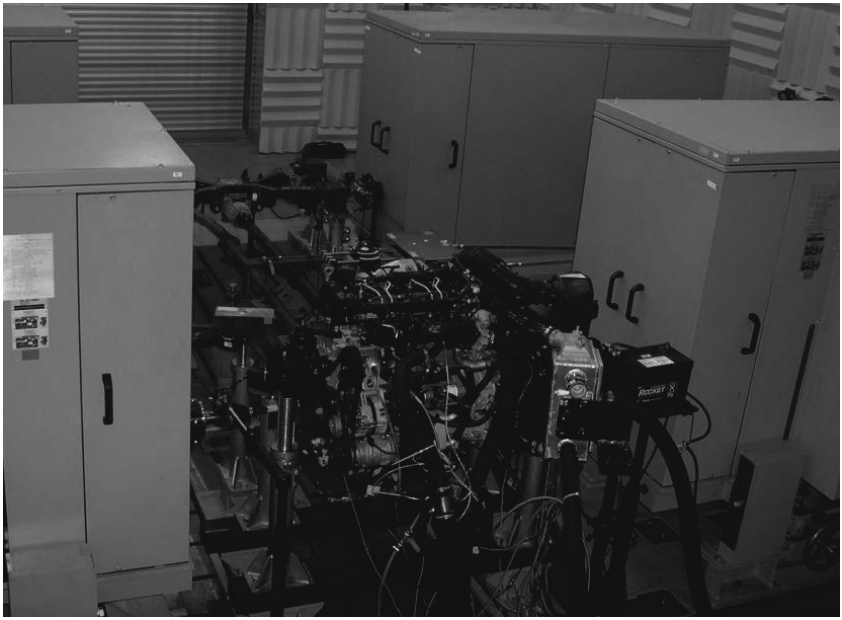


Fig. 4: Powertrain in the Loop Testbed for Vibration Assessment

3.1 Dynamometer Selection

The driving maneuvers and their dynamics do influence the wheel dynamometer selection. The maneuvers can be clustered in three different categories:

- *Maneuver category 1:* Normal operating conditions by mapping driving resistance including curvature.
- *Maneuver category 2:* High operational loads as gear change, full throttle acceleration, full load tip-in or towing

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- *Maneuver category 3:* Extreme loads e.g. misuse tests (drive over curb), race start (with a loss if traction), parking lock tests or chessboard tests (switching friction coefficient)

Maneuver category 1 and 2 are characterized by wheels with traction (no spinning wheels) and direct coupling to vehicle mass. The wheel acceleration is correlating to vehicle acceleration. No high dynamic effects (<10Hz) in speed and torque occur. The damping behavior of the tire has to be considered with a real time model. The matching physical inertia between dynamometer and wheel is secondary; it can be electrically simulated.

Maneuver category 3 is characterized by wheels loosing traction (spinning wheels) and hence a de-coupling of the vehicle mass. The wheel acceleration can be much higher than vehicle acceleration. Very high dynamic effects (>10Hz) in speed and torque occur, e.g. high torque peaks at the transition in loosing and gaining traction. These effects are caused on one hand by a change of accelerator pedal position (change of demand value) or a variation of road conditions and real break actuation (change of disturbance variable/value). The damping behavior of the tire has to be considered with a real time model. The matching physical inertia between dynamometer and wheel is of interest due to the band width limitation of electrical inertia simulation.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

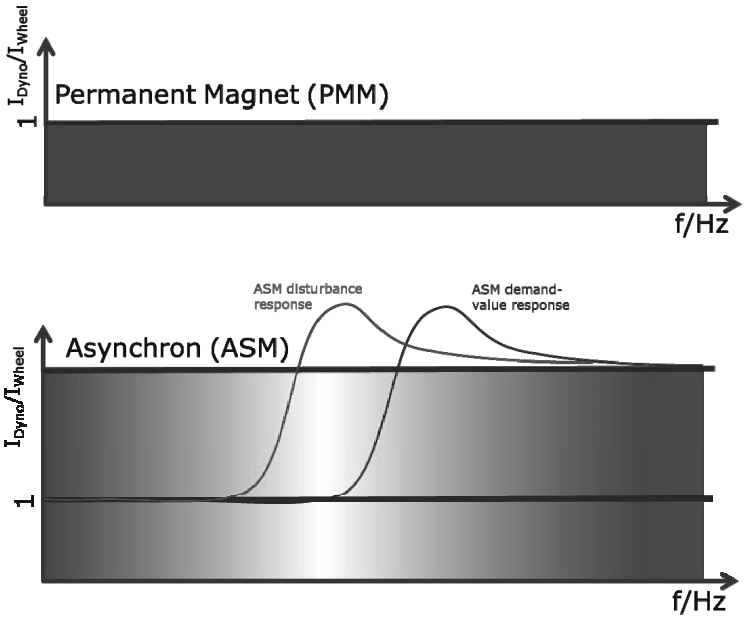


Fig. 5: Inertia Simulation: Comparison PMM vs. ASM

The right mechanical inertia using a low inertia Permanent Magnet dynamometer (PMM) with approx. 1.0kgm² inertia shows correct results in the whole frequency spectrum, for demand-value response as well as disturbance response. Trimming flywheels can be used to adapt the mechanical inertia of the dynamometer.

Asynchronous dynamometers (ASM) have typically a higher inertia as the wheel. Therefore an electrical inertia simulation is mandatory. Electrical inertia simulation only delivers correct results up to the corner frequency of the closed loop. At higher frequencies the inertia cannot be compensated. The reachable corner frequency for the demand-value response is higher compared to the disturbance response. The available torque of the dynamometer is also a limitation factor for inertia simulation. Simulating wheel with low traction requires acceleration rates with more than 16.000rpm/s.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

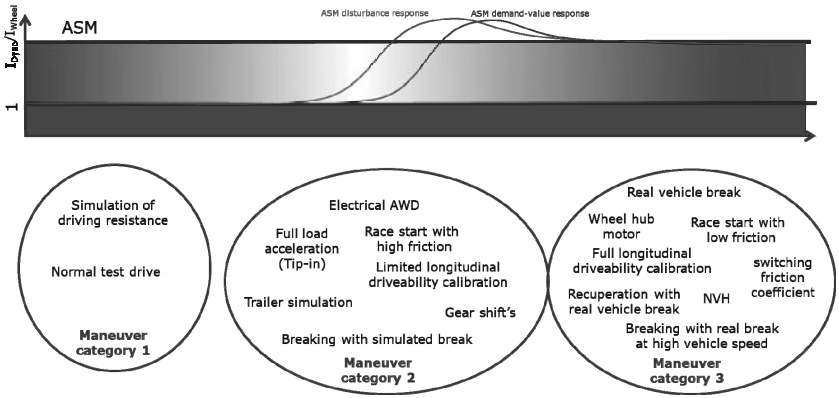


Fig. 6: Driving Maneuvers and their Dynamics

3.1 Vehicle Dynamics Simulation

The vehicle simulation model calculates the individual load of each wheel. The detail of the vehicle simulation model is directly linked to development goal and the phenomena which have to be evaluated. Today, vehicle simulation models have to be capable to test traction control, torque shift and torque vectoring. The combination of E-motors, differentials and transfer cases into the powertrain often blurs cause and effect. Therefore vehicle simulation has to include road load, road surface models, tire forces and tire models.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

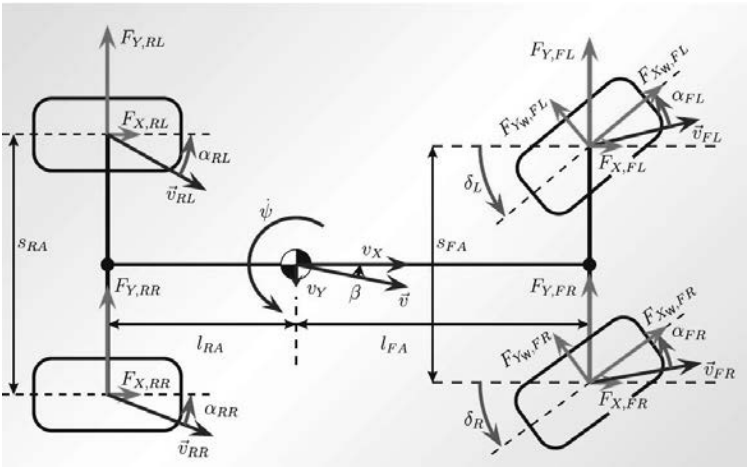


Fig. 7: Vehicle Model: Co-ordinate System for the Equations of Motion

Nevertheless a vehicle simulation model with six degrees of freedom (6DoF) is mandatory to describe the vehicle motion in space. These 6DoF are the accelerations in X, Y and Z direction (Jerk, Side Shift and Lift) as well as the rotations around these axles (Roll, Pitch and Yaw). Key in the vehicle dynamics model is proper tire simulation. The tire model is calculating the traction force in the contact-zone tire-road or the wheel speed.

Two different approaches are exiting of connecting vehicle dynamics simulation to a powertrain testbed.

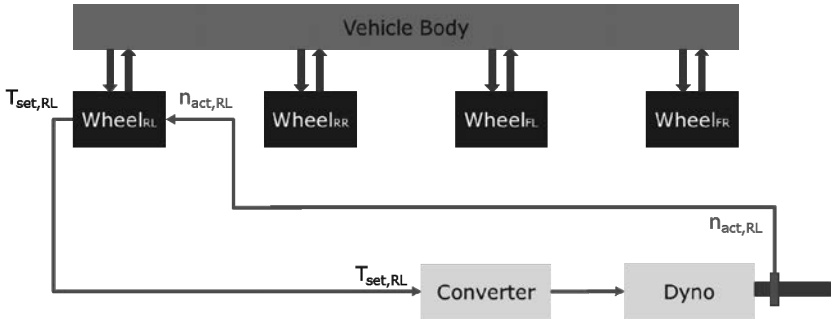


Fig. 8: Torque based Vehicle Dynamics Simulation

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

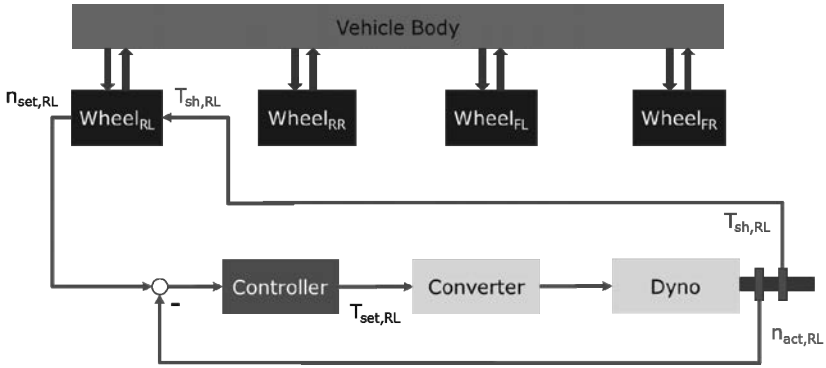


Fig. 9: Speed based Vehicle Dynamics Simulation

The advantage of the torque based vehicle dynamics simulation is, that the eigen-frequency of the mechanical setup will not be miss-tuned by a controller. Speed based vehicle dynamic simulation enables electrical wheel inertia simulation. The torque based variant would need requires mechanical inertia simulation by using trimming flywheels.

The discussed Powertrain the Loop testbed uses low inertia PMM dynamometers with trimming flywheels and a toque based vehicle dynamics simulation. This setup ensures the highest accuracy for vibration assessment as the mechanical setup is as close as possible to the target vehicle.

4. Experimental Results

Torsional vibration behaviors of all driveline components are measured on the road with vehicle configuration, on the testbed with powertrain set up and also on the testbed with vehicle setup.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig. 10: Powertrain in the Loop Testbed with Vehicle Setup

Fig. 11 shows the correlation of the torsional vibration profile in wide open throttle (WOT) acceleration from 1000rpm up to 3500rpm in 5th and in 6th gear of a 4WD powertrain. Measured patterns of torsional vibration are matching well. The transferred torque to the rear wheels is reduced in the engine speed range of 1800rpm to avoid rattling noise on the transfer case. This improvement is successfully reproduced with powertrain configuration on the Powertrain in the Loop testbed.

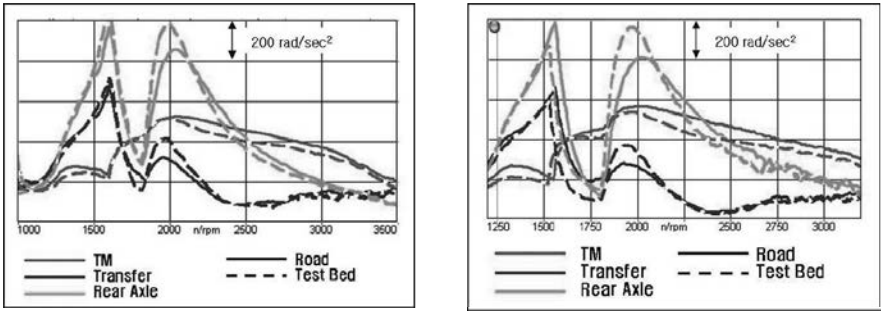


Fig. 11: Torsional vibration of powertrain on the test bed and vehicle on the road at 5th and 6th gear

As another example is the tip-in shock. The shock is perceptible as a 15Hz vibration on the seat rail especially in 3rd gear. Vibrations of the engine, engine mounting (both powertrain

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

side and body side) and seat rail are measured for the correlation tests. As the suspension plays an important role, vehicle configuration is more suitable than powertrain only.

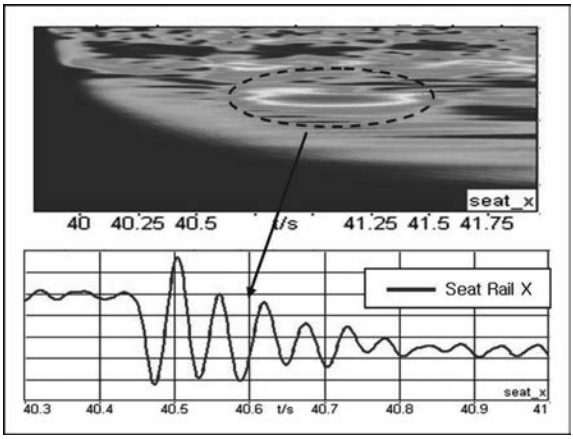


Fig. 12: Vibration at Seat Rail after Tip-In

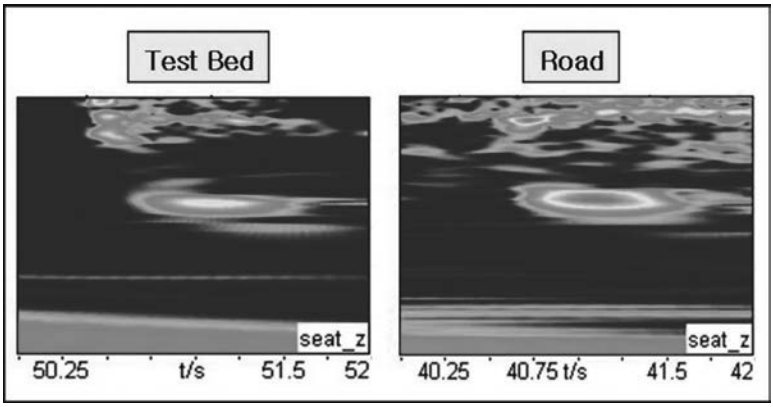


Fig. 13: Correlation of Vibration at Seat Rail after Tip-In

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Conclusion

A Powertrain in the Loop testbed with low inertia wheel dynamometers and a torque based vehicle dynamics simulation is a proper tool for vibration assessment. NVH tests such as 4WD transfer rattling noise, tip-in shock phenomena can reproduced successfully. The torsional vibration correlates from the testbed to those from the real road. Various driving maneuvers can be reproduced. Thus NVH and also other applications can be optimized in an earlier stage of the development process.

[1] Pfeiffer, K;. „High-Dynamic Powertrain Test Bed – The Extension to a Chassis Roller and Roadway Tests “, GPC Vaals, June.(2008)

[2] Illmeier, F, Pfister, F. „Virtual driving at the Powertrain Test“, CTI Transmission Symposium Berlin, December.(2009)

[3] Pfeiffer, K; „ Is Vehicle System Integration Exclusively Reserved for Proving Ground Test? – Maneuver Based Testing Using a Highly Dynamic Vehicle-in-the Loop Test Bed “, GPC USA, November.(2011)

[4] Illmeier, F, Pfister, F. „The Real Test Drive on the Powertrain Test bed or Maneuver Based Testing “, VDI Transmission Symposium Friedrichshafen, (2010)

[5] Yoo, Jaegon, et al. ; “ Road Load NVH Test on the Highly Dynamic Powertrain Test Bed“, Hyundai Kia Motors Conference, November.(2010)

[6] Bauer R., Neues Regelungskonzept für dynamische Antriebsstrangprüfung, 17. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung (2011)

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Modellbildung von Koppelsystemen in der dynamischen Validierung von Antriebssystemkomponenten

Prof. Dr.-Ing. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Simon Boog**,
Dipl.-Ing. **Jan Berger**, Dipl.-Ing. **Jens Matitschka**,
M.Sc. **Michael Basiewicz**, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruhe

Kurzfassung

Ein wichtiges Erfolgskriterium in der gesamtsystemischen Validierung von Antriebssystemen bei der Kombination von physischen und virtuellen Systemkomponenten stellt das Verhalten der *Koppelsysteme* zwischen physischer und virtueller Domäne dar. Die u.a. aus Prüfstandsmotoren und -sensoren bestehenden Koppelsysteme können im Speziellen bei Untersuchungen dynamischer Wechselwirkungen die Ergebnisse stark beeinflussen. Die Herausforderung besteht hierbei in der Sicherstellung einer validen Testumgebung für das Gesamtsystem Fahrzeug. [1],[2]

Dieser Beitrag stellt eine zielgerichtete Modellierung von Koppelsystemen zwischen physischer und virtueller Domäne bei hochdynamischen Untersuchungen vor, im Speziellen zur dynamischen Identifizierung von physischen Teilsystemen auf hochdynamischen Komponentenprüfständen. Als Beispiel dienen hier Untersuchungen zur Dynamik von Federn-Sets in einem Kupplungsscheibendämpfer. Dabei werden unter anderem die Unterschiede der Koppelsystemmodellierung bei dynamischer Gesamtsystemintegration der Komponente und der dynamischen Komponentenidentifizierung erläutert. Durch die Berücksichtigung der identifizierten Modelle der *Mess-Koppelsysteme* kann der Prüfstands- und Systemeinfluss bei der Ergebnisinterpretation kompensiert werden, sodass das Verhalten eines einzelnen Teilsystems als *System-under-Investigation* [4] bestimmt werden kann.

An weiteren Anwendungsbeispielen wird aufgezeigt, wie der Ansatz auch auf Zweimassenschwungräder, Gelenkscheiben und nasslaufende Kupplungssysteme übertragen werden kann.

Abstract

An important criterion in holistic validation of drive systems using virtual and physical subsystems is the behavior of the *Koppelsystems* between virtual and physical domains. Among others, the transfer functions of test bench motors and sensors affect to results from dynamic rotational investigations. There is a challenge to ensure a valid test environment for the main vehicle system [1],[2]

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

This contribution shows a target-oriented modelling of Koppelsystems between physical and virtual domain for highly dynamic investigations, especially for the identification of physical subsystems on a component test bench. As an example a setup is presented to estimate the dynamic interaction-forces of technical spring sets in clutch damper systems. Also the different perspectives of Koppelsystems between dynamic main system integration and dynamical component identification are shown. Due to the use of identified models of *Measurement-Koppelsystems*, the influences of the test and system environment can be compensated during result interpretation. As a result the behavior of a particular subsystem as a *System-under-Investigation* [4] can be estimated.
Further examples for the application are presented in dynamic testing with dual mass flywheels, Hardy discs and wet slippage clutch systems.

1. Einführung

Für eine frühzeitige Absicherung des dynamischen Verhaltens der Antriebsstrang-Komponenten werden diese in Wechselwirkung mit dem Restfahrzeug unter Berücksichtigung der Fahrer- und Umwelteinflüsse mit der Verwendung hochdynamischer Prüfstände untersucht und optimiert. Als Beispiel ist hier das Entkopplungsverhalten eines Zweimassenschwungrads (ZMS) auf einem Prüfstand zu nennen, das zusammen mit virtuellen Teilsystemen des Triebstrangs und des Verbrennungsmotors (Echtzeitsimulation) untersucht wird. [3] Die Einflüsse der Koppelsysteme zwischen physischem Teilsystem auf dem Prüfstand und virtuellen Teilsystemen im Echtzeitmodell sind hierbei relevante Faktoren für die Ergebnisgüte bei dynamischen Untersuchungen. Diese Koppelsysteme können lediglich der Testumgebung und nicht dem zu validierenden System (Fahrzeug unter Fahrer- und Umwelteinflüssen) zugeordnet werden. Sie beinhalten z.B. die Drehmomenterzeugung, Drehzahlsensoren und deren rückgeführte Signale an der Systemgrenze zwischen physischen und virtuellen Teilsystemen. In diesem Beitrag liegt der Fokus auf der Berücksichtigung dieser Koppelsysteme bei der rotationsdynamischen Identifizierung von Komponenteneigenschaften. Dies dient der detaillierten Betrachtung des IPEK X-in-the-Loop-Ansatzes [4] für die Modellierung des Verhaltens der Systeme der Validierungsumgebung als Beitrag zur dynamischen Identifizierung physischer Antriebsstrangkomponenten als Systems-under-Investigation.

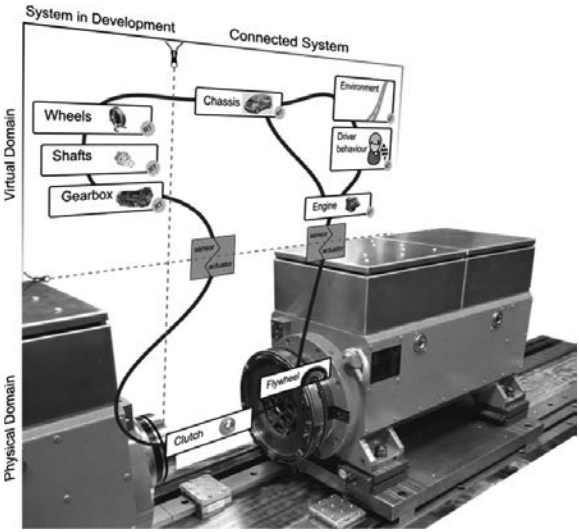
https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Stand der Forschung

Zur Ermittlung dynamischer Kenngrößen von Federn im Kupplungsscheibendämpfer bei dynamischer Rotationsanregung und Fliehkräften durch hohe Drehzahlen werden Modelle eingesetzt, welche die Messstrecke zwischen der Komponente und Messstelle physikalisch und seitens des Signalflusses beschreiben. Als Ergebnis erhält man das systeminterne Schnittmoment, welches zur dynamischen Identifizierung von Komponenten herangezogen werden kann (effektive Steifigkeit und Dämpfung der Feder in ihrer Einbausituation bei Betriebsbelastung). Relevante Größen sind Trägheits- und Steifigkeitseinflüsse der Prüfstandskomponenten und die Totzeiten der Signale. Bei dynamischen Untersuchungen mit z.B. Kupplungsscheibendämpfern wird der Einfluss der Adaption in rotationsdynamischen Betriebspunkten aufgezeigt. [1],[5],[6]

Durch Umsetzung des IPEK X-in-the-Loop-Ansatzes [4] können z.B. in einer Validierungsumgebung physische Teilsysteme mit einem in Echtzeit laufenden Simulationsmodell des restlichen Systems gekoppelt werden, um das Verhalten des *System in Development* in Wechselwirkung mit den *Connected Systems* bereits früh bewerten zu können. [4] Die rotationsdynamischen Wechselwirkungen über die Grenze von Simulationsmodell und physischem Teilsystem sind hierbei nach wie vor eine große Herausforderung. [7],[8]

Für die Abbildung rotationsdynamischer Phänomene von physisch-virtuellen Antriebssystemen werden hochdynamische Validierungsumgebungen mit performanten Echtzeitumgebungen eingesetzt, wie z.B. dem IPEK Powerpack Prüfstand (Bild 1).



Leistung:
je 209 kW

Drehzahlen
bis 9.000 min^{-1}

Drehmoment
max. 500 Nm

Rotorträgheit
je 0,036 kgm^2

Anregefrequenz
bis 500 Hz

IPEK Engineering und Automatisierung

UNICO Motorumrichter

Krebs & Aulich Motoren

Echtzeitsystem
Jäger ADwin-Pro II

Bild 1: IPEK Powerpack Prüfstand (angelehnt an [3])

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

So kann beispielsweise eine Potentialermittlung physischer Dämpfersysteme im Gesamtsystemkontext durchgeführt werden, wobei diese mit den restlichen, virtuellen Teilsystemen wechselwirken. [3],[8]

Die *Koppelsysteme* zur Wechselwirkung zwischen virtuellem und physischem Teilsystem (Sensor/Aktor) werden als reine Systeme der Validierungsumgebung nicht dem übergeordneten System (z.B. Fahrzeug) zugeordnet. Sie dienen lediglich der Verbindung von Teilsystemen, die nicht unmittelbar wechselwirken können. [9],[10]

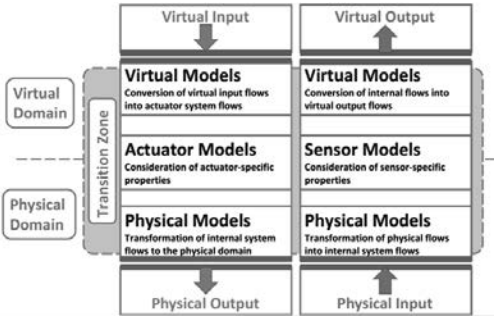


Bild 2: Koppelsysteme zwischen physischer und virtueller Domäne [9]

Für die Beschreibung von Koppelsystemen zur Wechselwirkung zwischen der virtuellen und physischen Domäne eines zu validierenden Gesamtsystems werden in [9] die in Bild 2 gezeigten, generalisierte Beschreibungen für die Teilmodelle eines Koppelsystems zwischen physischer und virtueller Domäne vorgestellt.

3. Modellbildung

In Bild 3 ist ein Versuchsaufbau mit einem Kupplungsscheibendämpfer auf dem IPEK Powerpack Prüfstand dargestellt. Das Kupplungsscheibendämpfersystem kann durch die Sensor-/Aktorsysteme für Drehzahl und Drehmoment mit dem virtuellen Teilsystem dynamisch wechselwirken. Als Drehmomentsensor dient hier kein Messflansch, sondern das über den Strom kalibrierte Luftspaltmoment der Prüfstandsmotoren.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

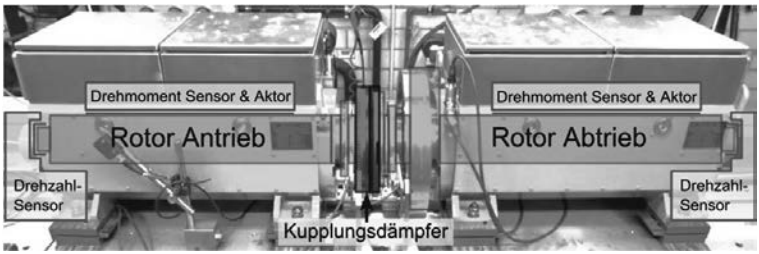


Bild 3: Prüfstandsaufbau für einen Kupplungsscheibendämpfer

Der Kupplungsscheibendämpfer mit Primärseite, Federn und Sekundärseite ist ein Teilsystem des Fahrzeugs. Die Rotoren der Motoren sowie die Adaption bilden durch ihre physische Trägheit die Teilsysteme Schwungrad und Getriebeeingang physisch ab. Das nicht physisch modellierte Teilsystem wird in der Echtzeitsimulation berechnet. Durch die richtige Trägheitsabstimmung der Rotoren und Adapter als Trägheitsmodelle von Fahrzeugkomponenten gelingt eine Drehmomentbeaufschlagung der Motoren mit den Werten aus der Echtzeitsimulation ohne die Notwendigkeit einer Trägheitskompensation (siehe auch [8]), weshalb die Trägheiten der Rotoren nicht den Koppelsystemen zwischen physischer und virtueller Domäne zugeordnet werden. Der Kupplungsscheibendämpfer ist somit im Sinne der gesamtsystemischen Betrachtung hinsichtlich der rotationsdynamischen Wechselwirkungen korrekt in das Systemmodell des Fahrzeugs integriert.

Mit diesem Ansatz wird zwar das Gesamtsystemverhalten über die Koppelsysteme zur Wechselwirkung zwischen den teils physischen und teils virtuellen Teilsystemen grundsätzlich erreicht. Dennoch besteht ohne gezielte Auswahl sowie Kenntnis geeigneter Messstellen und -strecken nicht die Möglichkeit spezifische Parameter der Teilsysteme wie z.B. effektive Steifigkeiten im Teilsystem zu ermitteln, die vor allem bei der Systemsynthese dieser Teilsysteme von Relevanz sind.

Beim Beispiel des Kupplungsscheibendämpfers lässt sich die wirkende Steifigkeit der Federsysteme durch die korrekte gesamtsystemische Integration nicht explizit bestimmen. Die Eigenschaften der Komponente haben zwar Auswirkungen auf das Gesamtsystem, können aber nicht differenziert betrachtet werden. Die an den Koppelsystemen zur Systemwechselwirkung zur Verfügung stehenden Sensorsignale erfassen lediglich die wirksamen Größen (z.B. Drehzahl und Drehmoment), welche am Systemschnitt der eingebrachten Koppelsysteme vorliegen. Dies zeigt, dass die Koppelsysteme je nach Validierungsziel differenziert betrachtet und explizit berücksichtigt werden müssen.

Deutlich wird dies am Beispiel eines Prüfstandsmotors des Kupplungsscheibendämpfer-Aufbaus, der am Übergang zwischen virtueller und physischer Domäne die Funktion des Drehmoment-Aktors erfüllt, allerdings nicht mit dem abstrakten Begriff des Koppelsystems

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gleichgesetzt werden kann. Die folgenden Sichtweisen geben einen Einblick auf die Sicht der Koppelsysteme in Abhängigkeit des Validierungsziels:

- **Koppelsysteme für die Gesamtsystemintegration**
  Beim Untersuchungsziel der Ermittlung der Gesamttriebstrangdynamik (z.B.) wird der physische Aufbau idealerweise derart abgestimmt, dass die Eigenfrequenzen und wirkenden Trägheiten des gesamten physischen Aufbaus denen des im virtuellen Teilsystem nicht enthaltenen Teilsystem entsprechen. Dies entspricht der physischen Modellierung von Getriebeeingang- und Schwungradträgheit beim zu Bild 3 beschriebenen Kupplungsdämpferaufbau. Die Trägheit des Motor-Rotors – sofern diese den Massen des dort befindlichen Fahrzeugteilsystems entsprechen – ist in diesem Fall kein Teil des Koppelsystems, sondern ein physisches Teilmodell des Fahrzeugs.
- **Koppelsysteme für die Komponentenidentifikation**
  Beim Untersuchungsziel der dynamischen Identifizierung eines Teilsystems als System-under-Investigation (z.B. Ermittlung dynamischer Steifigkeiten) soll das Teilsystem durch ein geeignetes Restsystemmodell zwar nahe am Betriebszustand im Fahrzeug vermessen werden. Der Fokus liegt nun allerdings auf den Komponenteneigenschaften und nicht auf der gesamtsystemischen Wechselwirkung. Damit geht einher, dass die Einflüsse der *Mess-Koppelsysteme* bekannt sein müssen. Hierdurch lassen sich diese Einflüsse bei der Auswertung kompensieren.Sollen also die dynamischen Charakteristika des Federsystems im Kupplungsscheibendämpfer mithilfe des Aufbaus in Bild 3 ermittelt werden, so werden die Rotoren der Prüfstandsmotoren sowie die Adaption mit ihren wirkenden Trägheiten ein Teil der Mess-Koppelsysteme. Diese Art von Koppelsystem kann nicht mit Koppelsystemen zur Systemwechselwirkung gleich gesetzt werden.

Für die Ermittlung des isolierten, dynamischen Verhaltens des Federsystems beinhalten die Mess-Koppelsysteme die Struktur mit ihren Trägheiten zwischen dem Federsystem und Sensor, als auch die Laufzeit der Signalwandlung im Sensor sowie die Kommunikation bis hin zur Signalerfassung. Zur Veranschaulichung sind die in diesem Fall den Mess-Koppelsystemen zuordenbaren Teilsysteme für die dynamische Charakterisierung des Federsystems in Bild 4 grau hinterlegt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

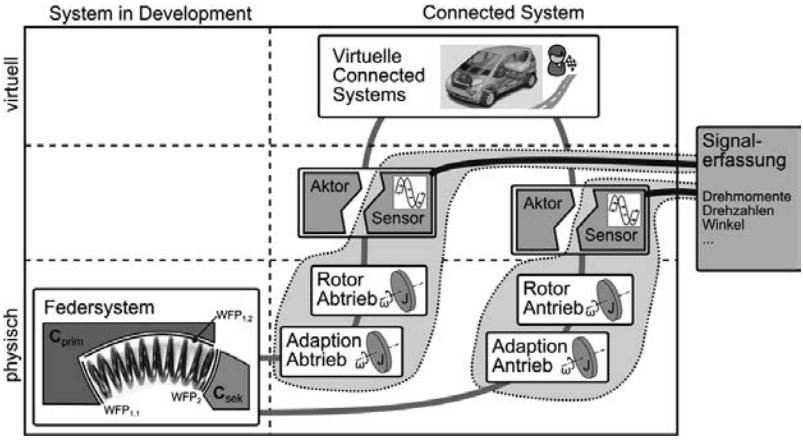


Bild 4: Mess-Koppelsysteme (grau hinterlegt) zur dynamischen Identifizierung von Federsystemen aus einem Kupplungsdämpfersystem

Die Ergebnisse in [1] mit einem Federsystem aus einem Kupplungsscheibendämpfer zeigen, dass sich durch diese Herangehensweise auch in Betriebspunkten überkritischer Frequenz des Prüfstandsaufbaus die effektiv wirkende Hysterese aus internem Schnittmoment und Verdrehwinkel zur Dämpfungsbestimmung des Federsystems nach [11] ermitteln lässt, obwohl die Signale an den Sensoren durch den Phasen- und Amplitudengang des mechanischen Prüfstandaufbaus sowie Totzeiten verfälscht werden.

Am Beispiel der Untersuchung von Federn in Kupplungsscheibendämpfern unter dynamischer Belastung werden nun die Einflüsse der Koppelsysteme bei der dynamischen Identifizierung von Komponenteneigenschaften aufgezeigt. Da ideale Sensoren direkt an der gewünschten Messstelle (in oder an der Feder) am Prüfstand nicht zu realisieren sind, muss der Einfluss der Messkoppelsysteme genauer betrachtet werden:

- **Trägheiten**
  Durch die Integration von Kraft- und Drehmomentsensoren werden zwangsläufig Trägheiten zwischen idealer und tatsächlicher Messstelle eingebracht. Die Beschleunigung der Trägheit physisch-mechanischen Mess-Koppelsysteme zwischen Drehmomentsensor und Feder führt zu einem Beschleunigungsmoment, welches rein dem Mess-Koppelsystem und nicht dem Federsystem zugeordnet werden kann.
- **Steifigkeiten**
  Analog zu den Trägheiten besitzen die Prüfstandskomponenten Steifigkeiten (Wellen, Messflansche, …), welche die Drehzahl- und Drehmomentmessungen verfälschen können, sodass Amplituden und Phasen nicht mehr mit denen an der Komponente

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

übereinstimmen. Durch den Betrieb des physisch-mechanischen Mess-Koppelsystems deutlich unter seiner eigenen Eigenfrequenz kann dieser Einfluss auf die Übertragungsfunktion vernachlässigt werden.

- **Totzeiten**
  Absolute und relative Totzeiten der Signale verfälschen die Phase der Signale zueinander, was sich bspw. auf eine ermittelte Dämpfung auswirkt (siehe auch [7]), Da hier die dynamische Identifizierung der Komponente selbst erreicht werden soll, spielen die absoluten Totzeiten der Signale keine Rolle. Lediglich die relative Totzeit der Signalübertragung zueinander ist hier von Relevanz, um die Signale zu synchronisieren.
- **Nichtlinearitäten**
  Durch Nichtlinearitäten wie Spieldurchgänge im Koppelsystem können ebenfalls die erfassten Größen verfälscht werden. In diesem relativ einfach gehaltenen Beispielaufbau sind relevante Nichtlinearitäten nicht in den Mess-Koppelsystemen enthalten.
- **Unsicherheiten und Auflösung**
  Wie bei jeder Messung physikalischer Größen ergibt sich eine Messgenauigkeit in der Messkette von z.B. Drehgeber oder Drehmomentmessflanschen in ihrer Messauflösung. Diese Einflüsse können mit einer klassischen Fehlerrechnung ermittelt werden und werden hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt.

Neben den offensichtlichen Toleranzen in der Messkette (Unsicherheiten) kommen bei dynamischen Untersuchungen somit die Einflüsse der Trägheiten, Steifigkeiten, Totzeiten und Nichtlinearitäten in den Mess-Koppelsystemen mit hinzu und müssen bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.

Für das gezeigte Beispiel der Federn in einem Kupplungsscheibendämpfer reicht die Ermittlung der physischen Trägheiten und Totzeiten der Mess-Koppelsysteme aus, um auch im Betrieb bei überkritischen Frequenzen des Prüfstandsaufbaus dynamische Kenngrößen des Federsystems zu ermitteln (siehe auch Ergebnisse in [1]). Allerdings liegen die Anregefrequenzen im Bereich bis ca. 30 Hz und es handelt sich um ein nahezu ungedämpftes, lineares System.

4. Anwendungsbeispiele

Neben erfolgreich durchgeführten Untersuchungen an ZMS und Gelenkscheiben wird diese Herangehensweise inzwischen auch auf Tests mit nasslaufenden Kupplungen angewendet.

Um das Potenzial der gezielten Modellbildung von Koppelsystemen in der Entwicklung spezifischer Prüfaufbauten zu verdeutlichen, werden diese weiteren Anwendungsbeispiele vorgestellt.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zweimassenschwungrad

Im Gegensatz zu den reinen Federsystemen im vorherigen Beispiel handelt es sich bei einem ZMS allerdings um ein durch Reibung gedämpftes System. Zur Identifizierung rotationsdynamischer Charakteristika von ZMS wie Steifigkeit und (Reibungs-)Dämpfung in dynamischen Betriebszuständen kann eine identische Konfiguration wie im voran gegangenen Beispiel verwendet werden, da sich der hier zu betrachtete Betriebsbereich bis 80 Hz deutlich unter den Frequenzen störender Eigenmoden der Adaption und Rotoren befindet. Die Voraussetzung hierfür ist allerdings, dass die Anbindung der Prüfstandsrotoren an das ZMS sehr steif und spielfrei erfolgen muss, da auch hier teilweise die Rotoren der Prüfstandsmotoren mit ihrer Trägheit einen Teil der physisch-mechanischen Mess-Koppelsysteme zwischen der ZMS-Bogenfeder und den Sensoren für Drehmoment und Drehzahl darstellen (Konfiguration wie in Bild 3).

Sollen allerdings höhere Genauigkeiten der Drehmomente als bei der Messung über die kalibrierten Motor-Umrichterströme erreicht werden, wird zwischen ZMS und Abtriebsmotor ein Drehmomentmessflansch integriert (Bild 5a: rechts ist der Abtriebsmotor zu sehen). Hierdurch wird unter anderem auch das physisch-mechanische Mess-Koppelsystem reduziert.

a) b)

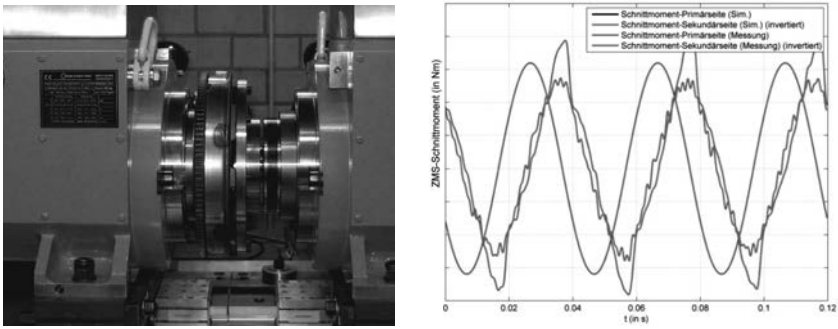


Bild 5: Aufbau zur rotationsdynamischen Untersuchung mit ZMS

In Bild 5b ist der ermittelte, ZMS-interne Schnittmomentverlauf abgebildet (der phasenverschobene, ideale Sinusverlauf dient nur als Referenz). Die beiden Signale ergeben sich durch die Kompensation der Einflüsse der Mess-Koppelsysteme auf der Primär- und Sekundärseite des ZMS, wodurch sich als Differenz dieser Signale auch die Dynamik der Feder selbst zeigen lässt (das höherfrequent überlagerte Signal ist das Moment auf der Sekundärseite der Feder).

Das Beispiel des ZMS zeigt, dass auch bei Systemen mit Reibungsdämpfung durch die Modellierung des Mess-Koppelsystems mit den wirkenden Trägheiten sowie Totzeiten auf dy-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

namische, interne Drehmomente rückgeschlossen werden kann. Diese Erkenntnisse lassen sich wiederum bei der Systemsynthese anwenden, z.B. zur optimierten Auslegung von Bogenfedern anhand der ermittelten, dynamischen Belastung.

Gelenkscheiben

Zur Identifizierung des hochfrequententen, torsionalen Übertragungsverhaltens von Gelenkscheiben bis zu Frequenzen von 300 Hz wurde eine Konfiguration für den IPEK Powerpack Prüfstand entwickelt, welche die Einstellung relevanter Testfälle (Frequenz, Amplitude, mittlere Last, Temperatur) in einem großen Bereich ermöglicht (siehe Bild 6). Das Restfahrzeug wird hier zwar nicht als komplexes Echtzeitsimulationsmodell abgebildet, allerdings werden aus den Betriebszuständen im Fahrzeug die einzelnen Testfälle abgeleitet. Durch die im Gegensatz zu den voran gegangenen Beispielen hohe und nichtlineare Steifigkeit von Gelenkscheiben müssen die für die dynamische Charakterisierung notwendigen Drehmomente und Verdrehwinkel sehr genau ermittelt werden. Hieraus ergibt sich eine differenzierte Wahl der Mess-Koppelsysteme.

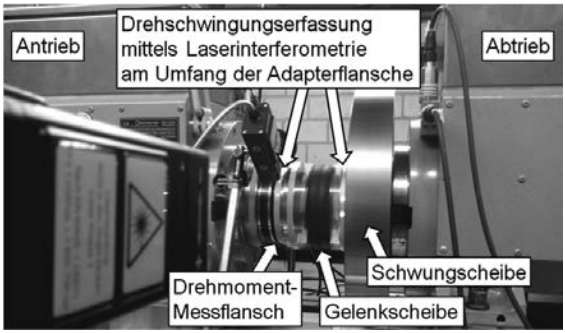


Bild 6: Aufbau zur hochfrequenten Untersuchung mit Gelenkscheiben

Durch die Verwendung von Laserinterferometern gelingt die hochgenaue Verdrehwinkelerfassung sehr nahe dem Prüfkörper, ohne die Messung durch zusätzliche Massenträgheitsmomente von zusätzlichen Messaufnehmern und Adapterflanschen zu beeinflussen (siehe auch [12]). Bei der Drehmomenterfassung wird sichergestellt, dass die Adaption zwischen Messstelle im Messflansch und der Gelenkscheibe im zu untersuchenden Frequenzbereich als starrer Körper modelliert werden kann. Die relativen Totzeiten der Mess-Koppelsysteme zur Verdrehwinkel- und Drehmomenterfassung müssen hier aufgrund der speziellen Messtechnik gesondert ermittelt werden.

Somit kann durch die Ermittlung der Drehbeschleunigung aus den Signalen der Laserinterferometrie und des wirkenden Massenträgheitsmoments der physisch-mechanischen Mess-

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Koppelsysteme schließlich das Schnittmoment am Prüfkörper-Eingang berechnet werden. Die Rotoren der Prüfstandsmotoren sind also mit ihren Steifigkeiten und Trägheiten nicht den Mess-Koppelsystemen zur Ermittlung von Steifigkeit und Dämpfung der Gelenkscheibe zuzuordnen, sondern dienen lediglich als Aktor für die Drehmoment-Belastung.
Insbesondere die Verlagerung der Messstellen von externem Stellmoment zu gemessenen Moment sowie der Komponenten-nahen Winkelerfassung ermöglicht die exakte Ermittlung dynamischer Kennwerte der Gelenkscheibe bei hochfrequenten Rotationsschwingungen im Antriebsstrang bis 300 Hz.

Nasslaufende Lamellenkupplung

Für die Ermittlung des Potenzials von nasslaufenden Lamellenkupplungen zur Reduktion von Rotationsschwingungen im Fahrzeug-Antriebsstrang bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad wird am IPEK – Institut für Produktentwicklung derzeit die schematisch in Bild 7 dargestellte Validierungsumgebung aufgebaut. Neben dem Validierungsziel der Gesamtsystemintegration zur Sicherstellung der dynamischen Wechselwirkungen müssen ebenfalls die dynamischen Charakteristika des Teilsystems „nasslaufendes Lamellenpaket mit Schlupf“ durch den Zusammenhang von Schnittmoment und Winkelgeschwindigkeit am Ein- und Ausgang des Lamellenpakets beschrieben werden.

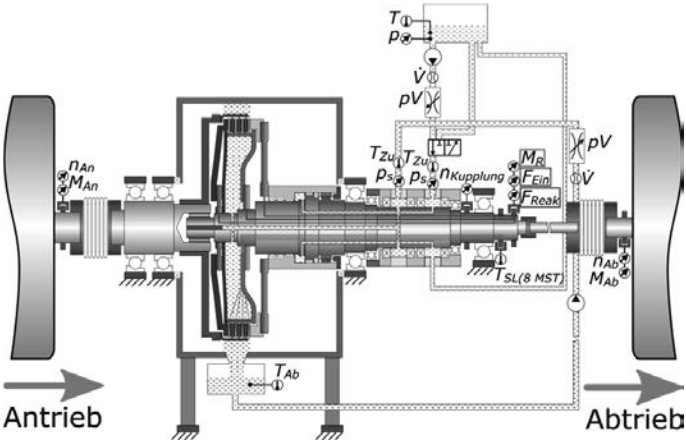


Bild 7: Testumgebung zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von nasslaufenden Lamellenpaketen

Auf der Antriebsseite beinhaltet das physisch-mechanische Mess-Koppelsystem neben den Messgliedern für Drehmoment und Drehzahl eine Balgkupplung, eine Zwischenwelle mit Lagerung und den Außenlamellenträger. Der Rotor des Prüfstandsmotors stellt lediglich das

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

physische Aktor-Modell dar. Die Messglieder für Drehmoment und Drehzahl sind außerhalb der Drehdurchführung für das Kupplungsöl angebracht, wodurch das Mess-Koppelsystem am Abtrieb den Innenlamellenträger und die Welle der Drehdurchführung bis zu den Messgliedern und die Lagerung der Welle beinhaltet.

Durch den Einsatz spielfreier Wellen-Nabenverbindungen und sehr steifer Bauteile gehen zwischen den Messgliedern und Lamellempaket Phasengang und Amplitudengang im zu untersuchenden Frequenzbereich bis 150 Hz gegen null. Somit kann das physisch-mechanische Mess-Koppelsystem als starr angenommen und sein Trägheitseinfluss über die ermittelte Beschleunigung und der bekannten Rotationsträgheit kompensiert werden. Die dafür notwendige Synchronisierung der Drehzahl-, Drehwinkelbeschleunigungs- und Drehmomentsignale wird über die Berücksichtigung der relativen Totzeiten erreicht.

Als Ergebnis können mit diesem Aufbau die dynamischen Charakteristika von Lamellenpaketen im Schlupf zur Reduktion von Drehschwingungen im Antriebsstrang ermittelt werden. Durch eine Berücksichtigung der Messungenauigkeiten sollen damit z.B. die Einflüsse der Belagelastizität auf das dynamische Übertragungsverhalten bestimmt werden können.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Auf Basis aktueller Beschreibungen von Koppelsystemen zwischen virtueller und physischer Domäne in der gesamtsystemischen Validierung von Antriebssystemen wurde eine detaillierte Betrachtung der Validierungsumgebung vorgestellt, die auch die Identifizierung dynamischer Parameter der Komponenten als System-under-Investigation zulässt. Am Beispiel von Untersuchungen mit einem Federsystem aus einem Kupplungsscheibendämpfer wurde gezeigt, dass die Sicht auf die Koppelsysteme vom Validierungsziel abhängt. So müssen insbesondere bei der dynamischen Identifizierung und Validierung von Komponenteneigenschaften auch die Mess-Koppelsysteme berücksichtigt werden. Die spezifischen Einflüsse bei rotationsdynamischen Testfällen wurden am Beispiel eines Federsystems aus einem Kupplungsscheibendämpfer erläutert und zugeordnet: Trägheiten, Steifigkeiten und Nichtlinearitäten im physisch-mechanischen Mess-Koppelsystem, Totzeiten bei der Signalwandlung und Kommunikation sowie Unsicherheiten und Auflösung der Sensoren.

Um die Übertragbarkeit des Ansatzes zu verdeutlichen und die Anwendung mit komplexeren Systemen aufzuzeigen, wurden neben dem linearen, nahezu ungedämpften Federsystem auch Beispiele mit Reibungsdämpfung (ZMS), Nichtlinearitäten (Gelenkscheiben) und die Konzeption eines neuen Aufbaus zur dynamischen Identifizierung von Lamellenpaketen in nasslaufenden Kupplungen vorgestellt.

Die Sicht auf die Koppelsysteme zur Identifizierung dynamischer Kenngrößen von Komponenten auf einem Prüfstand kann somit auch auf weitere Untersuchungen übertragen werden, was qualitativ bessere Ergebnisse bei diesen Untersuchungen ermöglicht. Ebenfalls wird die Modellbildung von physischen (Teil-)Systemen für die Implementierung von Simulationsmodellen erleichtert.

Als Ergebnis lassen sich so bereits während der Planung dynamischer Validierungsaufgaben an Komponenten- oder Teilsystemprüfständen diese Einflüsse bewerten sowie bei der Versuchsdurchführung und -auswertung effektiv kompensieren.

In den gezeigten Beispielen wurde die Steifigkeit der Koppelsysteme durch eine geeignete Auslegung (Messungen weit unterhalb der Eigenfrequenz des Mess-Koppelsystems) als Einfluss umgangen. Es ist jedoch denkbar, die Übertragungsfunktionen torsionsweicher Koppelsysteme in die Modellierung mit einzubeziehen.

Darüber hinaus können die identifizierten Modelle der Mess-Koppelsysteme für die Regelung von System-internen Stellgrößen herangezogen werden. Als mögliches Potenzial ergeben sich gänzlich Prüfstands-unabhängige Ergebnisse in der dynamischen Wechselwirkung von Teilsystemen über die physisch-virtuelle Systemgrenze hinweg.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Literaturangaben

[1] Albers, A.; Boog, S.; Koch, C.; Müller, O.; Ott, S.: Optical analysis and measurement-based determination of spring behavior in clutch disc damper systems during dynamic operation. In Getriebe in Nutzfahrzeugen. VDI-Berichte 2256. Düsseldorf. 2015.

[2] Albers, A.; Boog, S.; Koch, C.; Stoll, C.: Identifikation des Federschnittmoments in Dämpfersystemen während verbrennungsmotorischer Anregung am hochdynamischen Komponentenprüfstand. In Schwingungen in Antrieben. VDI-Berichte 2262. Düsseldorf: VDI-Verlag. 2015.

[3] Albers, A.; Boog, S.; Stier, C.: Drehungleichförmigkeitsanregung: Effizienzsteigerung verbrennungsmotorischer Antriebe durch innovative Ansätze zur Schwingungsberuhigung (FVV, Ed.). Frankfurt am Main. 2013.

[4] Albers, A.; Behrendt, M.; Klingler, S.; Matros, K.: Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. In: Lindemann (Hrsg.). Handbuch Produktentwicklung. Carl Hanser Verlag. München. 2016

[5] Albers, A.; Boog, S.; Koch, C.; Ott, S.: Optische und messtechnische Bestimmung der Federdynamik in Dämpfersystemen bei dynamischer Anregung. In Getriebe aktuell. 7. Ausgabe, Oktober 2015.

[6] Stoll, C.: Sensitivitätsanalyse von Störgrößen bei der Parameterermittlung von Schwingungsdämpfersystemen. Masterarbeit am KIT. 2015.

[7] Berger, J.; Boog, S.; Ott, S.: Experimentelle Darstellung der Einflüsse bei dynamischer Kopplung physisch-virtueller Antriebssysteme. VDI-Tagung SIMVEC 2016 – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung. 2016.

[8] Stier, C.: Ein Beitrag zur Validierung von Antriebssystemen mit Bezug auf kupplungs- und motorinduzierte Schwingungen. Dissertation: KIT, Institut für Produktentwicklung. 2015.

[9] Pinner, T.; Klingler, S.; Albers, A.: Empirical study on sensor and actuator systems of validation setups: descriptive models, application and analysis. Proceedings of TCME. 2016.

[10] Albers, A.; Pinner, T.; Yan, S.; Hettel, R.; Behrendt, M.: Koppelsystems: Obligatory Elements within Validation Setups. Proceedings of DESIGN 2016. 2016.

[11] Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 11. Auflage. Springer Vieweg Verlag. 2012.

[12] Matitschka, J.; Berger, J.; Ott, S.: Anforderungen an den mechanischen Aufbau und die Messtechnik beim Test von Antriebskomponenten in einer Echtzeitumgebung. In Schwingungen in Antrieben. VDI-Berichte 2262. Düsseldorf: VDI-Verlag. 2015.

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783191022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VDI

Fahrzeug- und
Verkehrstechnik

ISBN 978-3-18-092279-9

https://doi.org/10.51202/9783181022795 - Generiert durch IP 216.73.216.60, am 24.01.2026, 12:40:53. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.