

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 805

Dipl.-Ing. Sebastian Claus,
Wiesbaden

Vorausschauende Kompensation von Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung

FZD

FAHRZEUGTECHNIK
TU DARMSTADT

Vorausschauende Kompensation von Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung

Vom Fachbereich Maschinenbau an der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Sebastian Claus
aus Wiesbaden

Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski

Tag der Einreichung: 02.08.2016

Tag der mündlichen Prüfung: 02.11.2016

Darmstadt 2016

D 17

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Dipl.-Ing. Sebastian Claus,
Wiesbaden

Nr. 805

Vorausschauende
Kompensation von
Verzugszeiten im
Regelkreis der
semiaktiven
Fahrwerkregelung

Claus, Sebastian

Vorausschauende Kompensation von Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 805. Düsseldorf: VDI Verlag 2017.

138 Seiten, 86 Bilder, 14 Tabellen.

ISBN 978-3-18-380512-9, ISSN 0178-9449,

€ 52,00/VDI-Mitgliederpreis € 46,80.

Für die Dokumentation: Fahrwerkregelung – Verstelldämpfer – Dämpferregelung – Vorausschau – Preview – Skyhook – Schaltzeit

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler im Bereich der Fahrzeugtechnik. Sie befasst sich mit den Eigenschaften des Regelkreises der semiaktiven Fahrwerkregelung von Fahrzeugen mit Verstelldämpfern und zeigt das Verbesserungspotenzial durch eine vorausschauende Kompensation der im System auftretenden Verzugszeiten. Die Verzugszeiten in der Größenordnung weniger 10 ms entstehen einerseits in der Verarbeitung von Sensorsignalen sowie andererseits durch die elektrischen und hydraulischen Eigenschaften der Schwingungsdämpfer. Im Fokus stehen die Auswirkungen auf den Schwingungskomfort von Kraftfahrzeugen, hierzu wird das Verhalten der Verstelldämpfer auf Kraftebene analysiert. Zur Kompensation von Verzugszeiten wird der erwartete Schwingungszustand unter Berücksichtigung des vor dem Fahrzeug erfassten Fahrbahnhöhenprofils berechnet.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek 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 Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie

(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at

<http://dnb.ddb.de>.

D 17

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9449

ISBN 978-3-18-380512-9

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (FZD) der Technischen Universität Darmstadt. Die Inhalte der Dissertation wurden im Rahmen eines Forschungsprojektes mit der Continental Teves GmbH & Co. oHG und der ZF Friedrichshafen AG erarbeitet.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Wimmer für die Betreuung der Arbeit. Die kritischen Diskussionen und wertvollen Anregungen, aber auch Vertrauen und Wertschätzung haben nicht nur zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen, sondern prägten in der Zeit bei FZD meine persönliche Entwicklung.

Herrn Prof. Dr. Ing. Ulrich Konigorski, Leiter des Fachgebiets Regelungstechnik und Mechatronik (rtm) der Technischen Universität Darmstadt, danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Bei den Projektpartnern Continental Teves GmbH & Co. oHG und der ZF Friedrichshafen AG möchte ich mich für die Finanzierung, die Unterstützung im Projekt aber auch die stets angenehme Zusammenarbeit bedanken. Stellvertretend für zahlreiche weitere Mitarbeiter beider Unternehmen danke ich an dieser Stelle auch ganz persönlich den Ansprechpartnern Dr. Ing. Thomas Raste und Eberhard Hees. Der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG danke ich für die Bereitstellung des Forschungsfahrzeugs.

Des Weiteren bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, insbesondere auch der Werkstatt und dem Sekretariat. Die angenehme Atmosphäre und das freundschaftliche Miteinander werde ich in guter Erinnerung behalten. Ich freue mich, vielen ehemaligen Kollegen als Freund verbunden zu bleiben. Einschließen möchte ich an dieser Stelle die zahlreichen Studenten, die als studentische Mitarbeiter oder mit ihren wissenschaftlichen Arbeiten einen wertvollen Beitrag zum Gelingen des Forschungsprojektes geleistet haben.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meiner Familie, die mir schon frühzeitig die Chance gegeben hat, das Leben mit eigenständigen Entscheidungen zu gestalten. Gleichzeitig hat sie mir stets den dafür notwendigen Rat und Rückhalt gegeben. Mein Werteverständnis hat dabei vor allem meine Mutter geprägt, die damit einen erheblichen Anteil am Gelingen dieser Arbeit hat, auch wenn sie leider diesen Abschnitt meines Lebens nicht mehr miterleben konnte.

Sebastian Claus

Stuttgart, Juli 2016

In Erinnerung an meine Mutter Susi.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen	VIII
Formelzeichen und Indizes	IX
Kurzzusammenfassung	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufbau der Arbeit	2
2 Stand der Forschung und Technik	3
2.1 Fahrwerkregelung	3
2.1.1 Verstelldämpfer	4
2.1.2 Regelung semiaktiver Fahrwerksysteme	5
2.2 Vorausschauende Fahrwerkregelung	12
2.2.1 Erfassung der Straßenanregung	13
2.2.2 Aktive Fahrwerksysteme mit Preview	13
2.2.3 Semiaktive Fahrwerksysteme mit Preview	14
2.3 Ableitung des Forschungsbedarfs	16
3 Methodik und Untersuchungswerkzeuge	18
3.1 Methodik	18
3.2 Simulationsmodell	19
3.2.1 Viertelfahrzeugmodell	20
3.2.2 Modell des Verstelldämpfers	20
3.2.3 Stochastische Anregung	21
3.3 Forschungsfahrzeug	23
3.3.1 Fahrwerk	23
3.3.2 Verstelldämpferregelung	24
3.3.3 Messtechnik	25
3.3.4 Dämpferkraftmessung mit Dehnungsmessstreifen	25
3.4 Dämpferprüfstand	26
3.5 Versuchsgelände Griesheim	27
4 Bewertung von Fahrkomfort	28
4.1 Komfortwahrnehmung	28
4.2 Kenngrößen für Fahrkomfort	30
4.2.1 Effektivwerte der Aufbaubewegung	30
4.2.2 Komfortmaß nach Hennecke	30

4.2.3	Effektivwerte der Aufbaubeschleunigung im Oktavband	31
4.3	Fazit	35
5	Verzugszeiten im semiaktiven Fahrwerk	36
5.1	Entstehung der Verzugszeiten	37
5.1.1	Zeitverzug durch Datenverarbeitung und Filterung	37
5.1.2	Zeitverzug in der Dämpferkraftstellung	40
5.1.3	Verzugszeiten für die Simulation	42
5.2	Komforteinfluss des Zeitverzugs	43
5.3	Wirkkette der Verzugszeiten im Regelkreis	46
5.4	Einflussfaktoren	55
5.4.1	Einfluss der Reglerverstärkung	56
5.4.2	Einfluss der Fahrbahnanregung	61
5.4.3	Dämpfer mit getrennter Zug- und Druckstufenverstellung	67
5.5	Nachweis im Fahrversuch	72
5.5.1	Änderung der Dämpfergeschwindigkeit	72
5.5.2	Abweichungen von der Sollkraft	73
5.6	Zwischenfazit	76
6	Verzugszeitkompensation	78
6.1	Bewertungsansatz für vorauseilende Signale	78
6.2	Simulationsmodell	79
6.2.1	Prädiktionsqualität Dämpfergeschwindigkeitssignal	80
6.2.2	Prädiktionsqualität Aufbaugeschwindigkeitssignal	81
6.3	Skyhook mit Verzugszeitkompensation	82
6.3.1	Kompensation des Verzugs der Dämpfergeschwindigkeit	82
6.3.2	Kompensation des Verzugs der Radeschwindigkeit	85
6.3.3	Einfluss der Reglerverstärkung	86
6.3.4	Kompensation des Zeitverzugs der Sollkraft	90
6.4	Fazit zur Verzugszeitkompensation	92
7	Validierung im Fahrversuch	94
7.1	Reglerarchitektur	94
7.2	Wheelbase Preview	95
7.2.1	Berechnung des Dämpfergeschwindigkeitssignals	97
7.2.2	Prädiktionsqualität der Dämpfergeschwindigkeit	97
7.2.3	Variation der Nickdämpfung im modalen Skyhook-Regler	98
7.2.4	Auswertung im Frequenzbereich	101
7.3	Kamerabasierte Raddynamik	103
7.3.1	Prädiktionsqualität der Dämpfergeschwindigkeit	104
7.3.2	Kamerabasierte Regelung des modalen Skyhooks	106
8	Fazit	109

9 Ausblick.....	111
A Anhang	113
A.1 Versuchsfahrzeug.....	113
A.2 Verstelldämpfer mit zwei Ventilen	114
A.2.1 Einfluss des Parameters $v_{D,inaktiv}$	114
A.2.2 Einfluss der Skyhook-Konstante.....	115
A.3 Auswertung der Oktaveffektivwerte	117
Literaturverzeichnis	118
Eigene Veröffentlichungen	124
Betreute studentische Arbeiten	125

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Anti-Blockier-System
ADD	Acceleration Driven Damper Control
ADMA	Automotive Dynamic Motion Analyzer
AUN	Allgemeiner Unebenheitsindex
CAN	Controller Area Network
CDC	Continuous Damping Control
CDCi	Continuous Damping Control mit integriertem Ventil
CDCe	Continuous Damping Control mit externem Ventil
DMS	Dehnungsmessstreifen
ECU	Electronic Control Unit
EMS	Einmassenschwinger
FFT	Fast Fourier Transform
FPGA	Field Programmable Gate Array
FZD	Fachgebiet Fahrzeugtechnik Darmstadt
HiL	Hardware in the Loop
HL	Hinten Links
HR	Hinten Rechts
HU	Huang
LIDAR	Light Detection and Ranging
PAS	Passiv
PASM	Porsche Active Suspension Management
PDCC	Porsche Dynamic Cornering Control
PLC	Phase Lag Compensation
PMD	Photonic Mixer Device
PSD	Power Spectral Density (Spektrale Leistungsdichte)
PWM	Pulsweitenmodulation
RMS	Root Mean Square
RP	Rapid Prototyping
SH	Skyhook
TU	Technische Universität
VL	Vorne Links
VR	Vorne Rechts
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VZ	Verzugszeit
VZK	Verzugszeitkompensation
WBPV	Wheelbase Preview
XCP	Universal Measurement and Calibration Protocol

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m/s^2	Beschleunigung
c	N/m	Federsteifigkeit
C	-	Korrelationskoeffizient
d	Ns/m	Dämpfkongstante
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
f_e	Hz	Eigenfrequenz
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
H	-	Übertragungsfunktion
i	-	Übersetzung
i	A	Strom
K	-	Komfortwert
l	m	Radstand
L	H	Induktivität
M	Nm	Moment
P	W	Leistung
R	Ω	Widerstand
s	m	Weg
s	m	Spurweite
t	s	Zeit
T	s	Zeitkonstante
U	V	Spannung
v	m/s	Geschwindigkeit
w	-	Welligkeit
w	-	Gewichtungsfaktor
Δ		Differenz
Φ_h	m^3	Spektrale Unebenheitsdichte
φ	$^\circ$	Wankwinkel
φ_H	$^\circ$	Phasenwinkel
ϑ	$^\circ$	Nickwinkel
τ	s	Zeitverschiebung
τ_G	s	Gruppenlaufzeit
ν	-	Amplitudenspektrum
ω	$1/\text{s}$	Kreisfrequenz
Ω	m	Wegkreisfrequenz
Ω_0	m	Bezugswegkreisfrequenz

Index	Beschreibung
x	in x-Richtung (entspricht Fahrzeug-Longitudinalrichtung)
y	in y-Richtung (entspricht Fahrzeug-Lateralrichtung)
z	in z-Richtung (entspricht Fahrzeug-Vertikalrichtung)
i, k	Zählvariablen
8va	Oktave
A	Aufbau
abs	absolut (Betrag)
D	Dämpfer
dyn	dynamisch
erw	erweitert
eff	effektiv
F	Feder
ges	gesamt
H	hinten
HA	Hinterachse
HL	Hinten links
HR	Hinten rechts
ID	ideal
lim	limitiert
m	Mitte
min	Minimal
max	maximal
q	quell
R	Rad
real	realer Wert
rel	relativ
S	Straße
select	ausgewählter Wert
sgn	Signum
Sky	Skyhook
soll	Sollwert
V	vorne
VA	Vorderachse
VL	Vorne links
VR	Vorne rechts

Kurzzusammenfassung

Semiaktive Fahrwerkregelungen mit verstellbaren Schwingungsdämpfern werden heute in Serienfahrzeugen unterschiedlicher Fahrzeugklassen eingesetzt. Der Zielkonflikt bei der Dämpferabstimmung zwischen einer Maximierung des Fahrkomforts einerseits und einem sicheren Fahrverhalten andererseits kann dadurch teilweise aufgelöst werden. Während für eine Anpassung der Dämpfer an die Fahrsituation eine Verstellzeit im Bereich weniger Sekunden ausreicht, werden für eine kontinuierliche Anpassung der Dämpfereinstellungen an den Schwingungszustand Reaktionszeiten von weniger als zehn Millisekunden angestrebt. Die zunehmende Verfügbarkeit von Sensoren zur Umfeldwahrnehmung (z.B. Stereokameras) führt zur Fragestellung, inwiefern eine vorausschauende Kenntnis des Höhenprofils der Fahrbahn in der semiaktiven Fahrwerkregelung für eine verbesserte Regelqualität genutzt werden kann.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird in einer Analyse des Regelkreises aufgezeigt, dass die Verarbeitung von Sensorsignalen sowie die elektrischen, mechanischen und hydraulischen Eigenschaften von Verstelldämpfern zu Verzugszeiten im Bereich von 15 bis 30 ms führen. Diese Werte liegen im Bereich der aus der Literatur bekannten Größenordnung. Simulationen mit den Regelstrategien nach Karnopp (Skyhook) und Huang ergeben, dass diese Verzugszeiten des realen Regelkreises bereits zu einem Komfortnachteil im Vergleich zu einem idealen Regelkreis ohne Zeitverzug führen. Die Auswirkung des Zeitverzugs ist dabei von zwei Faktoren abhängig. Einerseits von der Stärke der Anregung (Fahrbahnebenheit und Fahrgeschwindigkeit) sowie andererseits vom durch die Reglerverstärkung vorgegebenen Niveau der Sollkräfte.

Die Untersuchung der Wirkkette vom Entstehen der Verzugszeit bis zur Auswirkung auf die Aufbaubeschleunigung zeigt, dass Abweichungen zwischen der vom Regler vorgegebenen Sollkraft und der tatsächlich wirkenden Dämpferkraft entstehen. Diese sind auf zwei Aspekte zurückzuführen. Zum einen verändert sich während der Zeitspanne des Verzugs die vom Schwingungszustand des Fahrzeugaufbaus abhängige Sollkraft. Zum anderen führt eine Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit dazu, dass der in einem inversen Kennfeld ausgewählte Ventilstrom bereits zu einer Dämpfereinstellung führt, in der die von der Dämpfergeschwindigkeit abhängige Dämpferkraft ebenfalls von der Sollkraft abweicht.

Zur Erläuterung dieser Effekte werden die Größen $\Delta v_{D,T,sgn}$ und $\Delta F_{D,rel,abs}$ eingeführt, mit denen die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit sowie die Abweichung von der Sollkraft charakterisiert werden. Zudem werden die Änderungen der Dämpfergeschwindigkeiten sowie das Auftreten der charakteristischen Kraftabweichungen durch die Auswertung von Messungen aus Fahrversuchen nachgewiesen. Hierzu wurden in einem Versuchsfahrzeug mit semiaktiv geregelten Verstelldämpfern die Dämpferkräfte mittels Dehnungsmessstreifen gemessen.

Im zweiten Teil der Arbeit wird am Beispiel des Skyhook-Reglers untersucht, inwiefern im mit Zeitverzug behafteten System eine vorausseilende Bereitstellung der zur Berechnung der Dämpfereinstellungen herangezogenen Signale eine Verbesserung der Regelung erwarten lässt. Hierzu wurden die vertikale Aufbaugeschwindigkeit sowie die Dämpfergeschwindigkeit in der Simulation parallel unter Verwendung einer vorausseilenden Straßenanregung berechnet. Die Auswertung der Aufbaubeschleunigungen zeigt, dass dadurch der verzugsbedingte Komfortnachteil ausgeglichen werden kann. Dabei reicht eine vorausseilende Bereitstellung der Dämpfergeschwindigkeit bereits aus, erst bei größeren Werten der Skyhook-Konstanten (Reglerverstärkung) ist auch ein Vorausseilen der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit erforderlich.

Die Validierung dieser Ergebnisse erfolgte im Fahrversuch durch Messfahrten, die mit dem Versuchsfahrzeug auf der Landebahn des August-Euler-Flugplatzes in Griesheim, einem Versuchsgelände der TU Darmstadt, durchgeführt wurden. Dabei wurden zwei Berechnungsmethoden für vorausseilende Signale der Dämpfergeschwindigkeit verwendet. Einerseits wurden die Dämpfergeschwindigkeiten an der Hinterachse unter Berücksichtigung der über Federwegsensoren ermittelten Dämpfergeschwindigkeiten der Vorderachse prädiiziert (Wheelbase-Preview). Andererseits wurde die vertikale Radgeschwindigkeit unter Verwendung des mit einer Stereokamera erfassten Höhenprofils abgeschätzt.

Die Auswertungen der Aufbaubeschleunigungen zeigen qualitativ, dass das in der Simulation ermittelte Potenzial zur Komfortverbesserung auch für den im Versuchsfahrzeug eingesetzten modalen Skyhook-Regler erreicht werden kann. Wie in der Simulation zeigt der Fahrversuch, dass vor allem für Abstimmungen mit härteren Dämpfereinstellungen (Aufbauberuhigung durch große Skyhook-Konstanten) ein vorausseilendes Signal der Dämpfergeschwindigkeit bei der verwendeten Reglerkonfiguration zu besseren Komfortkennwerten führt.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Semiaktive Fahrwerkregelungen mit kontinuierlich verstellbaren Schwingungsdämpfern sind Stand der Technik und werden in verschiedenen Fahrzeugklassen eingesetzt. Im Vergleich zu vollaktiven Systemen ist der Regelbereich dadurch eingeschränkt, dass die Aktorkraft stets entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung wirkt und zudem einen von der Dämpfergeschwindigkeit abhängigen eingeschränkten Verstellbereich aufweist.

Die in modernen Fahrzeugen vor allem für Assistenzsysteme verwendete Umfeldsensorik, wie z.B. Stereokameras, eröffnet die Möglichkeit, zusätzlich zu den Signalen der bisher eingesetzten Beschleunigungs- und Federwegsensoren die Höheninformationen des Fahrbahnprofils als Eingangssignal in der Regelung zu verwenden. Ein Beispiel hierfür ist die vorausschauende Regelung des aktiven ABC-Fahrwerks der S-Klasse von Mercedes-Benz.¹ Das System kann damit nicht mehr nur reaktiv infolge von durch Unebenheiten eingeleiteten Rad- und Aufbaubewegungen, sondern bereits vor der Anregung, also vorausschauend bzw. proaktiv, die Fahrwerkeinstellung ändern.

Zum Einsatz von Preview-Höheninformationen in semiaktiven Fahrwerkregelungen mit Verstelldämpfern existieren unterschiedliche Einschätzungen: Schindler bezeichnet den Aufwand für eine vorausschauende Fahrwerkregelung erst in Verbindung mit einem vollaktiven Fahrwerk als lohnend,² Göhrle sieht für den Regler bei einem verzugsfrei arbeitenden Dämpfer kein Verbesserungspotenzial hinsichtlich des Fahrkomforts, da auch bestehende Regler Unebenheiten in der nach seiner Untersuchung komfortoptimalen Weichkennung überfahren.³ Er nennt jedoch die im realen semiaktiven System auftretenden Verzögerungen als Einschränkung für seine Einschätzung.⁴

Dieser Aspekt entspricht bestehenden Ansätzen, die für verschiedene Fahrbahnanregungen ein Verbesserungspotenzial durch die Kompensation von Verzugszeiten benennen.^{5,6,7} Bisherige Untersuchungen beschränken sich jedoch auf eine Beschreibung dieses Ansatzes und einzelne Beispiele für das Schwingungsverhalten bei einer Kompensation von Verzugszeiten bei bestimmten Anregungen. Gegenstand dieser Dissertation ist daher die Analyse der Wirkkette

¹ Siehe Cytrynski, S. und Schwarz, T.: Das vorausschauende aktive Fahrwerk der S-Klasse, 2013.

² Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 18.

³ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 140.

⁴ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 100.

⁵ Vgl. Morita, T. et al.: Ride Comfort Improvement with Preview, 1992.

⁶ Vgl. Kitching, K.J. et al.: Experimental Investigation of Preview Control, 1999, S. 467.

⁷ Vgl. Hac, A. und Youn, I.: Semi-active Suspension Including Time Delays and Preview, 1993.

von der Entstehung von Verzugszeiten bis zur von den Fahrzeuginsassen wahrgenommenen Beschleunigung des Aufbaus. Aus dieser Betrachtung werden Anforderungen und Bewertungsansätze für die Eingangssignale des Reglers abgeleitet, deren Gültigkeit im Fahrversuch am Beispiel des Skyhook-Reglers untersucht wird.

1.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit orientiert sich an der in Abschnitt 3.1 vorgestellten Methodik. In einer Übersicht zum Stand der Forschung und Technik werden Grundlagen aktiver und semi-aktiver Fahrwerksysteme vorgestellt und aktuelle Untersuchungen zur vorausschauenden Fahrwerkregelung zusammengefasst. Diese Zusammenfassung beinhaltet die Aspekte der Erfassung und Verarbeitung des Fahrbahnhöhenprofils mit Umfeldsensoren sowie Ansätze zur Regelung aktiver und semiaktiver Systeme.

Aufbauend auf dem Stand der Technik werden Forschungsfragen zur Untersuchung von Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung sowie der Umsetzung der Verzugszeitkompensation formuliert.

Nach Vorstellung der Methodik, einem Überblick über die verwendeten Untersuchungsmittel (Simulationsmodelle, Prüfstände, Fahrversuch) sowie einem Exkurs zur Wahrnehmung von Schwingungskomfort durch Fahrzeuginsassen sind die zuvor formulierten Forschungsfragen Schwerpunkt der folgenden Kapitel dieser Dissertation: In einer Analyse des Regelkreises werden die Entstehung von Verzugszeiten untersucht und typische Größenordnungen abgeleitet. Die Auswirkung auf das Schwingungsverhalten wird in der Simulation bewertet und die Gültigkeit der ermittelten Wirkkette in Messungen aus dem Fahrversuch nachgewiesen.

Anhand der zuvor identifizierten Wirkkette werden die Möglichkeiten der Kompensation von Verzugszeiten in der Simulation aufgezeigt. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Untersuchung des Skyhook-Regelungsansatzes. Durch die Auswertung von Fahrversuchen, bei denen die vorgestellte Verzugszeitkompensation für das Forschungsfahrzeug mit einem modalen Skyhook-Regler umgesetzt wurde, wird das zuvor hergeleitete Komfortpotenzial der Verzugszeitkompensation validiert.

Die Dissertation schließt mit einem Fazit und einem Ausblick auf Forschungsfragen, die sich aus den Untersuchungen dieser Arbeit ergeben.

2 Stand der Forschung und Technik

Diese Zusammenfassung zum Stand der Forschung und Technik berücksichtigt zwei Aspekte. Abschnitt 2.1 behandelt die Funktion geregelter Fahrwerksysteme sowie Ansätze für deren Regelung. Der Fokus liegt dabei auf semiaktiven Fahrwerkregelungen. Abschnitt 2.2 gibt einen Überblick über Fahrwerkregelungen, die vorausschauend die Fahrbahnanregung berücksichtigen. Aus dem Stand der Forschung und Technik wird in einem Zwischenfazit der Forschungsbedarf für diese Arbeit abgeleitet.

2.1 Fahrwerkregelung

Fahrwerksysteme werden entsprechend der in Abbildung 2-1 dargestellten Ausprägungen klassifiziert. Im Gegensatz zum passiven Fahrwerk erlauben geregelte Fahrwerksysteme eine situative Anpassung der wirkenden Vertikalkraft.⁸ Dabei wird zwischen den Stellbereichen der verwendeten Aktoren unterschieden. Während die Stellkraft adaptiver und semiaktiver Systeme stets wie die passive Ausführung entgegen der Bewegungsrichtung wirkt und lediglich der Betrag angepasst wird (Zweiquadrantenregelung), erlauben aktive Systeme eine freie Kraftstellung.⁹

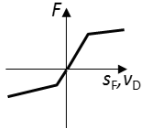
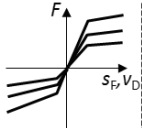
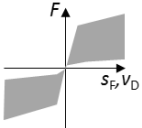
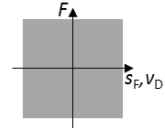
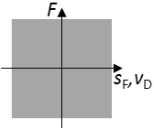
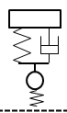
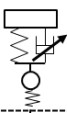
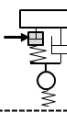
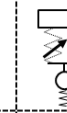
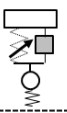
Verstellbereich					
Typ	passiv	adaptiv	semiaktiv	langsam aktiv	schnell aktiv
Ersatzmodell					
Schaltfrequenz	-	< 5 Hz	< 50 Hz	< 5 Hz	< 100 Hz
Leistungsbedarf	-	Gering 10 – 20 W	Gering 10 – 20 W	Hoch 1 – 5 kW	Sehr Hoch 5 – 10 kW

Abbildung 2-1: Klassifikation vertikaldynamischer Fahrwerkregelsysteme^{8,9}

⁸ Vgl. Savaresi, S. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. 23ff.

⁹ Vgl. Elbers, C.: Mechatronische Fahrwerksysteme, 2007, S. 527.

Im Bereich der Systeme mit Verstelldämpfern unterscheiden sich adaptive und semiaktive Ausführungen hinsichtlich der Schaltfrequenz. Dixon nennt für adaptive Dämpfer eine erforderliche Reaktionszeit von bis zu drei Sekunden.¹⁰ Für semiaktive Regelungen besteht dagegen die Anforderung einer Schaltung innerhalb weniger Millisekunden.¹¹

In dieser Arbeit wird der semiaktive Regelkreis betrachtet. Der Verstellbereich der dabei verwendeten Verstelldämpfer ist von den eingesetzten Ventilen abhängig und verändert sich mit der vorliegenden Dämpfergeschwindigkeit.

2.1.1 Verstelldämpfer

Zur Dämpfung der Schwingungen von Rad und Aufbau haben sich im Automobilbau hydraulische Teleskopdämpfer durchgesetzt.¹² Bei dieser Bauform bewegt sich ein Kolben mit Ventil in einem Zylinder, der mit einem Fluid¹³ gefüllt ist. Aufgrund des hydraulischen Widerstands am Ventil entsteht eine Druckdifferenz zwischen den beiden Kammern oberhalb und unterhalb des Kolbens. Daraus resultiert eine Kraft, die über die Kolbenstange bzw. das Dämpferrohr (Zylinder) zwischen Rad und Aufbau wirkt.

Zum Ausgleich der in den Zylinder eindringenden Kolbenstange ist zudem ein Ausgleichsvolumen erforderlich. Dieses wird bei Einrohrdämpfern über eine im Zylinder abgetrennte Gaskammer und bei Zweirohrdämpfern über ein Gasvolumen im Außenrohr umgesetzt. Eine Beschreibung der Bauformen sowie die zugrundeliegenden Wirkmechanismen dokumentieren z.B. Dixon¹⁴ oder Reimpell.¹⁵

Im Bereich der bei semiaktiven Fahrwerkregelungen verwendeten Verstelldämpfer werden zwei unterschiedliche Verstellprinzipien eingesetzt:¹⁶

- Anpassung des Ventilquerschnitts mit elektromagnetischem Proportionalventil
- Einsatz magneto- oder elektrorheologischer Fluide

Abbildung 2-2 zeigt die Funktionsprinzipien unterschiedlicher Ausführungen von Verstelldämpfern. Während bei Dämpfern mit Proportionalventil (a und b) der wirksame Querschnitt des Dämpferventils angepasst wird, führt bei den rheologischen Dämpfern ein magnetisches (c) bzw. elektrisches Feld zur Ausrichtung von Partikeln im Dämpferfluid, was wiederum die Grenzschubspannung der Flüssigkeit und damit die auftretenden Dämpferkräfte in Abhängigkeit von der Feldstärke verändert.^{17,18}

¹⁰ Siehe Dixon, J.C.: The Shock Absorber Handbook, 2007, S. 290.

¹¹ Vgl. Fischer, D. und Isermann, R.: Mechatronic Vehicle Suspensions, 2003, S. 1363.

¹² Vgl. Causemann, P.: Moderne Schwingungsdämpfung, 2003, S. 1072.

¹³ Als Fluid wird aufgrund der hydraulischen Eigenschaften zumeist Öl eingesetzt.

¹⁴ Dixon, J.C.: The Shock Absorber Handbook, 2007.

¹⁵ Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer, 1983.

¹⁶ Vgl. Savaresi, S. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. 8f.

¹⁷ Vgl. Berns, K. et al.: Eingebettete Systeme, 2010, S. 109.

¹⁸ Vgl. Gilsdorf, H.-J.: Semiaktive Dämpfung, 2013, S. 305.

Im Bereich der Verstelldämpfer mit Proportionalventil wird zwischen Varianten mit integriertem (a, am Kolbenventil) und externem Ventil (b, zusätzliches Ventil am Außenrohr) unterschieden.¹⁹ Zudem besteht bei einzelnen Ausführungen die Möglichkeit, über getrennte Verstellventile die Dämpferkräfte in Zug- und Druckstufe unabhängig voneinander zu verstellen. Ein Beispiel hierfür ist der in der Baureihe W140 von Mercedes-Benz eingesetzte Skyhook-Dämpfer.²⁰

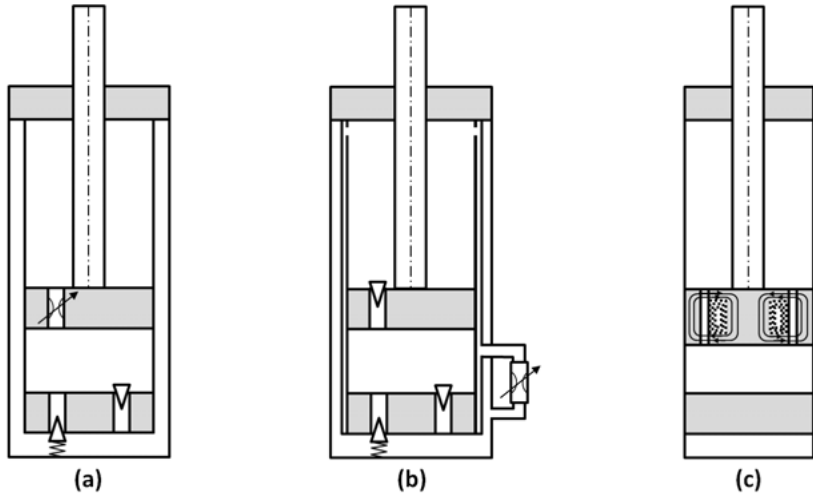


Abbildung 2-2: Funktionsprinzipien von Verstelldämpfern: Integriertes Ventil (a), Externes Ventil (b), Dämpfer mit magnetorheologischem Fluid (c)²¹

Neben der heute überwiegenden Bauform des Schwingungsdämpfers in Form hydraulischer Teleskopdämpfer sind weitere Ansätze Gegenstand von Forschung und Entwicklung. Hierzu gehören Luftfederdämpfer²² sowie Schwingungsdämpfer, bei denen die kinetische Energie zur Rekuperation genutzt wird.^{23,24} Willems nennt als typischen Bereich für die von der Straßenanregung abhängige Dämpferleistung 67 bis 243 Watt pro Fahrzeug.²⁵

2.1.2 Regelung semiaktiver Fahrwerksysteme

Im semiaktiven Fahrwerk wirken die Kräfte von Federn und Dämpfern stets der Relativbewegung von Aufbau und Rad entgegen. Die Dämpfung bleibt daher stets positiv und Unger zeigt

¹⁹ Vgl. Causemann, P.: Dämpfung, 2007, S. 282.

²⁰ Vgl. Causemann, P.: Dämpfung, 2007, S. 284.

²¹ Eigene Darstellung in Anlehnung an Gilsdorf, H.-J.: Semiaktive Dämpfung, 2013, S. 303f.

²² Vgl. Folchert, U.: Elektronisch geregelte Luftfedersysteme, 2006, S. 276ff.

²³ Vgl. Hoffmann, C.: Mechatronische Vertikaldynamiksysteme, 2013, S. 597.

²⁴ Vgl. Goldasz, J. und Sapinski, B.: Magneto Rheological Shock Absorbers, 2015, S. 173ff.

²⁵ Siehe Willems, M.: Rekuperation der Stoßdämpferenergie, 2012.

in einer Stabilitätsanalyse, „dass das semiaktive System für beliebige Zeitverläufe [... der Dämpfereinstellung] asymptotisch stabil ist.“²⁶

Dieser Vorteil bedingt jedoch auch, dass die Einschränkung der einstellbaren Aktorkräfte dazu führt, dass aufgrund dieser Eigenschaften klassische regelungstechnische Ansätze für Aktoren, die eine freie Krafteinstellung ermöglichen, nur eingeschränkt übertragen werden können.²⁷

Zur Regelung der in Abschnitt 2.1.1 beschriebenen Verstelldämpfer existieren zahlreiche Regelungsstrategien. In dieser Arbeit werden davon zur Beurteilung der Auswirkung von Verzugszeiten drei verschiedene Regler herangezogen. Neben dem in Serienanwendungen dominierenden^{28,29} Skyhook-Ansatz werden zwei auf einem Patent von Huang aufbauende Ansätze berücksichtigt.³⁰

Skyhook

Der Skyhook-Ansatz nach Karnopp geht von der Annahme aus, dass der Fahrzeugaufbau von der Fahrbahn zu entkoppeln ist. Die Karosserie wird mit einem Dämpfer an einem gedachten Haken am Himmel (Skyhook) aufgehängt und so das Fahrzeug von Stößen isoliert.^{31,32} Abbildung 2-3 zeigt eine Visualisierung dieser Vorstellung.

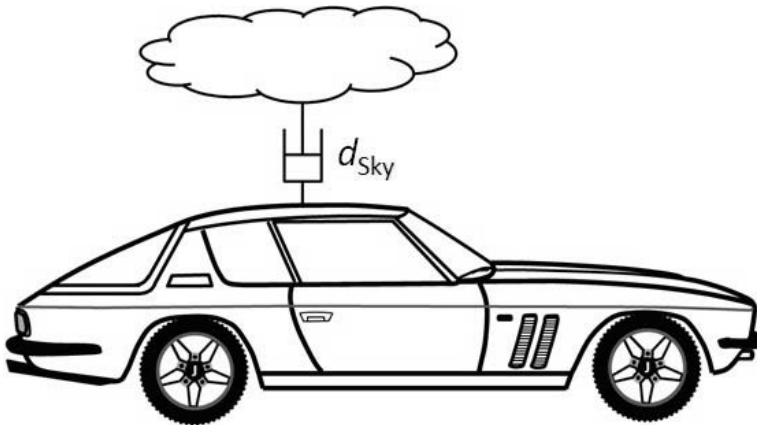


Abbildung 2-3: Visualisierung des Skyhook-Ansatzes³³

²⁶ Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 21.

²⁷ Vgl. Savaresi, S.M. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. xxiv.

²⁸ Vgl. Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 81.

²⁹ Vgl. Reul, M.: Diss., Bremswegverkürzungspotenzial, 2011, S. 9.

³⁰ Siehe Huang, Z.: Patentschrift DE 40 15 972 C2, 1993.

³¹ Siehe Karnopp, D. et al.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, 1974.

³² Vgl. Hölscher R., Huang, Z.: Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem, 1991, S. 21.

³³ Eigene Darstellung in Anlehnung an Savaresi, S. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. 108.

Aus dem Ansatz ergibt sich für das vereinfachte Beispiel eines Zweimassenschwingers mit je einer Rad- und Aufbau­masse die real zwischen Rad und Aufbau wirkende Dämpfersollkraft zu:³⁴

$$F_{D,soll} = F_{D,sky} = -v_A \cdot d_{sky} \quad (2.1)$$

d_{sky} ist dabei die zwischen dem gedachten Himmelshaken und dem Aufbau wirkende Dämpfkonstante und dient als Parameter zur Abstimmung des Reglers. Stehen zur Verstellung nur zwei Kennungen zur Verfügung (hart und weich) vereinfacht sich der Skyhook-Ansatz zu folgender Schaltstrategie:

$$v_A(v_A - v_R) > 0: \text{Bypassventil geschlossen, harte Kennung} \quad (2.2)$$

$$v_A(v_A - v_R) < 0: \text{Bypassventil offen, weiche Kennung} \quad (2.3)$$

Bei Unterscheidung in Auf- und Abwärtsbewegung ergeben sich daraus die in Abbildung 2-4 dargestellten Zustände. Es wird deutlich, dass der Skyhook-Ansatz bei $v_A(v_A - v_R) < 0$ und damit für etwa die Hälfte der Fälle nicht umgesetzt wird. Zur vollständigen Isolierung wäre ein vollaktives System mit Energiezuführung notwendig.^{35,36}

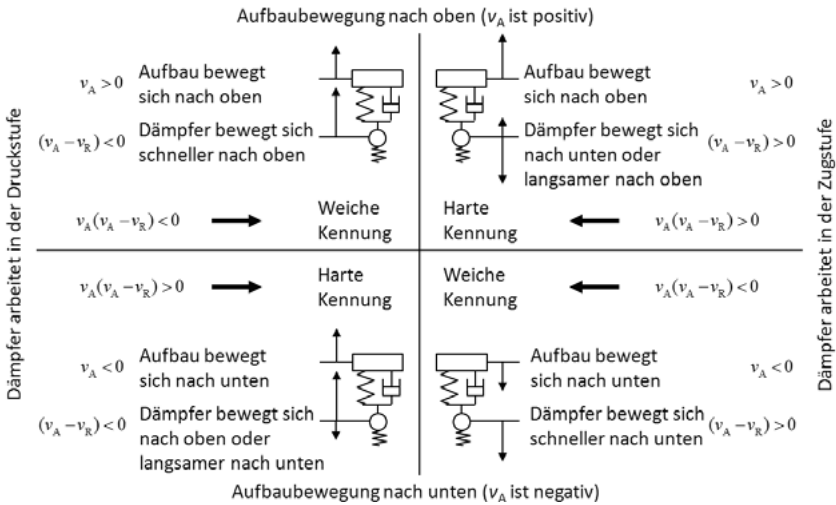


Abbildung 2-4: Skyhook-Ansatz für Verstelldämpfer mit zwei Kennlinien³⁷

³⁴ Siehe Savaresi, S.M. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. 108.

³⁵ Vgl. Hölcher R. und Huang, Z.: Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem, 1991, S. 22.

³⁶ Vgl. Zeller, P.: Schwingungsminderung, 2015, S. 45.

³⁷ Eigene Darstellung nach Krimmel, H.: Elektronische Fahrwerkregelsysteme, 2007, S. 500.

Zur Adaption des Skyhook-Ansatzes für das Gesamtfahrzeug mit sieben Freiheitsgraden (Heben, Nicken, Wanken, 4 Federwege) werden in der modalen Variante zusätzlich zur vertikalen Sollkraft aus der Hubbewegung zwei Sollmomente berechnet, es gilt:³⁸

$$F_{\text{Sky,Heben}} = v_{z,A} \cdot d_{z,\text{Sky}} \quad (2.4)$$

$$M_{\text{Sky,Nicken}} = \dot{\vartheta}_{\text{Sky}} \cdot d_{\vartheta,\text{Sky}} \quad (2.5)$$

$$M_{\text{Sky,Wanken}} = \dot{\varphi} \cdot d_{\varphi,\text{Sky}} \quad (2.6)$$

Aus der Kombination der drei Anteile wird an den einzelnen Rädern jeweils eine Sollkraft berechnet, für die unter Berücksichtigung der wirkenden Dämpfergeschwindigkeit die passende Dämpfereinstellung bestimmt wird.

Kontinuierliche Verstellung nach Huang

Die Regelung nach dem Skyhook-Prinzip ist geschwindigkeitsgeführt. Dies führt zu einer verzögerten Reaktion insbesondere auf hochfrequente Anteile der Vertikalbeschleunigung.³⁹ Huang schlägt dagegen in einem von der August Bilstein GmbH & Co. KG angemeldeten Patent⁴⁰ die Regelung der Vertikalbeschleunigung vor, bei der unter Berücksichtigung der Aufbaubeschleunigung sowie der aktuell zwischen Rad und Aufbau wirkenden Kraft eine Regelabweichung berechnet wird. Die vertikale Sollkraft wirkt der Vertikalbeschleunigung entgegen und für den Anteil der Dämpferkraft gilt unter Berücksichtigung des dynamischen Anteils der wirkenden Federkraft:

$$F_{D,\text{soll}} = m_A \cdot a_{z,A} - F_{F,\text{dyn}} \quad \text{mit} \quad F_{F,\text{dyn}} = F_F - m_A \cdot g \quad (2.7)$$

Kann über die Dämpferkraft der Vertikalbeschleunigung nicht entgegen gewirkt werden, schreibt die Regelstrategie die Verstellung auf die geringste Dämpfung vor.

Beschleunigungsgeführte Regelung nach Huang und Savaresi

Für Verstellsysteme mit einem Bypassventil, das nur zwei Einstellungen zulässt (binäre Verstellung), nennt Huang folgendes Regelgesetz ohne Berücksichtigung der Federkraft:⁴¹

$$a_A(v_A - v_R) > 0 : \text{Bypassventil geschlossen, harte Kennung} \quad (2.8)$$

$$a_A(v_A - v_R) < 0 : \text{Bypassventil offen, weiche Kennung} \quad (2.9)$$

Der Ausdruck $(v_A - v_R)$ beschreibt dabei die Dämpfergeschwindigkeit und unterscheidet zwischen Zug- und Druckstufe. Diese Schaltstrategie entspricht der von Savaresi et al. als „Acceleration Driven Damper Control (ADD)“ ohne Verweis auf Huang vorgestellten Rege-

³⁸ Vgl. Otterbein, S.; Kunz, D. und Kallenbach, R.: Patentschrift DE 41 17 897 C2, 2001, S. 7.

³⁹ Vgl. Savaresi, S.M. et al.: Semi-Active Suspension Control, 2010, S. 121.

⁴⁰ Siehe Huang, Z.: Patentschrift DE 40 15 972 C2, 1993.

⁴¹ Huang, Zhen: Patentschrift DE 40 15 972 A1, 1990, Z. 35f.

lung, die jedoch anstelle der Beschreibung über die Stellung des Bypassventils von minimalen und maximalen Dämpfkonstanten ausgeht. Es gilt:⁴²

$$d_A = \begin{cases} d_{\min} & \text{if } a_A (v_A - v_R) \leq 0 \\ d_{\max} & \text{if } a_A (v_A - v_R) > 0 \end{cases} \quad (2.10)$$

Savaresi zeigt, dass diese Schaltstrategie für die Umschaltung zwischen zwei diskreten Dämpfungen den Schaltvorschriften eines Optimalreglers für die Minimierung der Aufbaubeschleunigung entspricht.⁴³

Weitere Regelungsansätze

Neben den Ansätzen nach Karnopp (Skyhook) und Huang werden in der Literatur weitere Regelungen für semiaktive Fahrwerksysteme beschrieben. Diese unterscheiden sich einerseits hinsichtlich der eingesetzten Dämpfer (begrenzte Zahl diskreter Kennlinien oder kontinuierliche Verstellung) sowie andererseits in der Berechnung der Sollkraft bzw. Auswahl der Dämpfereinstellung. Diese ist zudem abhängig davon, ob als Regelziel Fahrsicherheit oder Fahrkomfort angestrebt wird.

Savaresi stellt für Verstelldämpfer mit zwei diskreten Kennlinien eine Kombination von Skyhook und ADD vor, bei der zwischen beiden Regelstrategien umgeschaltet wird und die das Ziel verfolgt, die Aufbaubeschleunigung über den gesamten Frequenzbereich zu reduzieren. Es gilt:

$$\begin{array}{ll} \text{ADD} & \text{wenn } \ddot{z}_A^2 - \alpha^2 \dot{z}_A^2 > 0 \\ \text{Skyhook} & \text{wenn } \ddot{z}_A^2 - \alpha^2 \dot{z}_A^2 \leq 0 \end{array} \quad (2.11)$$

Die Wechselbedingung vergleicht die Quadrate von Aufbaugeschwindigkeit und Aufbaubeschleunigung. Dabei dient α als Wert für die Abstimmung des Übergangs. Dominiert die Beschleunigung im Vergleich zur Aufbaugeschwindigkeit, wird beschleunigungsgeführt geregelt.⁴⁴

Unger entwickelt eine „quadratisch optimale Regelung“ und diskutiert deren Abstimmung für die Serienapplikation. Der zur Berechnung der Dämpfereinstellungen benötigte Schwingungszustand wird über einen Beobachter ermittelt, die Hysterese des Dämpfers wird dynamisch über eine Vorsteuerung berücksichtigt. Der entwickelte Regelalgorithmus wird sowohl mit Fokus auf Schwingungskomfort als auch auf Fahrsicherheit parametrisiert und untersucht.⁴⁵

⁴² Nach Savaresi, S.M. et al.: Acceleration Driven Damper, 2005.

⁴³ Siehe Savaresi, S.M. et al.: Acceleration Driven Damper, 2005, S. 220ff.

⁴⁴ Siehe Savaresi, S.M. und Spelta, C.: Mixed Sky-Hook and ADD, 2007, S. 386.

⁴⁵ Siehe Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012.

Der Groundhook-Regelungsansatz nach Valasek überträgt den Skyhook-Algorithmus auf das Regelungsziel der Fahrsicherheit durch eine Reduktion der Radlastschwankungen. Anstelle der Aufbaugeschwindigkeit wird die Radgeschwindigkeit herangezogen. Es gilt:⁴⁶

$$d_A = \begin{cases} d_{\min} & \text{if } -v_R (v_A - v_R) \leq 0 \\ d_{\max} & \text{if } -v_R (v_A - v_R) > 0 \end{cases} \quad (2.12)$$

Der Ansatz wird zudem mit der Skyhook-Regelung kombiniert.⁴⁷ Einen weiteren Ansatz zur Verbesserung der Fahrsicherheit verfolgt Niemz. Sein MiniMax-Regler dient der zeitweiligen Erhöhung oder Minderung der Radlast beim Bremsvorgang, um radlastinduzierte Schlupf-schwankungen auszugleichen.⁴⁸ Er erreicht eine Reduktion des Bremswegs um 1 bis 2 %.⁴⁹ Reul erweitert den Ansatz um die Interaktion von Dämpferregelung und ABS.⁵⁰

Weitere Untersuchungen befassen sich mit den Möglichkeiten der Fuzzy Logik^{51,52} oder maschinellen Lernverfahren.⁵³ Einen umfassenden Überblick über verschiedene Algorithmen geben Savaresi et al.⁵⁴ und Guglielmino et al.⁵⁵.

Erfassung des Schwingungszustands

Für die Umsetzung der Regelung im Fahrzeug ist eine Erfassung des Schwingungszustands erforderlich. Je nach Regelungsansatz werden die Beschleunigungen und/oder Geschwindigkeiten von Aufbau und Rädern benötigt. Für einen Skyhook-Regler mit kontinuierlicher Verstellung der Dämpfer werden beispielsweise folgende Größen verwendet, die teilweise nicht direkt über Sensoren erfasst werden können:⁵⁶

- Aufbauvertikalgeschwindigkeit
- Nickrate des Aufbaus
- Wankrate des Aufbaus
- Dämpfergeschwindigkeiten

Zur Bestimmung werden Beschleunigungs-, Drehraten und Federwegsensoren verwendet. In der Verarbeitung wird einerseits konventionelle Filtertechnik eingesetzt (Hoch- und Tiefpassfilter sowie Integrierer und Differenzier), die aufgrund ihrer geringeren Komplexität und dem

⁴⁶ Nach Novak, M. und Valasek, M.: Ground-Hook, 1996.

⁴⁷ Siehe Valasek, M. et al.: Extended Ground-Hook, 1997.

⁴⁸ Siehe Niemz, T.: Diss., Reducing Braking Distance, 2006.

⁴⁹ Siehe Niemz, T.: Diss., Reducing Braking Distance, 2006, S. xv.

⁵⁰ Siehe Reul, M.: Diss., Bremswegverkürzung durch semiaktive Dämpfung und ABS, 2011.

⁵¹ Vgl. Nicolas, C.F. et al.: Fuzzy Logic Control of Semi-active Suspension Systems, 1997.

⁵² Vgl. Al-Holou, N. et al.: Fuzzy Logic Based Controller for Semi-active Suspension, 1994.

⁵³ Vgl. Howell, M.N. et al.: Reinforcement Learning for Vehicle Suspension Control, 1997.

⁵⁴ Savaresi, S.M. et al.: Semi-active Suspension Control, 2010, S. 107ff.

⁵⁵ Guglielmino, E. et al.: Semi-active Suspension Control, 2008, S. 65ff.

⁵⁶ Beim Gesamtfahrzeug wird der sogenannte „Modale Skyhook“ verwendet, der für die Aufbaugeschwindigkeit zwischen Heben, Nicken und Wanken unterscheidet.

damit verbundenen reduziertem Abstimmungsaufwand „in der Serienentwicklung einfacher beherrschbar sind.“⁵⁷

Daneben ist die Verwendung von Beobachtern Gegenstand der Forschung und Entwicklung. Fröhlich und Unger geben einen umfassenden Überblick über verschiedene Ansätze.^{58,59} Fröhlich betrachtet unterschiedliche Sensorkonfigurationen und entwickelt einen signalbasierten Beobachter, der mit Hinblick auf die Rechenzeit auf die Modellierung der Systemdynamik verzichtet.⁶⁰ Lindgärde verwendet dagegen ein Kalmanfilter zur Schätzung der Zustandsgrößen.⁶¹

Bei der Formulierung der Systemgleichungen für einen modellbasierten Beobachter besteht die Problematik, dass insbesondere die in Pkw eingesetzten Dämpfer ein nichtlineares Verhalten aufweisen. Nichtlineare Beobachter führen jedoch zu einem erhöhten Rechenaufwand.^{62,63} Daher schlägt Ohsaku eine Beobachterstruktur vor, in der die Dämpferkraft anhand der Ventilstellung und der Dämpfergeschwindigkeit berechnet und als Störgröße in den Systemgleichungen berücksichtigt wird.⁶⁴ Diesen Ansatz verfolgt auch Koch.^{65,66} Unger entwirft mit der gleichen Vorgehensweise für seinen quadratisch optimalen Regelungsansatz ein stationäres Kalman-Bucy-Filter.⁶⁷

Verzugszeiten in der semiaktiven Fahrwerkregelung

Die in der semiaktiven Fahrwerkregelung verwendeten Verstelldämpfer erlauben innerhalb ihres Verstellbereichs eine Einstellung der Dämpferkraft. Zwischen dem Vorliegen des über Sensoren erfassten Schwingungszustands und der Stellung der daraus berechneten Dämpferkraft vergeht jedoch eine Verzugszeit.⁶⁸ Die Entstehung und Auswirkung dieser Verzugszeiten wird in Abschnitt 5.1 vertieft betrachtet.

Der Betrag der Verzugszeit ist von der Datenverarbeitung und den verwendeten Aktoren abhängig. Typische Werte für die Schaltzeit von Verstelldämpfern mit Proportionalventil liegen im Bereich von 10 bis 30 ms.⁶⁸ Diese Werte entsprechen Prüfstandsmessungen von Niemz, der bei der Messung der Radaufstandskraft für Dämpfergeschwindigkeiten über 0,1 m/s eine Verzugszeit von etwa 25 ms identifiziert. Bei niedrigen Dämpfergeschwindigkei-

⁵⁷ Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 106.

⁵⁸ Siehe Fröhlich, M.: Diss., Ein robuster Zustandsbeobachter, 2007, S. 14ff.

⁵⁹ Siehe Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 37f.

⁶⁰ Siehe Fröhlich, M.: Diss., Ein robuster Zustandsbeobachter, 2007, S. 3ff.

⁶¹ Siehe Lindgärde, O.: Kalman Filtering in Semi-Active Suspension Control, 2002.

⁶² Vgl. Steinhart, N. und Leinen S.: Datenfusion, 2015, S. 488.

⁶³ Vgl. Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 63.

⁶⁴ Siehe Ohsaku, Patentschrift DE 100 16 896 B4, 2010, Fig. 4.

⁶⁵ Siehe Koch, G. et al.: A Nonlinear Estimator for Active Vehicle Suspension Control, 2010, S. 4579.

⁶⁶ Siehe Koch, G.: Diss., Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension Systems, 2011, S. 67.

⁶⁷ Siehe Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 64.

⁶⁸ Vgl. Causemann, P.: Dämpfung, 2007, S. 283.

ten steigt diese vereinzelt auf Werte bis zu 100 ms an.⁶⁹ Auch Reul bestimmt abhängig von Schallrichtung und Dämpfergeschwindigkeit Verzugszeiten von bis zu 83 ms zu Beginn der Druckstufe und bis zu 37 ms zu Beginn der Zugstufe.⁷⁰

Nach Dixon weisen Dämpfer mit rheologischen Fluiden insgesamt eine kürzere Schaltzeit auf.⁷¹ Für elektrorheologische Dämpfer wird in der Literatur eine Schaltzeit von 6 ms angegeben.⁷²

Savaresi berücksichtigt die Auswirkung von Verzugszeiten in der Simulation über eine zusätzliche Differentialgleichung, die zu einem verzögerten Anstieg der Dämpfkonstanten führt.⁷³ Er berücksichtigt dabei jedoch keine Totzeiten. Vergleichbare Simulationsansätze verwenden Reichel bzw. Unger, die den Kraftanstieg bei der Schaltung über ein PT₁-Element approximieren.^{74,75}

Fischer und Isermann zeigen, dass bereits Verzugszeiten von in Summe 10 ms das Komfortpotenzial der semiaktiven Fahrwerkregelung reduzieren und fordern daher, die Summe des Zeitverzugs unter diesem Wert zu halten.⁷⁶ Die Kompensation dieses Zeitverzugs ist daher auch Gegenstand einiger im folgenden Abschnitt vorgestellter Ansätze der vorausschauenden Regelung und Thema dieser Dissertation.

2.2 Vorausschauende Fahrwerkregelung

Wird in der Regelung des Fahrwerks neben dem durch Bewegungssensoren erfassten Schwingungszustands von Aufbau und Rädern auch die erwartete Anregung berücksichtigt, werden diese Systeme als Fahrwerkregelung mit „Vorausschau“ bezeichnet. Daneben wird in der Literatur synonym die englische Bezeichnungen „Preview“ verwendet. Außerdem werden solche Regelungen in Abgrenzung zu konventionellen Systemen, die Anregungen „reaktiv“ erst nach Einleitung in das Schwingungssystem Fahrzeug berücksichtigen, durch ihr „proaktives“ Verhalten charakterisiert.⁷⁷ Erste Veröffentlichungen zu diesem Themenkomplex gehen in die 1960er Jahre zurück.⁷⁸

In der Forschung und Entwicklung werden zwei Aspekte behandelt: Ein Fokus liegt auf der Erfassung des Höhenprofils der Straße durch Umfeldsensorik sowie der nachgelagerten Ver-

⁶⁹ Siehe Niemz, T.: Diss., Reducing Braking Distance, 2006, S. 96.

⁷⁰ Siehe Reul, M.: Diss., Bremswegverkürzung durch semiaktive Dämpfung und ABS, 2011, S. 130f.

⁷¹ Siehe Dixon, J.C.: The Shock Absorber Handbook, 2007, S. 299.

⁷² Vgl. Findeisen D.: Handbuch Ölhydraulik, 2006, S. 133.

⁷³ Siehe Savaresi, S.M. und Spelta, C.: Mixed Sky-Hook and ADD, 2007, S. 385.

⁷⁴ Siehe Reichel, J.: Diss., Einfluss verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das Bremsen, 2003, S. 36.

⁷⁵ Siehe Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 45.

⁷⁶ Siehe Fischer, D. und Isermann, R.: Mechatronic vehicle suspensions, 2003, S. 1363.

⁷⁷ Vgl. Schindler, A.: Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S.9.

⁷⁸ Z.B. Wirlitsch, R.: Auslegeschrift 1 269 902: Verfahren zum Steuern einer Fahrzeugfederung, 1968.

arbeitung der Sensordaten. Der zweite Schwerpunkt liegt, wie auch in dieser Arbeit, auf der Verwendung im Regelkreis aktiver und semiaktiver Fahrwerkregelungen.

2.2.1 Erfassung der Straßenanregung

Eine Möglichkeit zur Erfassung der Straßenanregung für die Berücksichtigung in der Regelung der Hinterachse ist die Verwendung der an der Vorderachse erfassten Radbewegungen („Wheelbase-Preview“).⁷⁹

Für eine vorausschauende Regelung der Vorderachse ist zudem die Erfassung der Straßenanregung vor dem Fahrzeug erforderlich. Morita et al. verwenden hierfür Ultraschallsensoren.⁸⁰ Schindler gibt einen Überblick über die Vor- und Nachteile verschiedener Sensoren. Er vergleicht die Sensortechnologie von Ultraschall, Video, PMD sowie LIDAR und wählt für sein System zwei LIDAR-Sensoren, die im Bereich der Scheinwerfer seines Forschungsfahrzeugs montiert sind.⁸¹ Für die 2013 eingeführte vorausschauende Fahrwerkregelung „Magic Body Control“ in der S-Klasse von Mercedes-Benz wird dagegen eine Stereokamera eingesetzt.⁸²

Göhrle analysiert ebenfalls die bereits von Schindler genannten Sensoren und unterscheidet zudem die Möglichkeiten von Stereo- und Monokameras. Für die Untersuchungen seiner Arbeit werden neben einer nicht näher spezifizierten Kamera Fahrbahnhöhendaten verwendet, die für hochgenau vermessene Straßenabschnitte anhand einer GPS-Positionierung bereitgestellt werden.⁸³

Die Genauigkeit der mit Umfellsensoren erfassten Höhenwerte kann zudem durch eine Kombination mehrerer Messungen verbessert werden. Schindler beschreibt einen Algorithmus, der über statistische Methoden eine Reduktion der Fehler erreicht. Hierzu erfolgt eine „Scan-Matching“ genannte Kombination mehrerer Einzelmessungen der verwendeten LIDAR-Sensoren.⁸⁴ Ergänzend zu dieser Kombination von Einzelmessungen entwickelt Göhrle einen modellbasierten Beobachter, der anhand der Fahrzeugreaktion das ermittelte Höhenprofil der Straße plausibilisiert.⁸⁵

2.2.2 Aktive Fahrwerksysteme mit Preview

Aktive Fahrwerksysteme erlauben theoretisch durch die von der Bewegungsrichtung unabhängige Kraftstellung eine vollständige Kompensation von Anregungen. Voraussetzung dafür sind jedoch ein unbegrenzter Verstellbereich sowie eine Reaktion bereits vor Einleitung der

⁷⁹ Vgl. Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 10ff.

⁸⁰ Siehe Morita, T. et al.: Ride Comfort Improvement with Preview, 1992, S. 115.

⁸¹ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 37ff.

⁸² Siehe Cytrynski, S. und Schwarz, T.: Das vorausschauende aktive Fahrwerk der S-Klasse, 2013.

⁸³ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 121.

⁸⁴ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 71ff.

⁸⁵ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 131ff.

Anregung in den Aufbau.⁸⁶ Eine gleichzeitige Vermeidung von Aufbaubeschleunigungen (Regelziel Komfort) und Änderungen der Radlast (Regelziel Fahrserheit) ist jedoch nicht möglich. Es verbleibt also ein Zielkonflikt bei der Reglerauslegung.⁸⁷

Schindler entwickelt für die Umsetzung der aktiven Fahrwerkregelung mit Vorausschau eine Vorsteuerung, die mit einer „Integralen Preview-Strategie“ als Störgrößenkompensation in die Regelung des ABC-Fahrwerks⁸⁸ implementiert wird.⁸⁹ Mit der 2013 vorgestellten S-Klasse der Baureihe 222 von Mercedes-Benz, wurde erstmals eine vorausschauende Regelung für ein Serienfahrzeug mit der Bezeichnung *Magic Body Control* vorgestellt.⁹⁰

Da aktive Fahrwerksysteme nicht Gegenstand dieser Arbeit sind, wird auf eine Zusammenfassung der Regelungsansätze verzichtet und stattdessen auf den Überblick über den Stand der Forschung auf diesem Gebiet von Schindler bzw. Göhrle verwiesen.^{91,92}

2.2.3 Semiaktive Fahrwerksysteme mit Preview

Umfangreiche Untersuchungen zum Potenzial von Preview beim Einsatz in semiaktiven Fahrwerksystemen gehen auf ein Forschungsprojekt der Technischen Universität Eindhoven zurück, in dem Preview für die Fahrwerkregelung an der Hinterachse einer Sattelzugmaschine bewertet wurde. Entwicklungsziele waren dabei eine Reduktion der Beschleunigungsexposition von Fahrer und Ladung sowie eine Verringerung der Straßenbeanspruchung. Nach Untersuchungen von Huisman zu den Möglichkeiten eines aktiven Fahrwerks,⁹³ die Schindler aufgrund des Optimalregleransatzes als nicht zielführend beurteilt,⁹⁴ wurde der Fokus aufgrund des geringeren Energiebedarfs auf semiaktive Fahrwerksysteme erweitert.⁹⁵

Darauf aufbauend entwickeln van der Aa, Soede und Vissers Beobachter- und Regelungsansätze für semiaktive Fahrwerksysteme.^{96,97} Auf einem HiL-Prüfstand kann das in der Simulation gezeigte Verbesserungspotenzial jedoch nicht nachgewiesen werden. Als möglicher Grund wird eine unzureichende Echtzeitfähigkeit der verwendeten Prüfstandsrechner genannt.⁹⁸ Muijderman erweitert die Betrachtung von dem zuvor verwendeten Verstelldämpfer mit zwei Kennlinien auf Mehrstufendämpfer und kontinuierlich verstellbare Ausführungen.

⁸⁶ Vgl. Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 25.

⁸⁷ Vgl. Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 120.

⁸⁸ ABC (Active Body Control) ist die Bezeichnung des aktiven Fahrwerksystems von Mercedes-Benz mit hydraulischer Fußpunktverstellung.

⁸⁹ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 113.

⁹⁰ Siehe Cytrinski, S. und Schwarz, T.: Das vorausschauende aktive Fahrwerk der S-Klasse, 2013.

⁹¹ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 10ff.

⁹² Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S.22ff.

⁹³ Huisman, R.G.M.: Diss., Controller and Observer for Active Preview Suspension, 1994.

⁹⁴ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 17.

⁹⁵ Siehe Bruls, H.: Preview for a (Semi-)Active Suspension, 1993.

⁹⁶ Siehe Van der Aa, M.A.H. et al.: Constrained Optimal Semi-Active Preview Control, 1997.

⁹⁷ Siehe Soede, M.J.: Semi-Active Suspension with Preview, 1995.

⁹⁸ Siehe Vissers, J.G.H.: Real-time Preview-based Semi-active Control, 1997, S. 31.

Die angegebenen Verbesserungen von bis zu 50 % in der Simulation von Aufbaubeschleunigung und Straßenbeanspruchung beziehen sich auf den Vergleich zu einem passiven Fahrwerk.⁹⁹

Ebenfalls ausgehend von einer Betrachtung des aktiven Fahrwerks mit Preview¹⁰⁰ untersuchen Hac und Youn in der Simulation eines Viertelfahrzeugmodells das theoretische Potenzial des semiaktiven Systems mit Preview. Als Beurteilungsmaß wird ein Performanceindex verwendet, der der Federweg, Reifeneinfederung sowie Rad- und Aufbaugeschwindigkeit berücksichtigt. Neben der Vorstellung und Analyse eines Optimalreglers, für den eine Verbesserung des Performance Index von 35 % gegenüber dem semiaktiven System ohne Preview angegeben wird,¹⁰¹ wird auch der Vorteil genannt, dass bei Verwendung von Preview im Vergleich zum System ohne Vorausschau eine Reduktion des Zeitverzugs möglich sei („reduce time lag present in the system without preview“).¹⁰² In einer Untersuchung dieses Ansatzes zeigen sie die Möglichkeit, durch die verbesserte Regelung der Hinterachse Nickschwingungen zu reduzieren.¹⁰³

Diesen Ansatz verfolgen auch Morita et al., die den Ausgleich einer Verzugszeit vorschlagen („time lag in changing damping rate would be able to cancel“).¹⁰⁴ Die Untersuchungen beziehen sich dabei auf einen Verstelldämpfer mit zwei Kennlinien und der vorgestellte Ansatz beruht daneben auf einer Umschaltung im Bereich geringer Dämpfergeschwindigkeiten, um erhöhte Aufbaubeschleunigungen durch Kraftsprünge zu vermeiden.¹⁰⁴ Als Vorschlag für die Umsetzung wird ein mit Ultraschallsensoren ausgerüsteter Versuchsträger auf Basis eines Mitsubishi Galant vorgestellt.¹⁰⁴

Kitching führt für den Ausgleich von Verzugszeiten den Begriff „Phase Lag Compensation“ (PLC) ein. Er beschreibt die PLC für die Regelung eines semiaktiven Fahrwerks an der Antriebsachse eines Lkw. Der Zeitverzug wird dabei konkretisiert als Phasenverschiebung zwischen angeforderter und erreichter Dämpferkraft.¹⁰⁵ Das Verbesserungspotenzial der PLC wird, gemessen am Effektivwert der Aufbaubeschleunigung, abhängig von der Anregung mit bis zu 20 % bei einer Stoßanregung angegeben, während für die stochastische Anregung einer Autobahn lediglich bis zu 7% Verbesserung erreicht werden.¹⁰⁶

Seong untersucht das Potenzial der vorausschauenden Regelung für den Einsatz magnetorheologischer Dämpfer und identifiziert ein Verbesserungspotenzial für die Verwen-

⁹⁹ Siehe Muijderman, J.H.E.A.: Diss., Flexible Objective Controllers for Semi-active Preview, 1997.

¹⁰⁰ Siehe Hac, A.: Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension, 1990.

¹⁰¹ Siehe Hac, A. und Youn, I.: Optimal Semi-Active Preview Based on Quarter Car Model, 1991, S. 437.

¹⁰² Siehe Hac, A. und Youn, I.: Optimal Semi-Active Preview Based on Quarter Car Model, 1991, S. 433.

¹⁰³ Siehe Hac, A. und Youn, I.: Semi-active Suspension Including Time Delays and Preview, 1993.

¹⁰⁴ Siehe Morita, T. et al.: Ride Comfort Improvement with Preview, 1992, S. 113ff.

¹⁰⁵ Siehe Kitching, K.J. et al.: Experimental Investigation of Preview Control, 1999, S. 477.

¹⁰⁶ Siehe Roebuck, R.L., Kitching, K.J. et al.: Semi-Active Heavy Vehicle Suspensions, 2000, S. 360.

derung von Fahrbahnhinformatoren mit einer Vorausschauzeit bis zu 200 ms, der genaue Regelungsansatz bleibt jedoch unklar.¹⁰⁷

Ahmed und Svariczek nutzen dagegen einen im Vergleich zu den vorherigen Veröffentlichungen abweichenden Ansatz zur Verwendung des vorausschauend bekannten Höhenprofils der Straße. Über eine Fouriertransformation werden Straßenklassen identifiziert, für die Regelungsparameter mit Methoden der Model Predictive Control angepasst werden.¹⁰⁸

Schindler, der sich in seiner Arbeit mit der aktiven Fahrwerkregelung beschäftigt, schließt den Nutzen von Preview für semiaktive Fahrwerkregelungen aus, da aufgrund des 2-Quadrantenbetriebs ein Anheben und Absenken des Fahrzeugs nicht möglich sei.¹⁰⁹ Auch Göhrle sieht keine Möglichkeit, dass sich das Fahrzeug bei Kenntnis des Straßenprofils „bei der zukünftigen Straßenanregung in einem günstigeren Fahrzustand befindet und somit eine bessere Komfortwirkung erzielt werden kann.“¹¹⁰ Zudem habe die vorausschauende Berücksichtigung der Straßenanregung nur eingeschränktes Potenzial für eine Anpassung der Regelung, da bestehende semiaktive Regelstrategien mit einer weichen Grundeinstellung über Hindernisse fahren und damit komfortoptimal abgestimmt seien.¹¹¹ Die Einschätzung gelte jedoch nur unter „Annahme eines verzugsfrei arbeitenden Dämpfers.“¹¹⁰ Er nennt ergänzend die Möglichkeit, das Vorausschausignal im Zusammenhang mit dem durch Filterung verursachten Phasenverzug zu nutzen, den die in der Regelung verwendeten Signale aufweisen¹¹² und verweist damit implizit auf den Ansatz der PLC.

2.3 Ableitung des Forschungsbedarfs

Bei der Regelung der Vertikaldynamik treten Verzugszeiten auf, die bezogen auf den daraus im Bereich der Radeigenfrequenz resultierenden Phasenwinkel nicht vernachlässigbar sind. Diese Verzugszeiten sowie auch Ansätze zu deren Kompensation sind Gegenstand der bisherigen Forschung. Während einige Veröffentlichungen auf die explizite Betrachtung von Verzugszeiten verzichten,¹¹³ sind diese in Simulationsmodellen anderer Untersuchungen Gegenstand der Modellierung.^{114,115,116}

Schindler kritisiert, dass in der Betrachtung von Preview oft „die Akteure in den Arbeiten als ideale Kraftstellglieder oder reibungs- und verzögerungsfreie Stellelemente“ betrachtet wer-

¹⁰⁷ Siehe Seong M.S. et al.: Preview Control with MR Shock Absorber, 2009.

¹⁰⁸ Siehe Ahmed, M.; Svariczek, F.: Preview Control Based on Fast Fourier Transform, 2013.

¹⁰⁹ Siehe Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S. 18.

¹¹⁰ Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S.100.

¹¹¹ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 140.

¹¹² Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S.100.

¹¹³ Vgl. Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S.25.

¹¹⁴ Vgl. Savaresi, S.M. und Spelta, C.: Mixed Sky-Hook and ADD, 2007.

¹¹⁵ Vgl. Fischer, D. und Isermann, R.: Mechatronic vehicle suspensions, 2003.

¹¹⁶ Vgl. Hac, A. und Youn, I.: Semi-active Suspension Including Time Delays and Preview, 1993.

den. Das ermögliche „zwar eine Maximalabschätzung der Potenziale von Preview, läßt [sic!] aber oft keine wirkliche Aussage über die Praxistauglichkeit des Preview-Konzepts zu.“¹¹⁷ Göhrle zieht für semiaktive Fahrwerkregelungen zudem explizit das Fazit, dass durch Vorausschau zwar keine Verbesserung des Regelungsansatzes möglich sei, der in der Verarbeitung der Signale auftretende Verzug dagegen Potenzial für eine Verwendung von Fahrbahnhöheninformationen offen lasse.¹¹² Einen solchen Ansatz der Verzugszeitkompensation haben Nagiri et al. für aktive Fahrwerksysteme¹¹⁸ und Kitching et al. sowie Hac und Youn für die semiaktive Fahrwerkregelung bereits vorgestellt.^{119,116}

Dem Verfasser sind jedoch bisher keine Arbeiten bekannt, in denen Verzugszeiten im semiaktiven Fahrwerk in der Form wissenschaftlich untersucht wurden, dass die Wirkkette analysiert, deren Auswirkungen auf den Fahrkomfort bewertet und Anforderungen an eine Kompensation abgeleitet werden. Daraus ergeben sich für diese Arbeit fünf Fragestellungen, die inhaltlich aufeinander aufbauen:

- 1. Welche Auswirkungen haben die im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung auftretenden Verzugszeiten auf den Schwingungskomfort des Fahrzeugs?**
- 2. Welche Einflussfaktoren und Wirkmechanismen führen zu den identifizierten Auswirkungen auf den Schwingungskomfort?**
- 3. Können diese Wirkmechanismen im Fahrversuch nachgewiesen werden?**
- 4. Kann durch eine Kompensation der Verzugszeiten eine Komfortverbesserung erreicht werden?**
- 5. Lässt sich eine solche Komfortverbesserung durch Verzugszeitkompensation im Fahrversuch zeigen?**

Im Fokus dieser Arbeit liegt damit die Analyse und Beschreibung der Auswirkung von Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung. In dieser Analyse werden Einflussfaktoren identifiziert und Anforderungen an Signale abgeleitet, die unter Verwendung eines vorausschauend erfassten Fahrbahnhöhenprofils ermittelt werden. Die Gültigkeit dieser Anforderungen wird anhand eines Kompensationsansatzes auf Basis des Skyhook-Reglers untersucht.

Aufbauend darauf werden die Erkenntnisse im Fahrversuch überprüft und das Potenzial zur Komfortverbesserung wird durch die Auswertung von Messfahrten am Beispiel des Forschungsfahrzeugs für eine stochastische Straßenanregung auf dem Versuchsgelände aufgezeigt.

¹¹⁷ Schindler, A.: Diss., Aktives Fahrwerk mit Preview-Strategie, 2009, S.25.

¹¹⁸ Siehe Nagiri, S. et al.: Improvement of Ride Comfort by Preview, 1992.

¹¹⁹ Vgl. Kitching, K.J. et al.: Experimental Investigation of Preview Control, 1999.

3 Methodik und Untersuchungswerkzeuge

3.1 Methodik

Die Methodik dieser Arbeit orientiert sich an den in Abschnitt 2.3 formulierten Forschungsfragen. Das in Abbildung 3-1 dargestellte Schaubild zeigt eine schematische Darstellung der Vorgehensweise.

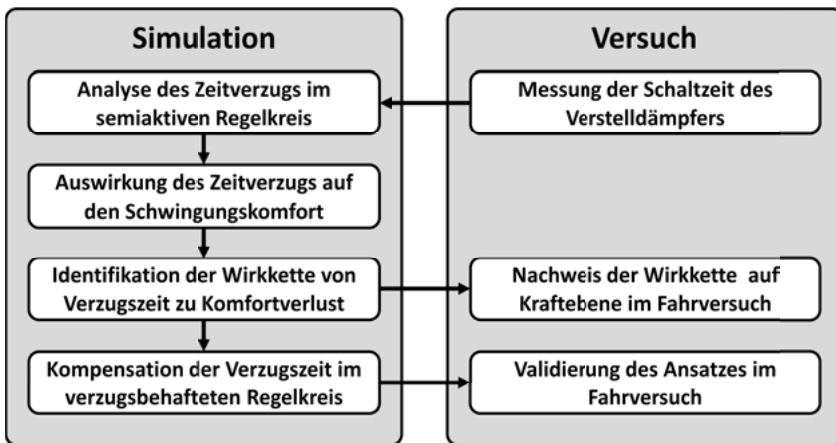


Abbildung 3-1: Methodik zur Untersuchung des Potenzials der Verzugszeitkompensation

Die Basis der Untersuchung bildet eine Analyse der Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung. Dabei wird in einem ersten Schritt bestimmt, welche Verzugszeiten auftreten und welche Größenordnung diese haben. Mit diesen Annahmen wird im zweiten Schritt in der Simulation des Viertelfahrzeugmodells der Komforteinfluss für verschiedene Reglereinstellungen ermittelt und die Wirkkette von der Verzugszeit zur geänderten Aufbaubeschleunigung herausgearbeitet. Zur Beurteilung der Simulationsergebnisse werden Elemente dieser Wirkkette als dritter Schritt im Fahrversuch nachgewiesen.

Den zweiten Aspekt bildet der Ansatz der Verzugszeitkompensation. Dieser wird wiederum zunächst in der Simulation betrachtet und konzentriert sich auf die Skyhook-Regelstrategie. Dabei wird die Verbesserung der Komfortkennwerte ermittelt, die bei einer vorausseilenden Bereitstellung von Eingangssignalen erreicht werden kann. Zusätzlich werden ausgehend von der zuvor ermittelten Wirkkette Kennwerte definiert, mit denen die Qualität der verwendeten vorausseilenden Signale bewertet wird.

Abschließend werden diese Kennwerte auch im Fahrversuch herangezogen und das Potenzial für den Schwingungskomfort bewertet. Im Forschungsfahrzeug werden dabei zwei Methoden zur vorausschauenden Bereitstellung von Reglereingangsgrößen umgesetzt. Einerseits die Verwendung der Raddynamik an der Vorderachse zur Regelung der Hinterachse sowie andererseits eine Zustandsprädiktion mit dem vorausschauend verfügbaren Höhenprofil einer Stereokamera.

3.2 Simulationsmodell

Zur Untersuchung des vertikaldynamischen Systemverhaltens wird in dieser Arbeit ein fußpunkterregter Zweimassenschwinger herangezogen, für den im Zusammenhang mit Untersuchungen in der Fahrzeugtechnik die Bezeichnung Viertelfahrzeugmodell üblich ist.¹²⁰ Diese Vereinfachung bietet den Vorteil, dass die betrachteten Effekte nicht von der Kopplung der drei Bewegungsmoden Heben, Nicken und Wanken sowie Störeinflüssen einzelner Räder überlagert werden.

Abbildung 3-2 zeigt die Struktur des verwendeten Simulationsmodells. Wie in der realen Umsetzung des Regelkreises in einem Fahrzeug werden die für die Regelung verwendeten Zustandsgrößen zyklisch abgetastet und für die Berechnung der Dämpfereinstellungen herangezogen. Totzeitglieder ermöglichen dabei die systematische Variation auftretender Zeitverzögerungen, die in Abschnitt 5.1 behandelt werden.

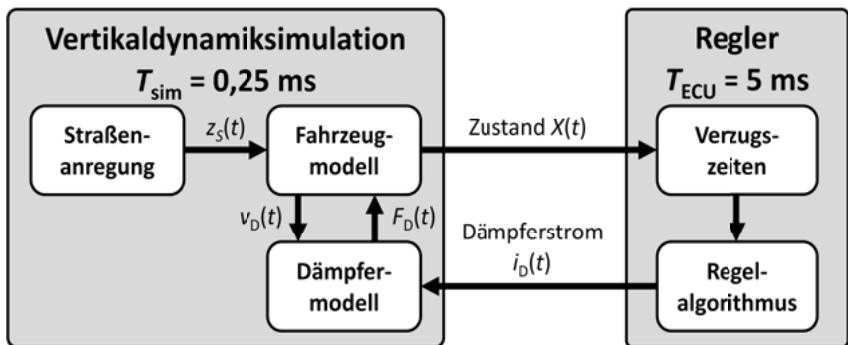


Abbildung 3-2: Struktur des Simulationsmodells

¹²⁰ Vgl. Schramm, D. et al.: Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, 2013, S. 116.

3.2.1 Viertelfahrzeugmodell

Abbildung 3-3 zeigt das Ersatzmodell mit Aufbau- und Radmasse und Feder- und Dämpferelementen zwischen Aufbau und Rad sowie zwischen Rad und Straße. Für die Simulation werden soweit nicht anders angegeben die in der Abbildung aufgeführten Parameterwerte verwendet.

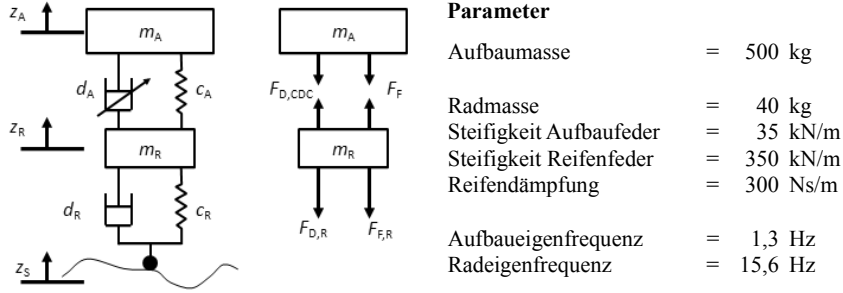


Abbildung 3-3: Ersatzmodell des Zweimassenschwingers

Aus dem Ersatzmodell ergeben sich folgende Differentialgleichungen, die für die Untersuchung in Matlab/SIMULINK implementiert wurden.

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = F_{D,CDC} + c_A \cdot (z_R - z_A) \quad (3.1)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = c_R \cdot (z_S - z_R) + d_R \cdot (\dot{z}_S - \dot{z}_R) - F_{D,CDC} - c_A \cdot (z_R - z_A) \quad (3.2)$$

Die Berechnung der Dämpferkraft $F_{D,CDC}$ sowie das für die Anregung z_S herangezogene Modell stochastischer Unebenheiten der Straße werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

3.2.2 Modell des Verstelldämpfers

Das für die Dämpferkraftberechnung verwendete Modell des Verstelldämpfers basiert auf dem in Abbildung 3-4 links dargestellten Kennfeld, das der Dämpfergeschwindigkeit unter Berücksichtigung eines Ventilstroms eine Kraft zuordnet. Damit ist innerhalb des Einstellbereichs eine stufenlose Anpassung der Dämpferkraft möglich. In Anlehnung an die Umsetzung realer Ventile entspricht ein Dämpferstrom von 0 mA der härtesten Kennlinie, während bei 1.800 mA die Kennlinie mit der geringsten Dämpfung eingestellt wird. Dabei wird ein über dem Strom linearer Kraftanstieg zwischen der weichen Kennlinie und der harten Einstellung angenommen.

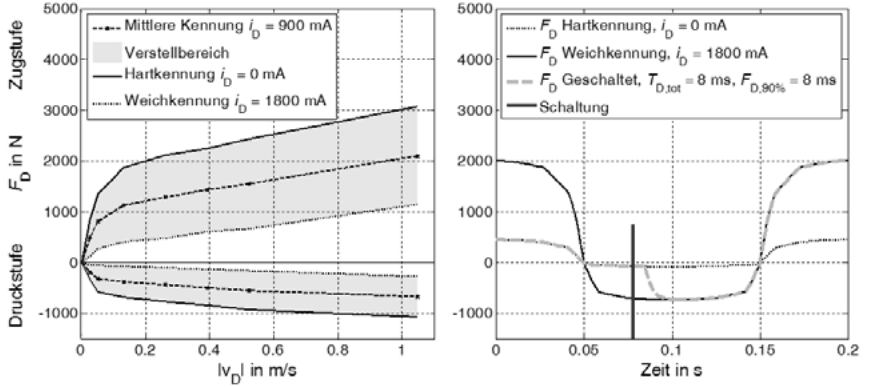


Abbildung 3-4: Kennfeld und Schaltverhalten des Verstelldämpfermodells

Zur Berücksichtigung der in Abschnitt 5.1.2 beschriebenen Verzugszeiten wird in Anlehnung an Reichel der Dämpferstrom korrigiert.¹²¹ Über Parameter ist eine Anpassung der wirkenden Totzeit $T_{D,tot}$ sowie der Kraftanstiegszeit $T_{D,90\%}$ möglich, die über ein PT₁-Übertragungsglied modelliert wird. Für die Zeitkonstante T_i des PT₁-Glieds gilt:

$$T_i = \frac{T_{D,90\%}}{-\ln(0,1)} \quad (3.3)$$

Daraus resultiert die in Abbildung 3-4 rechts im Zeitverlauf exemplarisch für eine Schaltung von der weichen auf die harte Kennlinie dargestellte verzögerte Reaktion der Dämpferkraft.

3.2.3 Stochastische Anregung

In der Simulation wird eine stochastische Anregung verwendet, die über eine Fouriersynthese mit gleichverteilter Zufallsphase erstellt wird. Die Leistungsdichte einer Straßenanregung lässt sich in doppeltlogarithmischer Beschreibung näherungsweise als Gerade darstellen. Es gilt:¹²²

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (3.4)$$

Dabei ist $\Phi_h(\Omega_0)$ das Unebenheitsmaß, das die Leistungsdichte für die Bezugswegkreisfrequenz $\Omega_0 = 1 \frac{1}{m}$ definiert. Dieser Wert wird mit der Einheit cm^3 synonym als Allgemeiner Unebenheitsindex (AUN) bezeichnet. w ist als Welligkeit jene Steigung, die den logarith-

¹²¹ Siehe Reichel, Jochen: Einfluss verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das Bremsen, 2003, S. 36.

¹²² Nach Mitschke, M. et al.: Zulässige Amplituden und Wellenlängen von Unebenheiten, 1994, S. 14.

misch linearen Abfall der Leistungsdichte über der Wegkreisfrequenz beschreibt. Typische Welligkeiten liegen im Bereich von $w = 1,7$ bis $3,3$.¹²³

Abbildung 3-5 zeigt die spektrale Leistungsdichte der für die Simulation verwendeten Fahrbahnen. Die Bezeichnung orientiert sich dabei nach ISO 8608 an den Fahrbahnklassen A (sehr gut), B (gut), C (mittel). Die stärkste Anregung D (schlecht) liegt nach ISO 8608 noch innerhalb der mittleren Güte.¹²⁴

Die Fahrbahnklasse A entspricht mit einem Unebenheitswert von $AUN = 1$, dem Zielwert für Fernstraßen in Deutschland. Der Wert $AUN = 8$ der Klasse C liegt auf dem Warnwert, der nach Mitschke et al. für eine Bundesautobahn aus Gesichtspunkten der Fahrsicherheit ermittelt wurde.¹²⁵ Diese Anregung wird für die in den folgenden Kapiteln vorgestellten Simulationen bei einer Welligkeit von $w = 2$ sowie einer Fahrgeschwindigkeit von 30 m/s als Basisanregung verwendet.

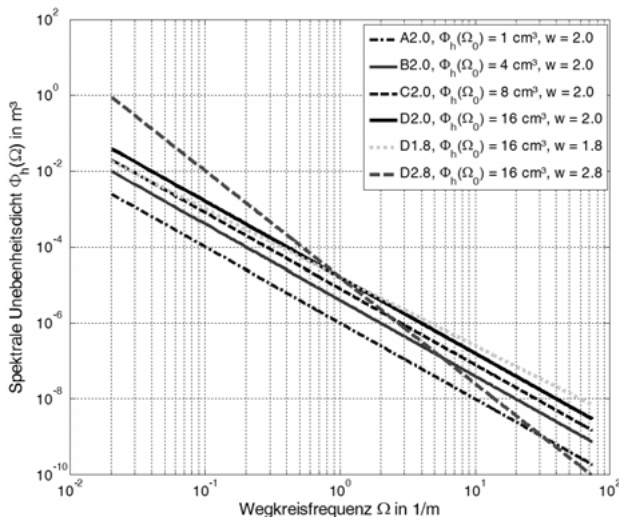


Abbildung 3-5: Verwendete Straßenanregungen

Zur Klassifikation der Anregung in den Legenden der Grafiken wird die Fahrbahnklasse in Kombination mit der verwendeten Geschwindigkeit der Bezeichnung des Simulationsszenarios vorangestellt. 30A2.0 bezeichnet also eine Simulation mit einer Fahrgeschwindigkeit von 30 m/s auf einer Fahrbahn der Unebenheitsklasse A mit einer Welligkeit von 2. Für eine bessere Vergleichbarkeit der in der Simulation ermittelten Schwingungen unterscheiden sich die Fahrbahnen lediglich hinsichtlich der Amplituden. Die Phase ist zwar zufällig verteilt, wird

¹²³ Siehe Albers, I.: Vertikaldynamik, 2013, S. 79.

¹²⁴ Siehe ISO 8608:1995-9: Mechanische Schwingungen – Straßenoberflächenprofile, 1995.

¹²⁵ Siehe Mitschke, M. et al.: Zulässige Amplituden und Wellenlängen von Unebenheiten, 1994, S. 94.

jedoch bei den unterschiedlichen Fahrbahnen für die einzelnen Wegkreisfrequenzen identisch angenommen.

3.3 Forschungsfahrzeug

Zur Untersuchung der in dieser Arbeit betrachteten Fragestellungen im Fahrversuch wurde ein Porsche Panamera GTS eingesetzt. Technische Daten des Fahrzeugs sind im Anhang A.1 aufgeführt.

3.3.1 Fahrwerk

Bei der Ausstattung des Forschungsfahrzeugs wurde das serienmäßige Fahrwerk mit Verstell-dämpfern sowie Luftfedern mit schaltbarem Zusatzvolumen an Vorder- und Hinterachse beibehalten. Abbildung 3-6 zeigt die serienmäßigen Achsmodule in einer Darstellung des Herstellers. Während Luftfeder und Dämpfer an der Hinterachse getrennt eingebaut sind, wird an der Vorderachse ein Federbein eingesetzt.

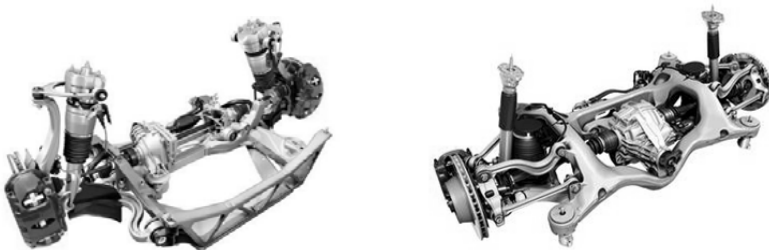


Abbildung 3-6: Vorder- und Hinterachsaufbau des Porsche Panamera GTS¹²⁶

An Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs werden Zweirohrdämpfer mit in den Kolben integrierten Proportionalventilen (CDCi) von ZF verwendet. Der Aufbau dieser Bauform ist in Abbildung 3-7 dargestellt.

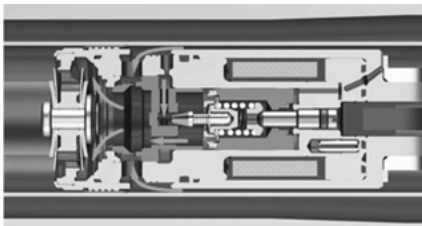


Abbildung 3-7: Integriertes CDCi-Proportionalventil im Zweirohrdämpfer von ZF¹²⁷

¹²⁶ Quelle: Porsche AG.

3.3.2 Verstelldämpferregelung

Zur Untersuchung der semiaktiven Fahrwerkregelung im Fahrversuch wurde das Forschungsfahrzeug mit einem Prototypensteuergerät¹²⁸ ausgestattet, das anstelle des Seriensteuergeräts den Ventilstrom der Verstelldämpfer regelt. Andere Funktionen des Seriensteuergeräts, z.B. Niveauregelung, bleiben erhalten.

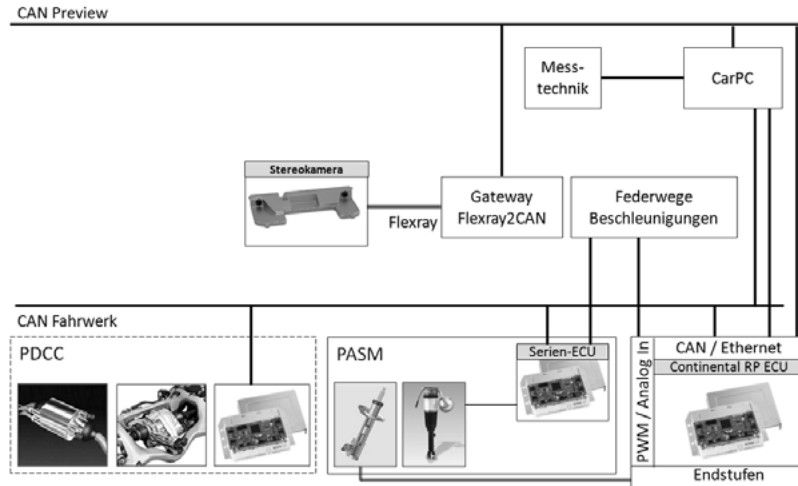


Abbildung 3-8: E/E-Architektur der Verstelldämpferregelung im Forschungsfahrzeug¹²⁹

Wie im Seriensystem werden zur Regelung der Verstelldämpfer Beschleunigungssensoren am Aufbau sowie die Signale der Federwegensensoren verwendet. Zusätzlich bietet das System die Option, Höheninformationen einer Stereokamera vom Typ Continental MFC 300 zu verwenden. Diese Signale werden dem Steuergerät über ein CAN-Interface bereitgestellt.

Parameter des für das Steuergerät kompilierten Regelalgorithmus können mit dem XCP-Protokoll über eine Ethernetverbindung eingestellt werden. Die Berechnung der Dämpferströme als Reglerausgang erfolgt mit einer Zykluszeit von 10 ms. Die Regelung der von Endstufen verstärkten Dämpferströme erfolgt jedoch getrennt vom eigentlichen Regelalgorithmus über FPGA mit höherer Frequenz.

¹²⁷ Quelle der Grafik: ZF AG, aus Causemann, P.: Semiaktive und aktive Fahrwerke, 1990, nach Gilsdorf, H.-J.: Semiaktive Dämpfung, 2013, S. 303.

¹²⁸ Es wurde ein Steuergerät vom Typ RPECU von Continental eingesetzt, das mit acht Endstufen, digitalen und analogen Eingängen sowie drei A/D-Wandlern ausgestattet ist. Die Berechnungen werden vom Steuergerät auf einem TriCore® TC1797 Microcontroller ausgeführt.

¹²⁹ Quellen der Grafiken: Porsche AG, Continental AG.

3.3.3 Messtechnik

Zur Beurteilung des Systemverhaltens ist eine Messung der vier Dämpfergeschwindigkeiten sowie des Schwingungszustands des Aufbaus erforderlich. Für die Berechnung der Dämpfergeschwindigkeiten werden die vom Steuergerät erfassten Werte der Federwegsensoren aufgezeichnet. Die Bewegung des Aufbaus wird über ein Inertialmesssystem vom Typ ADMA-G des Herstellers GeneSys gemessen.¹³⁰ Der Sensor ist über eine an vier karosseriefesten Zurrpunkten befestigte Montageplatte mit dem Aufbau des Fahrzeugs verbunden.

3.3.4 Dämpferkraftmessung mit Dehnungsmessstreifen

Für eine Auswertung der tatsächlich am Dämpferlager wirkenden Kraft wurden an der Kolbenstange des hinteren linken Dämpfers des Forschungsfahrzeugs Dehnungsmessstreifen (DMS) angebracht. Die Montage erfolgte für ein lineares Dehnungsverhalten in einem entchromten Abschnitt außerhalb des Einflussbereichs der Reibschweißung. Abbildung 3-9 zeigt die fertig ausgeführte Messvorrichtung. Die Kraftmessung erfolgte über einen Messverstärker vom Typ HMB QuantumX 800.

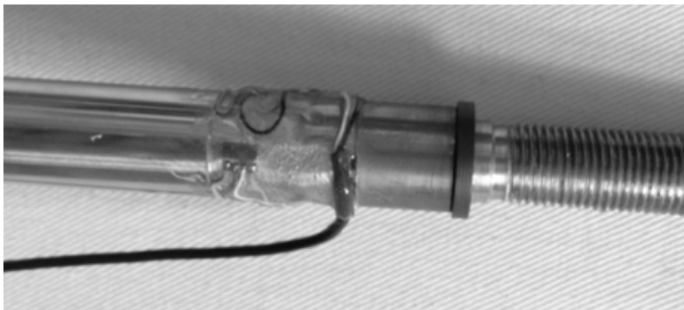


Abbildung 3-9: Dehnungsmessstreifen an der Kolbenstange des Hinterachsdämpfers

Zur Validierung des Messsystems wurden Versuche auf dem in Abschnitt 3.4 beschriebenen Dämpferprüfstand von ZF durchgeführt. Abbildung 3-10 zeigt die Gegenüberstellung der Kraftmessung von Prüfstand und Dehnungsmessstreifen für eine synchronisierte Validierungsmessung bei stochastischer Anregung mit wechselndem Dämpferstrom. Als Anregung wurde der zeitliche Verlauf des hinteren linken Dämpferwegs verwendet, der im Fahrversuch auf einer Landstraße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h mit dem Federwegsensor des Fahrzeugs aufgezeichnet wurde. Der Verlauf des Dämpferstroms entspricht dem von einem Skyhook-Regler berechneten und synchron aufgezeichneten Stellsignal des entsprechenden Dämpfers. Der Effektivwert der Differenz zwischen den mit der Kraftmessdose und den mit DMS erfassten Kraftwerten liegt bei 6,7 N.

¹³⁰ ADMA-G ist ein Inertialmesssystem des Unternehmens GeneSys aus Offenburg. Das Messsystem wurde ohne die optionale Erweiterung mit einer GPS-Antenne verwendet.

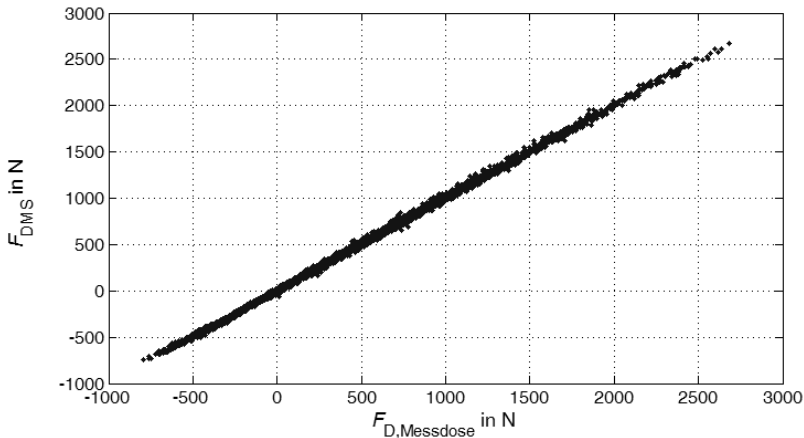


Abbildung 3-10: Vergleich von Prüfstand- und DMS-Messung nach Synchronisierung

Die mit den DMS erfassten Dämpferkräfte werden im Fahrversuch verwendet, um diese mit den vom Regler berechneten Sollkräften abzugleichen. Hierfür ist eine Synchronisierung zwischen dem Steuergerät der Dämpferregelung und dem Messverstärker HBM QuantumX 800 erforderlich. Neben der Position des gemeinsamen Startpunkts wird eine Uhrendrift korrigiert, da sich über die Messzeit eine Differenz von mehreren Millisekunden aufbaut. Als Signale für eine Synchronisation wurden zu Beginn und Ende jeder Messung zwei Faustschläge auf die karosseriefeste Messträgerplatte im Kofferraum des Versuchsträgers ausgeführt, die als Stoßantwort sowohl von den DMS als auch den Beschleunigungssensoren aufgezeichnet werden.

3.4 Dämpferprüfstand

Messungen zum Schaltverhalten des im Forschungsfahrzeug eingesetzten Dämpfers wurden auf dem in Abbildung 3-11 abgebildeten Prüfstand von ZF in Schweinfurt durchgeführt. Der Hydropulser erlaubt eine weggeregelte Anregung des Dämpfers im ausgebauten Zustand bei gleichzeitiger dynamischer Stellung des Ventilstroms. Als Messsignale werden Temperatur, Dämpferweg, Ventilstrom und die Dämpferkraft an der Einspannung erfasst. Die Kraftmessung erfolgt dabei über eine Kraftmessdose von Gassmann Theiss Messtechnik.



Technische Daten des Prüfstands	
Maximalkraft	+/- 20 kN
Hub	+/- 125 mm
Maximale Geschwindigkeit	2,34 ms/s
Daten der Kraftmessdose	
Typ	GMT Serie K
Nennkraft	+/- 50 kN
Hysteresese	0,02 %
Reproduzierbarkeit	0,003 %
Kriechen	0,025 %

Abbildung 3-11: Dämpferprüfstand von ZF^{131,132}

3.5 Versuchsgelände Griesheim

Für eine Beurteilung des Schwingungsverhaltens der im Forschungsfahrzeug umgesetzten Regler wurden Testfahrten auf der Landebahn des August-Euler-Flugplatzes in Griesheim, einem Versuchsgelände der TU Darmstadt durchgeführt. Abbildung 3-12 zeigt eine schematische Darstellung des Versuchsgeländes. Die Landebahn hat nach Aussage von Niemz eine typische mit öffentlichen Straßen vergleichbare Anregung und Struktur.¹³³ Die Fahrversuche wurden im mit einem Pfeil markierten Bereich der Landebahn durchgeführt.

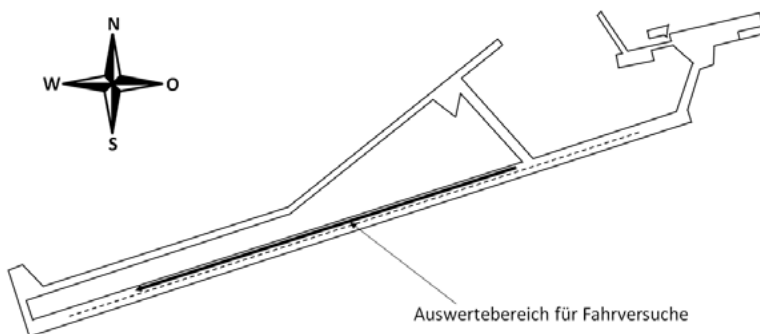


Abbildung 3-12: Versuchsgelände August-Euler-Flugplatz Griesheim

¹³¹ Das Foto des Prüfstands wurde von der ZF Friedrichshafen AG bereitgestellt.

¹³² Die Werte wurden dem Datenblatt des Herstellers entnommen.

¹³³ Siehe Niemz, T.: Diss., Reducing Braking Distance, 2006, S. 55.

4 Bewertung von Fahrkomfort

Im Fokus dieser Arbeit liegt das Komforterhöhungspotenzial der semiaktiven Fahrwerkregelung. Als Fahrkomfort wird in der Literatur das „Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt“¹³⁴ bezeichnet. Für die folgenden Untersuchungen beschränkt sich die Betrachtung des Fahrkomforts auf den Schwingungskomfort. Hierzu wird das Schwingungssystem hinsichtlich des vertikaldynamischen Verhaltens analysiert. Zur Beurteilung werden daher Methoden benötigt, die anhand des zeitlichen Verlaufs von im Fahrversuch erfassten Messgrößen bzw. in der Simulation berechneten Zuständen eine Objektivierung des subjektiv wahrnehmbaren Schwingungskomforts ermöglichen.

4.1 Komfortwahrnehmung

Fahrzeuginsassen werden „durch die Einleitung mechanischer Schwingungen selbst zum Schwingen angeregt.“¹³⁵ Der Körper des Menschen ist also als eigenes Schwingungssystem zu betrachten. Abbildung 4-1 zeigt eine vereinfachte Darstellung des menschlichen Körpers als schwingfähiges System auf dem Fahrzeugsitz. Körperteile und Organe werden dabei als Massen betrachtet, die über Feder-Dämpferelemente an den Körper angebunden sind.

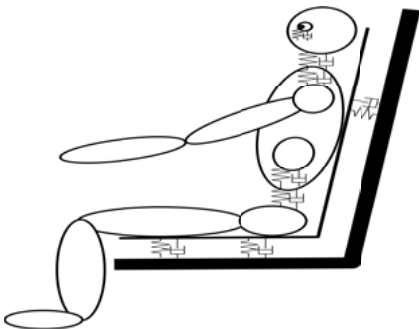


Abbildung 4-1: Einfaches Ersatzsystem des menschliche Körpers auf einem Fahrzeugsitz¹³⁶

Die einzelnen Körperorgane haben jeweils Eigenfrequenzen, die zudem von der Bewegungsrichtung abhängen. Die Schwingungsexposition des menschlichen Körpers führt daher zu einer frequenzabhängigen Wahrnehmung des Komforts. Knauer gibt den in Abbildung 4-2

¹³⁴ Sauer, W.: Fahrkomfort Grundlagen, Mensch und NVH, 2007, S. 421.

¹³⁵ Schlick, C. et al.: Arbeitswissenschaft, 2010, S. 791.

¹³⁶ Eigene Darstellung in Anlehnung an Mitschke, M. und Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2004, S. 253.

abgebildeten Überblick über die Ergebnisse von Untersuchungen verschiedener Autoren zum Schwingverhalten von Körperteilen und Organen. Eine direkte Übertragbarkeit auf die Komfortwahrnehmung sei nicht möglich, da es sich um rein mechanische Betrachtungen handle. Zudem streuten die Ergebnisse unter anderem aufgrund unterschiedlicher Messmethoden. Dennoch werde davon ausgegangen, „dass kritische Frequenzbereiche bzgl. der Resonanzen von Körperteilen auch für die Wahrnehmung eine entscheidende Rolle spielen.“¹³⁷

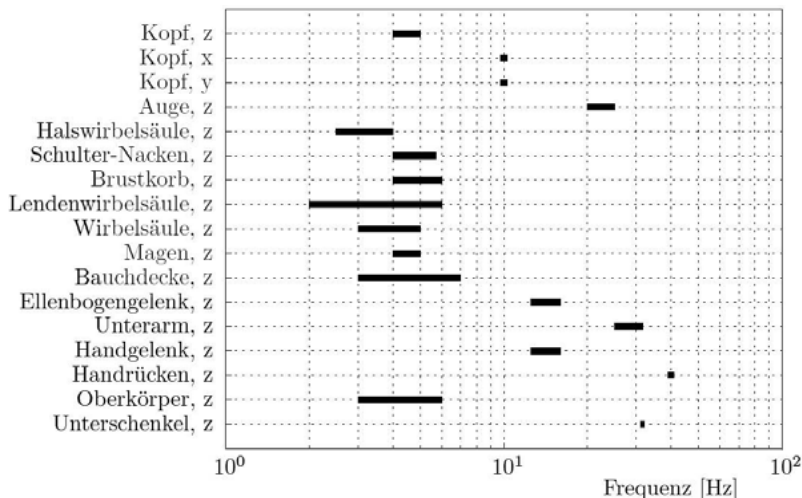


Abbildung 4-2: Resonanzfrequenzen von Körperteilen und Organen nach Knauer¹³⁷

Die Werte zeigen einen Hauptresonanzbereich um 3 bis 7 Hz, der sich mit einem „Empfindungsmaximum zwischen 4 Hz und 8 Hz“¹³⁸ deckt. Entsprechend werden diese Frequenzen auch bei der Bewertung nach VDI 2057¹³⁹ bzw. ISO 2631¹⁴⁰ höher gewichtet.

Die im Folgenden für die Komfortbewertung ausgewählten Kenngrößen orientieren sich an den Arbeiten von Hennecke¹⁴¹ und Lennert¹⁴². Diese entwickeln Ansätze zur Objektivierung des Schwingungskomforts im Fahrzeug und geben wie Knauer einen Überblick über die biomechanischen Zusammenhänge sowie deren physiologischen Folgen, die zur subjektiven Empfindung von Diskomfort führen.

¹³⁷ Knauer, P.: Diss., Objektivierung des Schwingungskomforts, 2010, S. 15.

¹³⁸ Bubb, H.: Automobilergonomie, Gestaltung der Konditionssicherheit, S. 488.

¹³⁹ Vgl. VDI 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, 2002.

¹⁴⁰ Vgl. ISO 2631: Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen, 2010.

¹⁴¹ Hennecke, D.: Diss., Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw, 1995.

¹⁴² Lennert, S.: Diss., Objektivierung von Schwingungskomfort, 2009.

4.2 Kenngrößen für Fahrkomfort

Aufbauend auf den Erkenntnissen zur Wahrnehmung von Fahrkomfort werden in dieser Arbeit verschiedene Kenngrößen herangezogen, um Unterschiede im Schwingungsverhalten des Fahrzeugaufbaus aufzuzeigen. Zu unterscheiden sind dabei Kennzahlen, die das Schwingungsverhalten über einen einzelnen Wert charakterisieren (Effektivwerte, Komfortkennzahl nach Hennecke) und die Auswertung im Frequenzbereich, die eine differenzierte Betrachtung ermöglicht.

4.2.1 Effektivwerte der Aufbaubewegung

Zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens werden neben anderen Kenngrößen die Effektivwerte für vertikale Aufbaubeschleunigung und -geschwindigkeit berechnet. Die zuvor beschriebene frequenzabhängige Wahrnehmung ist dabei noch nicht berücksichtigt. Dennoch erlauben die Effektivwerte bereits eine Aussage über eine Veränderung der Schwingungen des Systems.

4.2.2 Komfortmaß nach Hennecke

Zur Abbildung des frequenzabhängigen Komfortempfindens definieren die Normen nach VDI 2057 bzw. ISO 2631 BewertungsfILTER, die unter Berücksichtigung der Eigenfrequenzen des Körpers eine Gewichtung vornehmen. Nach Hennecke reichen diese Kennwerte jedoch zur Beschreibung des Fahrkomforts bei „instationären Anregungen“ und „hinsichtlich der allgemeinen höherfrequenten Unebenheiten besser gewordenen Straßen“ nicht mehr aus.¹⁴³

Als Komfortmaß werden daher zur Beurteilung von Simulationsergebnissen und Messungen aus dem Fahrversuch die erweiterten Werte KZ_{erw} und K_{ges} nach Hennecke verwendet. Diese führen über die vierte Potenz der gefilterten Aufbaubeschleunigungen zu einer höheren Gewichtung von Stößen, und K_{ges} erlaubt zudem für das Gesamtfahrzeug eine Kombination von Hub- und Nickschwingungen. Während für die Bewertung der Vertikalbeschleunigung das Filter mit einer Charakteristik nach VDI 2057 verwendet wird, kommt zur Filterung der Nickbeschleunigung ein Simic-Filter¹⁴⁴ zum Einsatz. Zur Berechnung für eine Messzeit T gilt:¹⁴⁵

¹⁴³ Hennecke, D.: Diss., Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw, 1995, S.2.

¹⁴⁴ Simic, D.: Diss., Physiologische Grundlagen des Schwingungskomforts, 1970 nach Hennecke D.: Diss., Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw, 1995

¹⁴⁵ Nach Hennecke, D.: Diss., Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw, 1995, S. 98.

$$KZ_{\text{crw}} = \frac{18\text{s}^2}{\text{m}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^T a_{z,w}^4(t) dt} \quad (4.1)$$

$$K\mathcal{Q}_{\text{crw}} = \frac{9\text{s}^2}{\text{rad}} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{\vartheta}_w^4(t) dt} \quad (4.2)$$

$$K_{\text{ges}} = \sqrt{KZ_{\text{crw}}^2 + (2,34 \cdot K\mathcal{Q}_{\text{crw}})^2} \quad (4.3)$$

4.2.3 Effektivwerte der Aufbaubeschleunigung im Oktavband

Die Effektivwerte und das Komfortmaß nach Hennecke erlauben eine Gesamtaussage über den Schwingungskomfort und damit den direkten Vergleich zwischen verschiedenen Systemen und Anregungen über einzelne Kenngrößen. Gleichzeitig geht dabei jedoch die Information über Unterschiede in einzelnen Frequenzfenstern verloren. Nach Lennert werden diese von den Fahrzeuginsassen in Form unterschiedlicher „Wahrnehmungsdimensionen“ empfunden. Beschleunigungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz („Aufbauschwingverhalten“) werden anders wahrgenommen als die Schwingung des Menschen auf dem Fahrzeugsitz („Mensch auf Sitz“) oder Anregungen über 10 Hz, die in erster Linie über Lenkrad und Pedale übertragen werden („höherfrequente Zitterigkeit“).¹⁴⁶

Daher wird ergänzend zu den bereits vorgestellten Kenngrößen die Beschleunigung des Aufbaus über eine Fouriertransformation im Frequenzbereich ausgewertet. Die Darstellung erfolgt über Effektivwerte der Aufbaubeschleunigung. Für deren Berechnung wird die Leistung der Frequenzanteile über ein Fenster von zwei Oktaven um die ausgewerteten Mittenfrequenzen f_m gewichtet aufsummiert. Die Gewichtungsfaktoren werden durch eine auf der logarithmischen Achse skalierte Hanning-Fensterfunktion nach Formel (4.4) definiert.

$$w_{f_m}(f_k) = \frac{1}{2} \left(\cos \left(\pi \cdot \log_2 \frac{f_k}{f_m} \right) + 1 \right) \text{ mit } f_k \in \left[\frac{1}{2} f_m \dots 2 f_m \right] \quad (4.4)$$

Die Gewichtungsfunktion überlappt derart, dass für zwei Mittenfrequenzen im Abstand einer Oktave die Leistung des Signals auf die zugehörigen Effektivwerte aufgeteilt wird. Die resultierende Gewichtungsfunktion sowie deren Überlappung ist in Abbildung 4-3 dargestellt.¹⁴⁷

¹⁴⁶ Siehe Lennert, S.: Diss., Objektivierung von Schwingungskomfort, 2009.

¹⁴⁷ Die Auswertemethode wurde in der Diplomarbeit des Verfassers entwickelt und in weiteren Veröffentlichungen bereits dokumentiert.

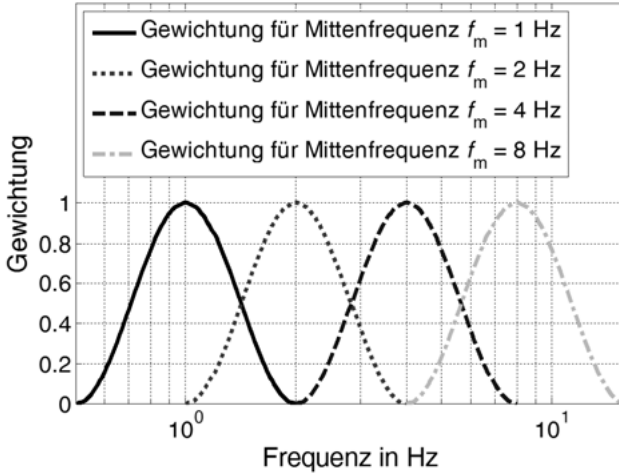


Abbildung 4-3: Überlappende Gewichtung für Effektivwerte im Oktavband

Für die Effektivwerte ergibt sich damit folgende Berechnungsvorschrift:

$$a_{\text{8va,eff}}(f_m) = \sqrt{\sum_{f_k = \frac{f_m}{2}}^{\frac{2f_m}{2}} w_{f_m}^{8\text{va}}(f_k) \cdot P(f_k)} \quad (4.5)$$

Die zur Berechnung der Effektivwerte benötigte Leistung wird dabei über den Zwischenschritt der Leistungsdichte PSD aus dem Ergebnis einer diskreten Fouriertransformation berechnet. Dabei entspricht das Leistungsdichtespektrum PSD dem Produkt aus der Messzeit T und dem zweifachen Betragsquadrat des über eine Fouriertransformation ermittelten Amplitudenspektrums ν . Die Leistung ergibt sich als Produkt aus Leistungsdichte und der Frequenzauflösung Δf . Es gilt:

$$PSD(f) = T \cdot (2\nu(f) \cdot \nu^*(f)) \quad (4.6)$$

$$\overline{P(f)} = \Delta f \cdot PSD(f) = 2|\nu(f)|^2 \quad (4.7)$$

Exemplarisch ist in Abbildung 4-4 die Auswertung der in Simulationen des Viertelfahrzeugmodells berechneten Vertikalbeschleunigung des Aufbaus für vier unterschiedliche Dämpfereinstellungen dargestellt. Eine weiche Dämpfereinstellung führt im Vergleich zu härteren Einstellungen zu einer Reduktion der Effektivwerte für die Mittenfrequenzen über 2 Hz. Gleichzeitig zeigen die im Vergleich höheren Effektivwerte für Mittenfrequenzen unter 2 Hz, dass eine geringere Aufbauberuhigung erreicht wird. Die geglättete Form des Verlaufs beruht auf der Auswertung über Mittenfrequenzen, die durch das vorgestellte Gewichtungsfenster Frequenzanteile einer Bandbreite von zwei Oktaven enthalten. Für eine quasi kontinuierliche Darstellung erfolgt die Auswertung für diskrete Mittenfrequenzen im Abstand einer achteil Oktave.

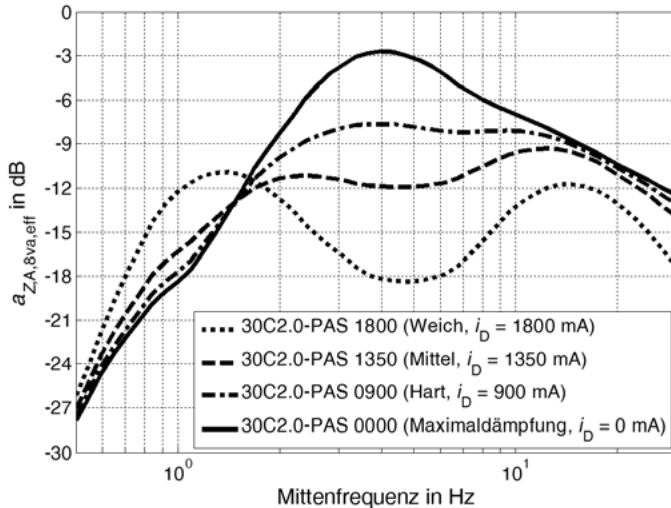


Abbildung 4-4: Oktaveffektivwerte einer Viertelfahrzeugsimulation

Die Untersuchungen von Lennert geben eine Orientierung zur Wahrnehmung veränderter Effektivwerte durch Fahrzeuginsassen. Für eine Komfortskala von 0 bis 50 mit steigendem Diskomfort für höhere Werte wird ein näherungsweise linearer Zusammenhang gegenüber dem in dB aufgetragenen Effektivwert der Sitzbeschleunigung angegeben, der sich jedoch für die einzelnen Wahrnehmungsbereiche unterscheidet.

Abbildung 4-5 und Abbildung 4-6 zeigen die Ergebnisse von Regressionsanalysen für die Komfortbewertung der Effektivwerte in zwei unterschiedlichen Frequenzbereichen. Im Bereich von 1 bis 3 Hz (Komfortdimension „straff - lasch [sic!]“) ermittelt Lennert für eine Zunahme des Effektivwerts von 1 dB eine um 5 Komfortpunkte schlechtere Bewertung. Für den Effektivwert der vertikalen Sitzbeschleunigung der Frequenzanteile von 3 bis 10 Hz (Komfortdimension „Mensch auf Sitz, hüpfend“) wird ein Verhältnis von etwa 2,5 Komfortpunkten je dB angegeben.¹⁴⁸

¹⁴⁸ Siehe Lennert, S.: Diss., Objektivierung von Schwingungskomfort, 2009, S. 68ff.

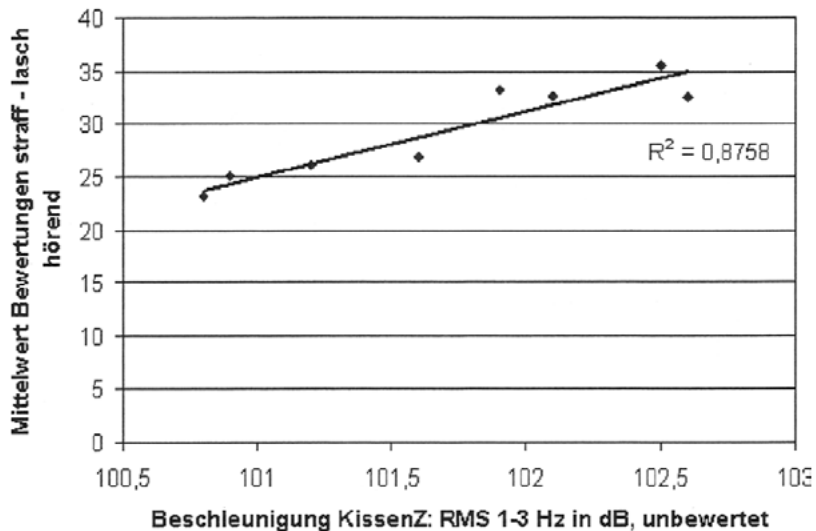


Abbildung 4-5: Komfortbewertung des Effektivwerts von Lennert im Bereich 1 bis 3 Hz¹⁴⁹

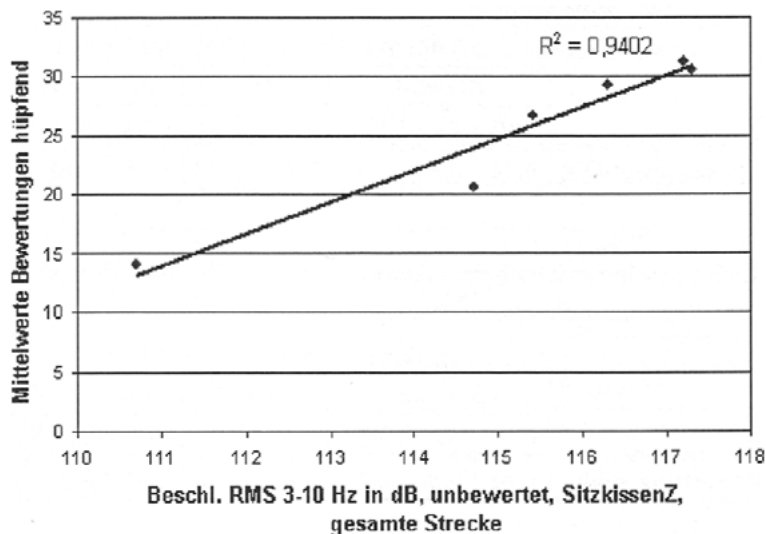


Abbildung 4-6: Komfortbewertung des Effektivwerts von Lennert im Bereich 3 bis 10 Hz¹⁵⁰

¹⁴⁹ Grafik aus Lennert, S.: Diss., Objektivierung von Schwingungskomfort, 2009, S. 68

¹⁵⁰ Grafik aus Lennert, S.: Diss., Objektivierung von Schwingungskomfort, 2009, S. 79.

4.3 Fazit

Die Literatur zur Wahrnehmung des Fahrkomforts zeigt, dass für eine Beurteilung der Schwingungsexposition von Fahrzeuginsassen einzelne Kennwerte nicht ausreichen. In dieser Arbeit werden daher mehrere Größen herangezogen. Der quantitative Vergleich stützt sich dabei einerseits auf die Komfortkennzahlen nach Hennecke sowie andererseits die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigung und der Aufbaugeschwindigkeit. Der Effektivwert der Aufbaugeschwindigkeit beschreibt dabei das Verhalten der Regelgröße des Skyhook-Reglers und weist aufgrund der Integration im Vergleich zum Effektivwert der Aufbaubeschleunigung eine höhere Gewichtung der niederfrequenten Anteile auf.

Dieser Frequenzbereich ist nach Lennert in der Komfortwahrnehmung unabhängig zu bewerten. Für eine vertiefte Betrachtung der Schwingungseigenschaften des geregelten Systems wird daher in den folgenden Auswertungen zusätzlich der in Abschnitt 4.2.3 vorgestellte Verlauf der Oktaveffektivwerte dargestellt.

5 Verzugszeiten im semiaktiven Fahrwerk

Aufgrund der Beschränkung auf Kräfte entgegen der Bewegungsrichtung sind die Möglichkeiten einer vorausschauenden Kompensation durch Verstelldämpfer eingeschränkt. Anders als die Aktoren eines aktiven Fahrwerks erlaubt die semiaktive Fahrwerkregelung daher keine Einleitung einer Aufwärtsbewegung bereits vor Überfahren einer Fahrbahnschwelle. Eine Ausnahme bildet für diesen Fall die Ausnutzung des Selbstpumpereffekts.¹⁵¹ Hierzu ist jedoch die Einstellung einer harten Druckstufe erforderlich, die wiederum nachteilige Auswirkungen auf den Schwingungskomfort hat.

Nach der bereits in Abschnitt 2.2.3 vorgestellten Einschätzung von Göhrle ist daher für ein semiaktives System „das Potenzial deutlich geringer, da sich der Dämpfer bei einem Regler ohne Vorausschau standardmäßig in der Weichkennung befindet.“ Dies sei „die beste Möglichkeit, eine Unebenheit zu überfahren.“^{152,153} Allerdings schränkt er seine Einschätzung auf die „Annahme eines zeitverzugsfrei arbeitenden Dämpfers“ ein. Da „in einem realen Fahrzeug [...] die Eingangsgrößen für beispielsweise eine Skyhook-Regelung gefiltert werden“, entstehe „ein Phasenverzug“.¹⁵⁴ Eine vertiefte Betrachtung dieses Verzugs ist Gegenstand dieses Kapitels.

Die Verzugszeiten lassen sich in zwei Klassen unterteilen: Einerseits entstehen Verzugszeiten bei der Verarbeitung der Sensordaten auf dem Steuergerät. Hierzu gehören sowohl der aus der Filterung resultierende Phasenverzug als auch die Rechenzeit bis zur Ausgabe des Stellsignals. Andererseits setzt der Verstelldämpfer, wie in Abschnitt 2.1.1 beschrieben, dieses Stellsignal auch nur verzugsbehaftet um. Abbildung 5-1 verdeutlicht in einer Darstellung des Regelkreises der semiaktiven Fahrwerkregelung, an welchen Stellen die genannten Verzugszeiten entstehen:

Der für die Regelung benötigte Schwingungszustand wird über Sensoren erfasst, deren Signale verzugsbehaftet gefiltert werden. Auf Basis des erfassten Zustands wird im Regelalgorithmus eine Sollkraft berechnet, der in einem inversen Kennfeld unter Berücksichtigung der Dämpfereigenschaften ein Dämpferstrom zugeordnet wird. Infolge der Datenverarbeitung sowie der elektrischen Eigenschaften von Endstufen und Dämpferventilen kommt es zu einem

¹⁵¹ Als Selbstpumpereffekt wird die durch unterschiedliche Dämpfung der Zug- und Druckstufe hervorgerufene Höhenänderung des Fahrzeugs bezeichnet. Siehe hierzu Reul, M.: Diss., Bremswegverkürzung durch semiaktive Dämpfung und ABS, 2011, S. 136.

¹⁵² Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, Göhrle S. 140.

¹⁵³ Erklärungen für diese Einschätzung, dass üblicherweise in der Weichkennung gefahren wird, sind die Weichschaltung bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten sowie eine Abstimmungsstrategie, die harte Dämpfereinstellungen erst bei größeren Sollkräften und Dämpfergeschwindigkeiten zulässt. Zudem zeigen Skyhook-Regler in der Verteilung der gewählten Dämpferhärte für typische Skyhook-Konstanten Zeitanteile in der Weichkennung von mehr als 80%. Siehe hierzu Abbildung 5-14 (S. 61).

Zeitverzug bei der Einstellung des Ventilstroms. Die mechanischen und hydraulischen Eigenschaften des Verstelldämpfers bedingen wiederum, dass auch die Dämpferkraft nur verzögert auf den veränderten Spulenstrom des Ventils reagiert.

Die Kombination dieser Effekte führt dazu, dass im geschlossenen Regelkreis aufgrund des zeitlichen Verhaltens die wirkende Dämpferkraft von der aus dem Schwingungszustand abgeleiteten Kraft abweicht, die ein ideal schneller Regelkreis stellen würde.

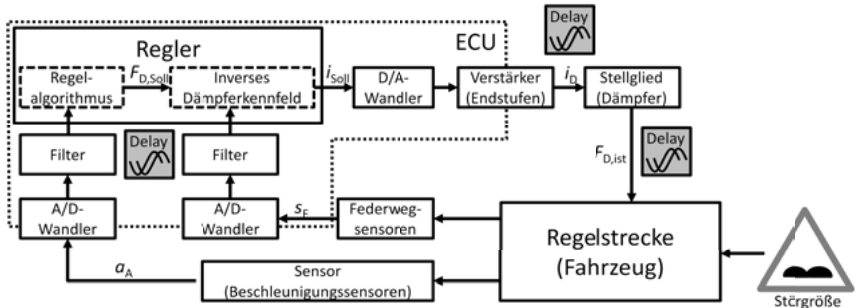


Abbildung 5-1: Verzugszeiten im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung

Die Aspekte der Filterung sowie der verzögerten Aktoerreaktion werden im Folgenden getrennt untersucht. Zur Auswirkung von Verzugszeiten gilt nach Heinrich: „Regelungstechnisch entspricht diese Verzugszeit einer Totzeit, die sich nachteilig auf das Regelverhalten auswirken kann.“¹⁵⁵ Daher wird aufbauend auf den identifizierten Zeitwerten in der Simulation aufgezeigt, welche Auswirkungen diese Verzugszeiten auf die Regelstrecke und damit den Schwingungskomfort haben.

5.1 Entstehung der Verzugszeiten

5.1.1 Zeitverzug durch Datenverarbeitung und Filterung

Ein Teil des Zeitverzugs aus der Datenverarbeitung wird bereits durch den Ablauf der Berechnung festgelegt. Dabei wirken drei Faktoren:

¹⁵⁴ Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, Göhrle S. 100.

¹⁵⁵ Heinrich, B. et al.: Grundlagen Automatisierung, 2015, S. 189.

- Abtastzeitpunkt der Sensorsignale durch A/D-Wandler
- Regelfrequenz durch feste Zykluszeit des Steuergeräts
- Rechenzeit des Steuergeräts

Die für Verstelldämpferregelungen eingesetzten Steuergeräte verwenden Abtastzykluszeiten von mindestens 1 ms ¹⁵⁶, was einem mittleren Zeitverzug von $0,5\text{ ms}$ entspricht. Andere Systeme arbeiten mit Zykluszeiten von bis zu 10 ms . Insgesamt ergeben sich wirksame Verzugszeiten von bis zu 5 ms .

Neben diesem Zeitverzug, der sich auf die Bereitstellung der abgetasteten Sensorsignale bezieht, führt eine filterbasierte Signalverarbeitung zu weiteren Zeitverzügen der im Regler verwendeten Zustandsgrößen. Für die in dieser Arbeit verwendeten Skyhook- und Huang-Regler werden die Dämpfergeschwindigkeit sowie die vertikale Aufbaubeschleunigung bzw. -geschwindigkeit benötigt.

Dämpfergeschwindigkeit

Zur signalbasierten Bestimmung der in der Regelung verwendeten Dämpfergeschwindigkeit werden in Serienanwendungen zwei Methoden verwendet.¹⁵⁷ Ein Verfahren ist die Bestimmung von Aufbau- und Radgeschwindigkeit über integrierte Signale von Beschleunigungssensoren an Aufbau und Rädern.¹⁵⁸ Dabei werden jeweils Bandpassfilter eingesetzt. Das andere Verfahren ist eine Differenzierung der Signale von Federwegsensoren.^{158,159} In diesem Fall werden optional Tiefpassfilter eingesetzt, um die durch das Differenzieren angehobenen Rauschanteile höherer Frequenzen abzusenken.¹⁵⁸ Da im Forschungsfahrzeug die Dämpfergeschwindigkeit über differenzierte Federwegsignale bestimmt wird, wird im Folgenden der damit verbundene Zeitverzug bewertet.

Die diskrete Differenzierung des Federwegsignals bedingt bereits einen Verzug in Höhe der halben Zykluszeit.¹⁶⁰ Wird das Signal zudem tiefpassgefiltert, führt der Phasengang zu einem weiteren Zeitverzug des Signals. Die Gruppenlaufzeit τ_g ist definiert als negative Ableitung der Phase φ_H , es gilt:¹⁶¹

$$\tau_g(\omega) = -\frac{d\varphi_H(\omega)}{d\omega} \quad (5.1)$$

¹⁵⁶ Nach Fijalkowski, B.T.: Automotive Mechatronics, 2011, S. 448.

¹⁵⁷ Eine weitere Methode ist die Verwendung eines modellbasierten Beobachters um den Schwingungszustand zu schätzen, siehe hierzu z.B. Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012. Diese Verfahren sind nicht Gegenstand der Untersuchung.

¹⁵⁸ Vgl. Fröhlich, M.: Diss., Ein robuster Zustandsbeobachter, 2007, S. 7ff.

¹⁵⁹ Vgl. Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 67.

¹⁶⁰ Siehe Lyons, R.G.: Digital Signal Processing, 2010, 7.1.

¹⁶¹ Nach Mertins, A.: Signaltheorie, 2010, S. 59f.

Für ein einfaches Tiefpassfilter erster Ordnung mit der Übertragungsfunktion $H(\omega)$ und der Trennfrequenz f_{grenz} gilt damit:

$$H(\omega) = \frac{1}{1 + j\omega T} \quad (5.2)$$

$$\varphi_H(\omega) = -\arctan(\omega T) \quad (5.3)$$

$$\tau_g(\omega) = \frac{T}{1 + (\omega T)^2} \quad \text{mit } T = \frac{1}{2\pi f_{\text{grenz}}} \quad (5.4)$$

Abbildung 5-2 zeigt für verschiedene Trennfrequenzen die resultierende Gruppenlaufzeit. Für das Beispiel eines Tiefpassfilters mit einer Trennfrequenz von 40 Hz ist ersichtlich, dass im Frequenzbereich unterhalb der Radeigenfrequenz¹⁶² eine Gruppenlaufzeit von 3,5 bis 4 ms vorliegt.

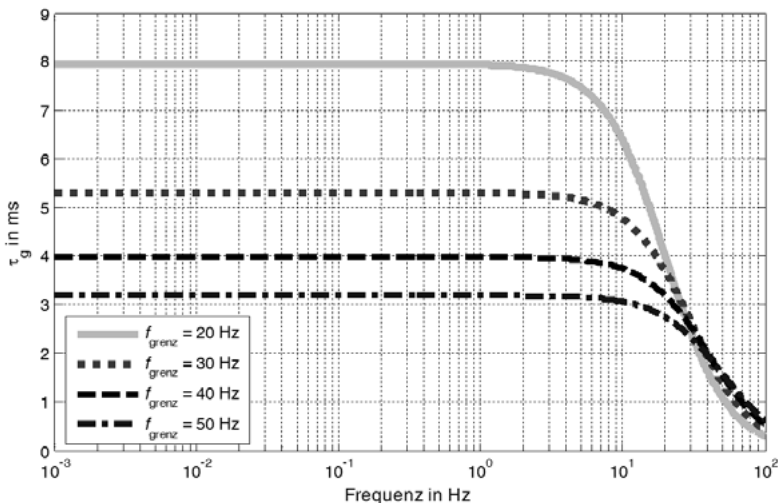


Abbildung 5-2: Gruppenlaufzeit von Tiefpassfiltern 1. Ordnung

Vertikale Aufbaubeschleunigung

Wird das in der Regelung verwendete Signal der Aufbaubeschleunigung tiefpassgefiltert, gelten die Verzugszeiten entsprechend Abbildung 5-2. Eine Tiefpassfilterung im Bereich von 20 bis 40 Hz führt zu Gruppenlaufzeiten zwischen 4 und 8 ms.

¹⁶² Die Radeigenfrequenz liegt für typische Pkw im Bereich 10 bis 15 Hz.

Vertikale Aufbaugeschwindigkeit

Zur Erfassung der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit wird die Aufbaubeschleunigung integriert.¹⁶³ Die Integration führt durch eine Verstärkung niederfrequenter Störungen zu einer Drift. Die zur Unterdrückung eingesetzten Hochpassfilter führen wiederum zu einem Anheben der Phase im Bereich der das Nutzsignal dominierenden Aufbaueigenfrequenz um 1 bis 2 Hz.¹⁶⁴ Eine Korrektur der Phase ist durch die Kombination mit einem „phasenrückdrehend wirkenden Tiefpassfilter“¹⁶⁵ möglich. Die Auswirkung auf höherfrequente Anteile der Aufbaugeschwindigkeit wird dabei vernachlässigt, da „das Signal oberhalb der Aufbaueigenfrequenz kaum Informationen enthält.“ Die Datenverarbeitung führt zwar zu einer Verfälschung des Signals, die Kombination verschiedener Filter lässt jedoch eine weitgehend verzugsfreie Abbildung der bestimmenden Frequenzanteile im Bereich der Aufbaueigenfrequenz zu.

5.1.2 Zeitverzug in der Dämpferkraftstellung

Der Verstelldämpfer kann aufgrund der elektrischen und hydraulischen Eigenschaften eine vom Steuergerät berechnete Sollkraft nur verzögert einstellen. Bei den im Forschungsfahrzeug verwendeten Dämpfern mit Proportionalventil werden elektromagnetische Schaltventile eingesetzt. Diese zeigen aufgrund der Induktivität der Spule einen verzögerten Anstieg des Spulenstroms und Aufbau des Magnetfelds. Es gilt die Differentialgleichung:¹⁶⁶

$$U_q = R_L \cdot i + L \cdot \frac{di}{dt} \quad (5.5)$$

Der Spulenstrom hat damit ein PT₁-Verhalten. Für den verzögerten Anstieg gilt als Lösung der Differentialgleichung folgender Zusammenhang:

$$i(t) = \frac{U_q}{R_L} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad \text{mit} \quad \tau = \frac{L}{R_L} \quad (5.6)$$

Das Magnetfeld der Spule wird zur Bewegung des Ventilkörpers benötigt, dessen Ansprechverhalten wiederum von der bewegten Ventilanker-Masse sowie der Reibung abhängt.¹⁶⁷ Daher entsteht eine „zeitliche Differenz zwischen Spannungssprung und Hubbeginn“¹⁶⁸.

Zur Identifikation des Schaltverhaltens der im Forschungsfahrzeug eingesetzten Dämpfer wurden auf dem in Abschnitt 3.4 beschriebenen Prüfstand Messungen durchgeführt und dabei

¹⁶³ Für einen modalen Skyhook im Gesamtfahrzeug werden zusätzlich auch Nick- und Wankrate erfasst. Diese können einerseits über die integrierte Differenz der vertikalen Aufbaubeschleunigungen an Vorder- und Hinterachse bzw. auf linker und rechter Fahrzeugseite berechnet werden. Werden Drehratensensoren verwendet, wird eine abweichende Signalverarbeitung eingesetzt, bei der ggf. die Gruppenlaufzeit verwendeter Tiefpassfilter zu berücksichtigen ist.

¹⁶⁴ Siehe Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 108.

¹⁶⁵ Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 109.

¹⁶⁶ Nach Weißgerber, W.: Elektrotechnik für Ingenieure 3, 2015, S. 8.

¹⁶⁷ Siehe Orłowski, P.F.: Praktische Regelungstechnik, 1999, S. 165.

¹⁶⁸ Kallenbach, E. et al.: Elektromagnete, 2012, S. 303.

Dämpferkraft und Spulenstrom gemessen. Abbildung 5-3 zeigt für eine Dämpferschaltung von der härtesten auf die weichste Ventilstellung den Zeitverlauf der Messwerte bei einer konstanten Geschwindigkeit von 0,13 m/s in der Druckstufe. Der Kraftverlauf gliedert sich in zwei Zeitabschnitte: Eine Totzeit bis zur ersten Reaktion der Dämpferkraft sowie die Anstiegszeit, bis die Sollkraft erreicht wird.

Zur Auswertung des Schaltverhaltens werden drei Größen definiert, die aus Abbildung 5-3 ersichtlich sind:

$$T_{D,tot} = t_{10\%} - t_{Schalt} \quad (5.7)$$

$$T_{D,90\%} = t_{90\%} - t_{10\%} \quad (5.8)$$

$$T_{D,ges} = T_{D,tot} + T_{D,90\%} \quad (5.9)$$

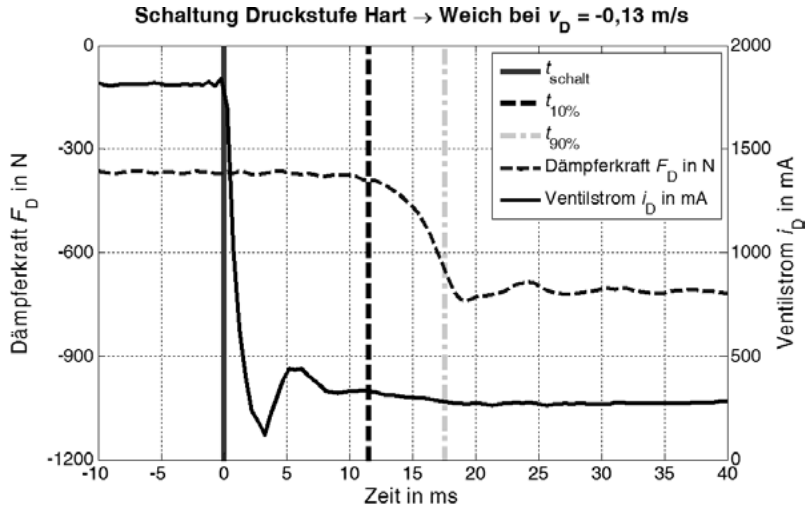


Abbildung 5-3: Zeitverlauf von Spulenstrom und Dämpferkraft bei Schaltung des Ventils

Dabei beschreibt t_{Schalt} den Zeitpunkt der Schaltung, der über den Gradient des Spulenstroms bestimmt wird, $t_{10\%}$ den Zeitpunkt der erstmaligen Abweichung von mehr als 10 % von der durchschnittlichen Dämpferkraft im Zeitfenster von 20 ms vor der Schaltung sowie $t_{90\%}$ den Zeitpunkt des Erreichens von 90 % der Kraftdifferenz zwischen den Dämpferkräften vor und nach der Schaltung. Diese Grenze von 90 % orientiert sich an dem in der Literatur verwendeten Wert zur Beschreibung der Schaltzeit.¹⁶⁹

¹⁶⁹ Vgl. Causemann, P.: Dämpfung, 2007, S. 283.

Abbildung 5-4 zeigt die Auswertung der Totzeit $T_{D,tot}$ sowie der resultierenden Gesamtverzögerung $T_{D,ges}$ für verschiedene Schaltungen und Dämpfergeschwindigkeiten mit jeweils fünf Wiederholungen. Die Werte für die Gesamtverzögerung liegen mit 10 bis 40 ms im Bereich der in der Literatur genannten Größenordnung.^{170,171,169}

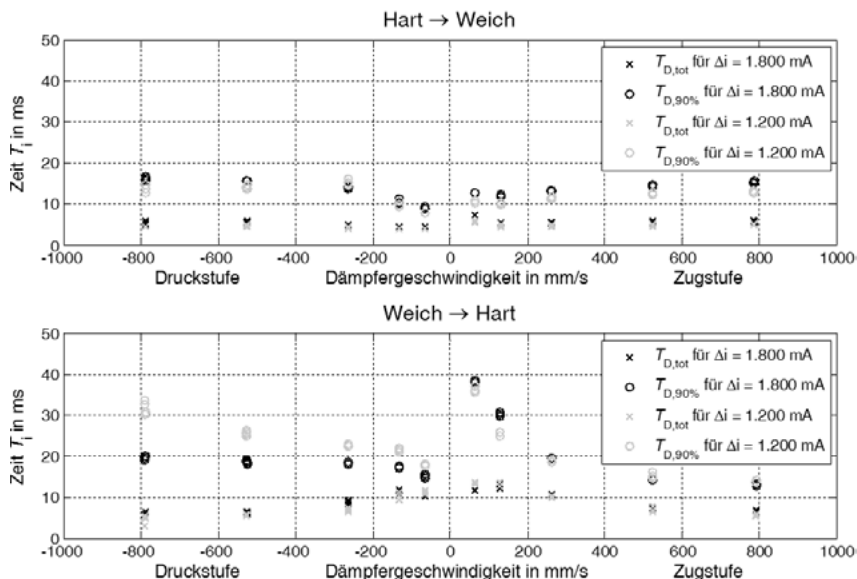


Abbildung 5-4: Auswertung des Zeitverzugs zwischen Schaltsignal und Dämpferreaktion bei Änderung Δi des Ventilstroms von 1200 und 1800mA

Neben der konstruktionsbedingten Verzögerung bei der Schaltung werden der Gradient des Ventilstroms und damit die Dämpferreaktion in der Abstimmung des Fahrwerks zudem teilweise bewusst eingeschränkt. Hierzu schreiben Hölscher und Huang: „In Fahrversuchen wurde festgestellt, daß [sic!] das Ventil wegen entstehender Druckstöße nicht zu schnell schalten darf“¹⁷² Es sei „ein dauerndes Umschalten des Ventils wegen schlechtem, subjektivem Empfinden der Druckstöße nicht erwünscht.“¹⁷³

5.1.3 Verzugszeiten für die Simulation

Für die in den folgenden Abschnitten vorgestellten Simulationen im Viertelfahrzeug werden Verzugszeiten angenommen, die für die Basiswerte im unteren Bereich der hier ermittelten

¹⁷⁰ Vgl. Niemz, T.: Diss., Reducing Braking Distance, 2006, S. 96.

¹⁷¹ Vgl. Reul, M.: Diss., Bremswegverkürzung durch semiaktive Dämpfung und ABS, 2011, S. 130f.

¹⁷² Hölscher R. und Huang, Z.: Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem, 1991, S. 28.

¹⁷³ Hölscher R. und Huang, Z.: Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem, 1991, S. 24.

Werte liegen. Diese werden als Totzeit im Signal bzw. für die Kraftanstiegszeit des Dämpfers entsprechend der in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Modellierung als Zeitkonstante des PT₁-Übertragungsglieds im Dämpferstrom berücksichtigt.

Tabelle 5-1 gibt einen Überblick über die im Viertelfahrzeugmodell berücksichtigten Verzugszeiten, deren Basiswert sowie die Umsetzung in der Simulation.

Tabelle 5-1: Umsetzung der Verzugszeiten im Viertelfahrzeug-Simulationsmodell

Bezeichnung	Art der Umsetzung	Basiswert	Variation
Zykluszeit der ECU	Diskrete Dämpferstromberechnung mit Zykluszeit	$T_{ECU} = 5 \text{ ms}$	Keine
Dämpfergeschwindigkeit	Totzeit im Signal vor Reglereingang	$T_{v,D} = 5 \text{ ms}$	Verdopplung $T_{a,A} = 10 \text{ ms}$
Aufbaubeschleunigung	Totzeit im Signal vor Reglereingang	$T_{a,A} = 5 \text{ ms}$	Verdopplung $T_{a,A} = 10 \text{ ms}$
Aufbaugeschwindigkeit	Totzeit im Signal vor Reglereingang Voreilend: $v_A(t + T_{v,A}) = v_A(t) + T_{v,A} \cdot a_A(t)$	$T_{v,A} = 0 \text{ ms}$	Vor-/Nachlauf $T_{v,A} = \pm 20 \text{ ms}$
Totzeit Ventil	Totzeit im Signal des Dämpferstroms	$T_{D,tot} = 8 \text{ ms}$	$T_{D,tot} = 16 \text{ ms}$
Kraftanstiegszeit des Dämpfers	PT ₁ -Übertragungsglied im Signal des Dämpferstroms	$T_{D,90\%} = 8 \text{ ms}$	$T_{D,90\%} = 16 \text{ ms}$

Ein Sonderfall ist dabei die Variation der Aufbaugeschwindigkeit. Der Verzug ist hier als Basiswert auf 0 gesetzt. Für eine Untersuchung, welchen Einfluss die Phase dieses Signals hat, wird neben einem verzögerten Signal auch die Auswirkung eines über die wirkende Aufbaubeschleunigung voreilend berechneten Signals untersucht.

5.2 Komforteinfluss des Zeitverzugs

Zur Beurteilung, welchen Einfluss die im realen Regelkreis auftretenden Verzugszeiten auf den Schwingungskomfort haben, werden in diesem Abschnitt Ergebnisse aus Simulationen mit dem Viertelfahrzeugmodell vorgestellt. In diesen wurde der Zeitverzug systematisch für folgende drei bereits in Abschnitt 2.1.2 beschriebenen Regelungsansätze variiert.

$$\text{Skyhook:} \quad F_{D,\text{soll}} = d_{\text{Sky}} \cdot v_{Z,A} \quad (5.10)$$

$$\text{Huang:} \quad F_{D,\text{soll}} = m_A \cdot a_{Z,A} - F_{F,\text{dyn}} \quad (5.11)$$

$$\text{ADD:} \quad F_{D,\text{soll}} = \begin{cases} F_{D,\text{max}} & \text{für } a_{Z,A} \cdot (v_{Z,A} - v_{Z,R} \geq 0) \\ F_{D,\text{min}} & \text{für } a_{Z,A} \cdot (v_{Z,A} - v_{Z,R} < 0) \end{cases} \quad (5.12)$$

Beim Skyhook werden zudem zwei unterschiedliche Skyhook-Konstanten von $d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$ und $d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$ untersucht.¹⁷⁴ Die Simulation erfolgte angelehnt an heutige Seriensysteme mit einer Zykluszeit des Steuergeräts von 5 ms. Die Basis für die angenommenen Verzugszeiten bilden die zuvor erläuterten Werte einer um 5 ms verzögerten Erfassung der Dämpfergeschwindigkeit, einer Totzeit von 8 ms bei der Dämpferschaltung sowie einer Kraftanstiegszeit von ebenfalls 8 ms. Diese Werte befinden sich im Bereich der in der Literatur genannten und am Prüfstand ermittelten Größenordnung. Zur Bewertung der Sensitivität hinsichtlich größerer Werte wurden zudem die Verzugszeiten verdoppelt.

Für den Skyhook-Regler wird zusätzlich der Einfluss der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit getrennt betrachtet, da hier durch eine Hochpassfilterung in der Signalverarbeitung frequenzabhängig auch ein voreilendes Verhalten auftreten kann. Ein solches voreilendes Signal wird in der Simulation über die aus der aktuellen Aufbaubeschleunigung ermittelte Geschwindigkeitsänderung angenähert. In Tabelle 5-2 sind die eingestellten Simulationsparameter sowie die ermittelten Komfortkennwerte aufgeführt. Abbildung 5-5 zeigt für die untersuchten Regler die Auswirkung der Verzugszeiten auf die Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich. Zur Orientierung sind dabei auch die Ergebnisse für passive Dämpfereinstellungen dargestellt.

Tabelle 5-2: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,tot} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,erw}$
30C2.0 - PAS 0900 (hart)	Passiv, 900 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,82 m/s ²	15,3
30C2.0 - PAS 1350 (mittel)	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,64 m/s ²	10,8
30C2.0 - PAS 1800 (weich)	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,47 m/s ²	6,7
30C2.0 - SH 5 (ideal)	$d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftstellung	0,44 m/s ²	6,6
30C2.0 - SH 5 (0/5/8/8)	$d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,52 m/s ²	8,2
30C2.0 - SH 5 (0/10/16/16)	$d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	0,54 m/s ²	9,2
30C2.0 - SH 10 (ideal)	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,45 m/s ²	7,1
30C2.0 - SH 10 (0/5/8/8)	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,55 m/s ²	9,4
30C2.0 - SH 10 (0/10/16/16)	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	0,61 m/s ²	11,0
30C2.0 - SH 5 (+20/5/8/8)	$d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / +20 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,51 m/s ²	7,8
30C2.0 - SH 5 (-20/5/8/8)	$d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / -20 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,53 m/s ²	8,5
30C2.0 - HU (ideal)	Huang	Ohne, direkte Kraftstellung	0,45 m/s ²	6,4
30C2.0 - HU (5/5/8/8)	Huang	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,52 m/s ²	7,8
30C2.0 - HU (10/10/16/16)	Huang	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms / 16 ms	0,52 m/s ²	8,3
30C2.0 - ADD (ideal)	ADD	Ohne, direkte Kraftstellung	0,61 m/s ²	7,8
30C2.0 - ADD (5/5/8/8)	ADD	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,58 m/s ²	9,2
30C2.0 - ADD (10/10/16/16)	ADD	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms / 16 ms	0,58 m/s ²	9,8

Anregung jeweils Unebenheit AUN = 8 (Klasse C), Welligkeit $w = 2$, Fahrgeschwindigkeit $v = 30 \text{ m/s}$

¹⁷⁴ Die ausgewählten Skyhook-Konstanten sind ein Kompromiss aus der Beruhigung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz und der Stoßübertragung bei höheren Frequenzen. Siehe auch Abschnitt 5.4.1.

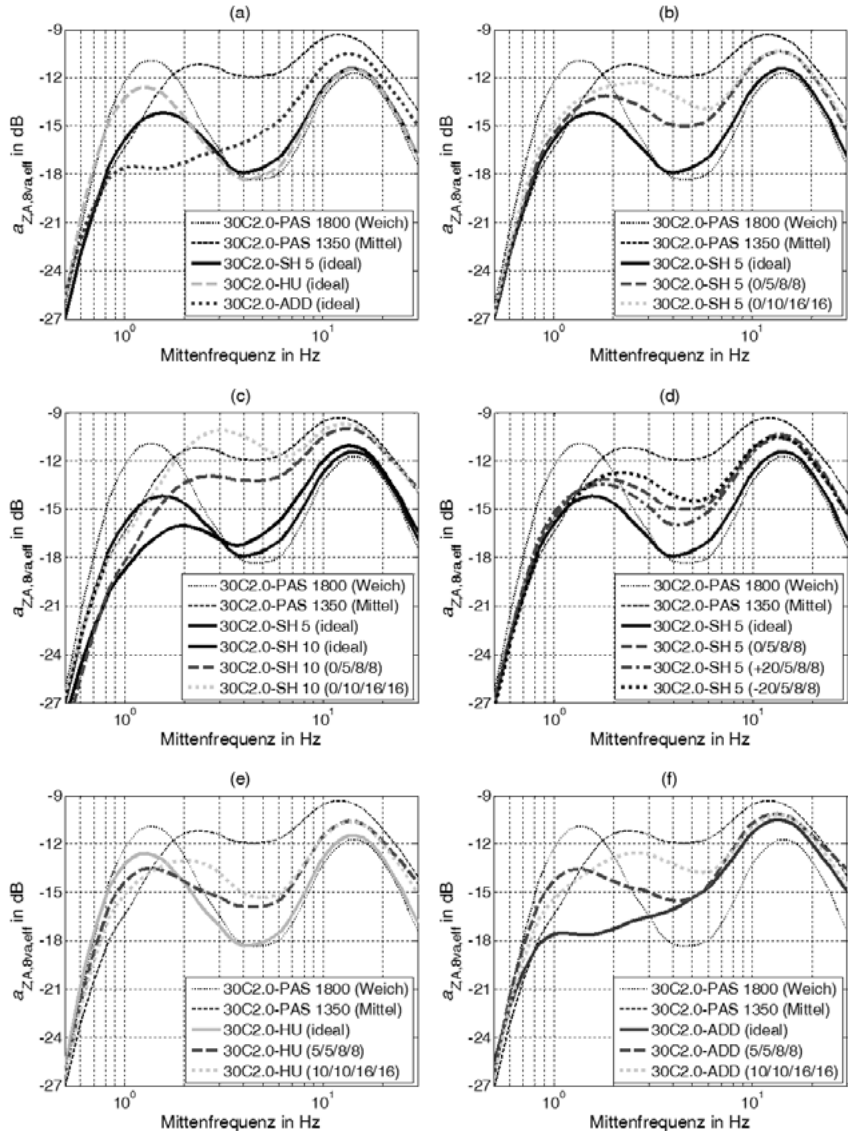


Abbildung 5-5: Auswirkung von Verzugszeiten in der Simulation des Viertelfahrzeugmodells nach Abschnitt 3.2.1 für verschiedene Regler, Einstellungen und Anregung gemäß Tabelle 5-2

Die Auswertung der Simulation zeigt für alle untersuchten Regler, dass bereits die kürzere Verzugszeit dazu führt, dass die Komfortwerte der idealen Regler nicht erreicht werden. Für den Skyhook-Regler sind zudem drei weitere Aspekte zu beobachten:

Zum einen sind im Vergleich von Abbildung 5-5 (b) und (c) die mit der Verzugszeit verbundenen Komfortnachteile bei gleicher Anregung für den Skyhook mit größerer Dämpfkonstante deutlicher zu erkennen. Sowohl der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung als auch der K -Wert nach Hennecke zeigen bei den Simulationen mit Verzugszeit für den Skyhook mit einer Dämpfkonstante von $d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$ einen größeren Anstieg des Diskomforts als beim Skyhook mit einer Dämpfkonstante von $d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$. Dieser Aspekt wird in Abschnitt 5.4.1 vertieft betrachtet.

Zum anderen zeigt die Grafik (d) in Abbildung 5-5, dass der Einfluss der in der Sollkraftberechnung verwendeten vertikalen Aufbaugeschwindigkeit im Vergleich zu den anderen Verzugszeiten von geringerer Bedeutung ist. Eine Verzögerung des Signals um 20 ms führt zu einer Verschlechterung des K -Werts um 0,3 Komfortpunkte, während die Verzugszeiten in der Dämpfgeschwindigkeit sowie der Dämpferschaltung bereits zu einem Komfortnachteil von 1,6 Komfortpunkten führen. Die Berechnung der Sollkraft auf Basis einer voreilenden Aufbauvertikalgeschwindigkeit führt in der hier ausgewerteten Simulation zu einer Komfortverbesserung um 0,4 Komfortpunkte.

Darüber hinaus führen die Verzugszeiten zu einer Anhebung der Resonanzfrequenz der vertikalen Aufbaubeschleunigung. Diese erreicht im Beispiel Abbildung 5-5 (b) für die größere Verzugszeit das Niveau der mittleren passiven Dämpfereinstellung (PAS 1350).

Die in Abbildung 5-5 (e) und (f) dargestellte Auswertung der beschleunigungsgeführten Regelungsstrategien (Huang und ADD) zeigt für die betrachteten Verzugszeiten einen Komfortnachteil in ähnlicher Größenordnung wie die Skyhook-Regler.

5.3 Wirkkette der Verzugszeiten im Regelkreis

Es wurde gezeigt, dass die im semiaktiven Regelkreis auftretenden Verzugszeiten dazu führen, dass das theoretische Komfortpotenzial der betrachteten Regelungsstrategien nicht erreicht wird. Dieses Ergebnis entspricht den Untersuchungen von Fischer und Isermann, die bereits für einen Zeitverzug von 10 ms eine Verschlechterung des erreichten Schwingungskomforts feststellen.¹⁷⁵ Die Auswertung der Aufbaubeschleunigung lässt jedoch noch keinen Schluss zu, mit welcher Wirkkette die Verzugszeiten zu den abweichenden Beschleunigungen des Aufbaus führen. Hierzu ist eine Auswertung auf Kraftebene erforderlich. Die Betrachtung erfolgt dabei am Beispiel des Skyhook-Reglers.

Auf Dämpferebene haben Verzugszeiten die Wirkung, dass die vom Regelalgorithmus vorgegebene Sollkraft auch innerhalb des Verstellstellbereichs nicht eingestellt wird. Dabei wirken

¹⁷⁵ Vgl. Fischer, D. und Isermann, R.: Mechatronic Vehicle Suspensions, 2003, S. 1363.

zwei unterschiedliche Effekte: Zum einen ändert sich während der Verzögerung direkt die aus dem Schwingungszustand abgeleitete Sollkraft. Dieser Aspekt erklärt die verbesserten Komfortwerte bei einer voreilenden Aufbaugeschwindigkeit. Zum anderen ändert sich während der Verzugszeit die Dämpfergeschwindigkeit im Vergleich zum für die Auswahl der Dämpfereinstellung im inversen Kennfeld herangezogenen Wert. Die gewählte Dämpfereinstellung führt damit unabhängig von einer Änderung der Sollkraft bereits zu einer Abweichung zwischen der Sollkraft und der tatsächlich wirkenden Dämpferkraft.

Zur weiteren Untersuchung werden folgende Größen eingeführt, die diese Abweichungen quantitativ beschreiben und aus Abbildung 5-6 ersichtlich sind:

$$F_{D,soll,lim} = \begin{cases} F_{D,soll} & \text{für } F_{soll} \in [F_{D,min}(v_D), F_{D,max}(v_D)] \\ F_{D,min}(v_D) & \text{für } |F_{soll}| < F_{D,min}(v_D) \\ F_{D,max}(v_D) & \text{für } |F_{soll}| > F_{D,max}(v_D) \end{cases} \quad (5.13)$$

$$\Delta F_{D,rel}(t) = F_{D,real}(t) - F_{D,soll,lim}(t) \quad (5.14)$$

$$\Delta v_{D,T}(t) = v_D(t) - v_D(t - T_{Verzug}) \quad (5.15)$$

$$\Delta F_{D,soll,T} = F_{D,soll}(t) - F_{D,soll}(t - T_{Verzug}) \quad (5.16)$$

Auf Basis des Werts der Dämpfergeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_0 wird zur Einstellung der Dämpfersollkraft $F_{D,soll}$ ein Dämpferstrom i_{select} ausgewählt, der über die Ventilstellung die mit $F(v_D, i_{select})$ beschriebene Kennlinie einstellt. Aufgrund der Verzüge ändern sich bis zur Wirksamkeit der Schaltung jedoch sowohl die Sollkraft als auch die Dämpfergeschwindigkeit. Die gewählte Kennlinie führt zu der Dämpferkraft $F_{D,real}$, die von der auf den Einstellbereich begrenzten Sollkraft $F_{D,soll,lim}$ abweicht, die ein ideal schneller Regler zum Zeitpunkt $t = t_0 + T_{Verzug}$ stellen würde.

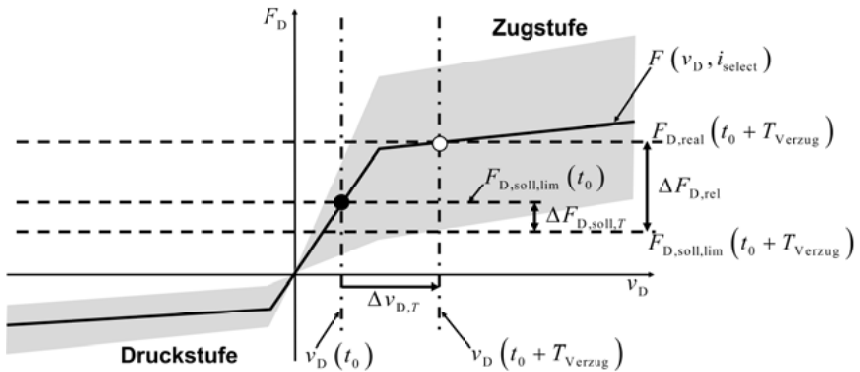


Abbildung 5-6: Wirkweise der Verzugszeit im Dämpferkennfeld

Für die kumulierte Verzugszeit wird ausgehend von den in der Simulation verwendeten Annahmen im Folgenden ein Gesamtwert von $T_{\text{Verzug}} = 20$ ms herangezogen und $T_{\text{Verzug}} = 37$ ms für die langsamere Schaltung mit doppelten Verzugszeiten angenommen. Die Werte setzen sich aus den Totzeiten, der halben Zykluszeit der Regelung sowie der Kraftanstiegszeit auf die Hälfte zusammen.

Die in Abbildung 5-7 über die kumulierte Häufigkeit ausgewertete Verteilung der Kraftabweichungen $\Delta F_{\text{D,soll},20\text{ms}}$ und $\Delta F_{\text{D,rel}}$ für das Skyhook geregelte System mit $d_{\text{Sky}} = 5$ kNs/m zeigt zwei Aspekte: Einerseits hat $\Delta F_{\text{D,rel}}$ in der kumulierten Häufigkeit zwischen etwa 25 und 75 % einen Wert von 0. Unabhängig von der stets vorliegenden Sollkraftänderung $\Delta F_{\text{D,soll},20\text{ms}}$ tritt also nur zu etwa 50 % der ausgewerteten Zeitpunkte auch eine Sollkraftabweichung $\Delta F_{\text{D,rel}}$ auf. Dies ist auf die prinzipielle Einschränkung der semiaktiven Regelung zurückzuführen: Dämpferkräfte können nur entgegen der Bewegungsrichtung und zudem lediglich innerhalb des eingeschränkten Einstellbereichs wirken. Somit haben auch die Abweichungen durch Verzugszeiten in etwa 50 % der ausgewerteten Zustände keine Auswirkung auf $\Delta F_{\text{D,rel}}$.

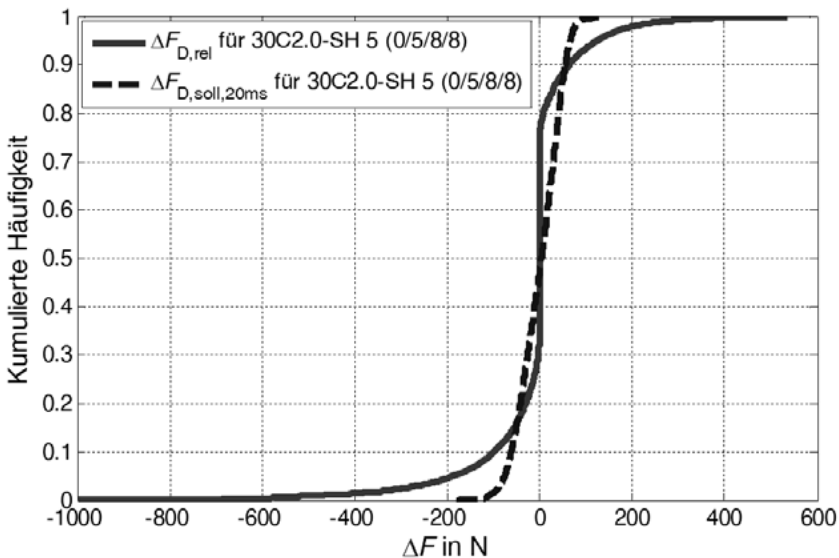


Abbildung 5-7: Kumulierte Häufigkeit der Kraftabweichungen $\Delta F_{\text{D,soll},20\text{ms}}$ und $\Delta F_{\text{D,rel}}$

Andererseits zeigt ein Vergleich der Verteilung von $\Delta F_{\text{D,soll},20\text{ms}}$ und $\Delta F_{\text{D,rel}}$ jedoch auch, dass die aus der Änderung der Aufbaugeschwindigkeit resultierende Änderung der Skyhook-Sollkraft die Abweichung nur teilweise erklären kann. Kraftabweichungen über 180 N können zudem nicht durch die Veränderung der Sollkraft begründet werden und sind auf die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit zurückzuführen. Dies wird durch die in Relation zum Rad

geringere Dynamik des Aufbaus begründet: Während die Eigenfrequenz des Rades in der Simulation bei 15 Hz liegt, beträgt die Eigenfrequenz des Aufbaus 1,3 Hz. Auf den Zeithorizont der Verzugszeiten von in dieser Betrachtung 20 ms dominiert daher bezogen auf den daraus resultierenden Phasenfehler die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit.

Der in Abbildung 5-8 dargestellte Verlauf der Dämpferkraft im Zeitbereich verdeutlicht, dass die Änderung der Dämpfergeschwindigkeit auch ohne Sollkraftänderung zu Abweichungen $\Delta F_{D,rel}$ in einer Größenordnung von mehreren 100 N führt. In dem Diagramm ist der von der Dämpfergeschwindigkeit abhängige Einstellbereich des Dämpfers durch eine grau hinterlegte Fläche visualisiert. Die Verzugszeiten führen zu Abweichungen zwischen der mit einer gepunkteten Linie dargestellten Sollkraft und der wirkenden Dämpferkraft, die gestrichelt eingetragen ist.

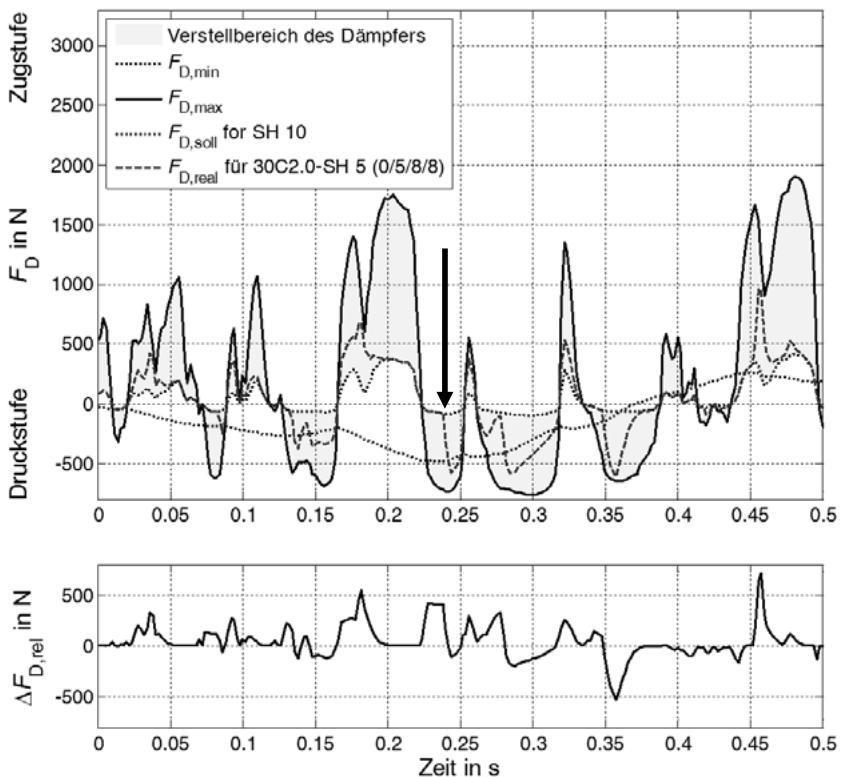


Abbildung 5-8: Auswirkung der Verzugszeit auf die Dämpferkraft

Grund für die Kraftabweichungen ist, dass sich in dem Zeitfenster von $T_{\text{Verzug}} = 20 \text{ ms}$ ab Erfassen der Dämpfergeschwindigkeit bereits ein gegenüber dem zuvor für die Auswahl der Dämpfereinstellung herangezogenen Wert veränderter Zustand einstellt. Ein Beispiel ist in Abbildung 5-8 bei $t = 0,24 \text{ s}$ mit einem Pfeil gekennzeichnet. Aufgrund der Schaltverzögerung wird die Sollkraft zunächst nicht erreicht, obwohl diese innerhalb des Einstellbereichs des Dämpfers liegt und während der Verzugszeit nur eine geringfügige Änderung aufweist, die deutlich kleiner ist als die Kraftabweichung.

Während die Änderung der Skyhook-Sollkraft direkt als Produkt der Skyhook-Konstante und der Änderung der Aufbaugeschwindigkeit bestimmt werden kann, sind für die Auswirkung der Dämpfergeschwindigkeitsänderung vier Fälle zu unterscheiden:

1. Während der Verzugszeit nimmt die Dämpfergeschwindigkeit zu, ändert jedoch nicht das Vorzeichen. Ist die Sollkraft innerhalb des Verstellbereichs, führt dies aufgrund der zu niedrig angenommenen Dämpfergeschwindigkeit zu einer betragsmäßig im Vergleich zur Sollkraft zu großen Dämpferkraft.
2. Während der Verzugszeit nimmt die Dämpfergeschwindigkeit ab, ändert jedoch nicht das Vorzeichen. Liegt die Sollkraft innerhalb des Verstellbereichs, führt dies aufgrund der zu hoch angenommenen Dämpfergeschwindigkeit zu einer Dämpferkraft, die im Vergleich zur Sollkraft betragsmäßig zu gering ist.
3. Während der Verzugszeit wechselt der Dämpfer die Bewegungsrichtung. Die Sollkraft lag zum Zeitpunkt der Strombestimmung nicht im wirksamen Quadranten des Dämpferkennfelds, daher wurde die weiche Einstellung gewählt. Durch den Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe lässt der Einstellbereich jedoch mit einer härteren Kennlinie eine bessere Einstellung der Sollkraft zu. Die Verzugszeit verursacht damit eine im Vergleich zur Sollkraft zu geringe Dämpferkraft.
4. Während der Verzugszeit wechselt der Dämpfer die Bewegungsrichtung. Die Sollkraft lag zum Zeitpunkt der Strombestimmung im wirksamen Quadranten des Dämpferkennfelds, daher wurde nicht die geringste Dämpfung gewählt. Durch den Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe wechselt jedoch der wirksame Quadrant, $F_{D,\text{soll},\text{lim}}$ entspricht der minimal einstellbaren Dämpferkraft. Die zuvor gewählte Einstellung führt dazu, dass eine zu große Dämpferkraft wirkt.

Die Wirkpfade sind in Abbildung 5-9 für die Fälle 1 und 2 (ohne Richtungswechsel der Dämpfergeschwindigkeit) sowie in Abbildung 5-10 für die Fälle 3 und 4 (mit Änderung der Bewegungsrichtung) visualisiert. In den Dämpferkennfeldern ist hierzu die anhand der Werte der Dämpfergeschwindigkeit $v_D(t_0)$ und der auf den Einstellbereich begrenzten Sollkraft $F_{D,\text{soll},\text{lim}}$ ausgewählte Kennlinie eingetragen. Aufgrund der Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit auf den Wert $v_D(t_0 + T_{\text{Verzug}})$ kommt es jeweils zur Kraftabweichung $\Delta F_{D,\text{rel}}$. Veränderungen der Sollkraft $\Delta F_{D,\text{soll},T}$ werden in dieser Darstellung nicht berücksichtigt.

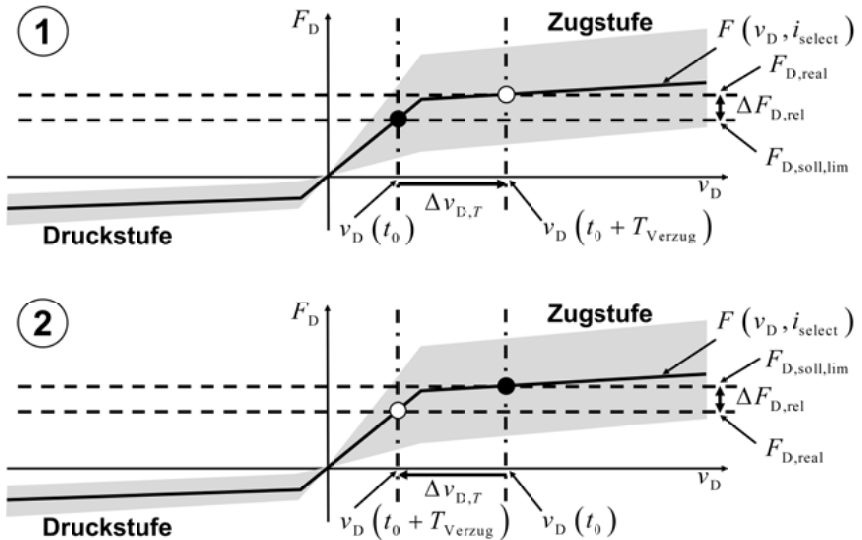


Abbildung 5-9: Wirkweise von Dämpfergeschwindigkeitsänderungen ohne Vorzeichenwechsel

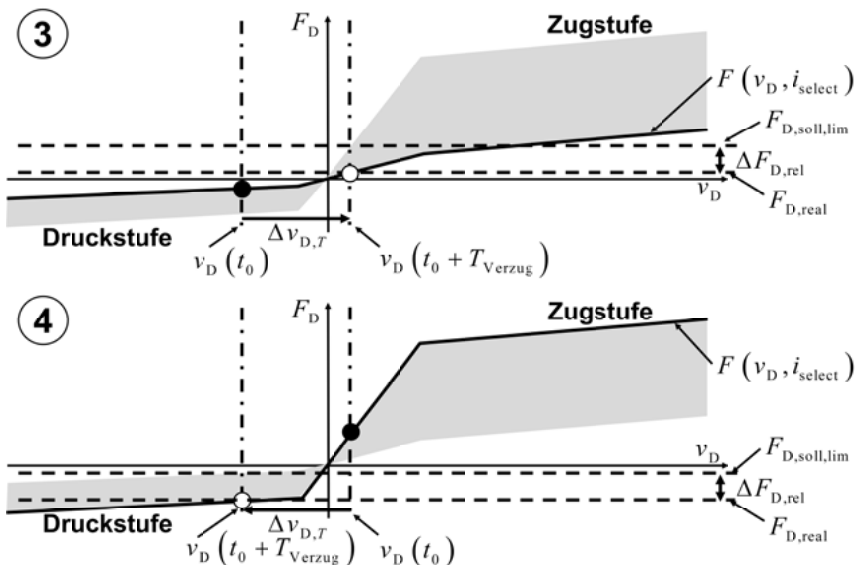


Abbildung 5-10: Wirkweise von Dämpfergeschwindigkeitsänderungen mit Vorzeichenwechsel

Da das Wirkprinzip von Änderungen der Dämpfergeschwindigkeit mit Vorzeichenwechsel von dem einer Änderung ohne Wechsel der Bewegungsrichtung abweicht, wird zur Unterscheidung dieser Fälle zusätzlich zu $\Delta v_{D,T}$ das Maß $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ eingeführt. Damit werden Änderungen mit und ohne Vorzeichenwechsel unterschieden. $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ wird definiert zu:

$$\Delta v_{D,T,\text{sgn}}(t) = \left| v_D(t) - v_D(t - T_{\text{Verzug}}) \right| \cdot \text{sgn}\left(v_D(t) \cdot v_D(t - T_{\text{Verzug}})\right) \quad (5.17)$$

Der Wert beschreibt die Änderung des Betrags der Dämpfergeschwindigkeit vom Zeitpunkt der Berücksichtigung durch den Regelalgorithmus bis zur Wirksamkeit der Reglereinstellung am Dämpfer nach der Verzugszeit T_{Verzug} . $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ nimmt dabei negative Werte an, wenn innerhalb der ausgewerteten Verzugszeit die Dämpfergeschwindigkeit das Vorzeichen ändert (Fälle 3 und 4), der Dämpfer also zwischen Zug- und Druckstufe wechselt. Ändert der Dämpfer die Bewegungsrichtung nicht (Fälle 1 und 2) führt dies zu positiven Werten von $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$. Abbildung 5-11 zeigt im Histogramm, wie für eine ausgewertete Verzugszeit von $T_{\text{Verzug}} = 20$ ms aus der Verteilung der Geschwindigkeitsabweichungen $\Delta v_{D,T}$ die Verteilung von $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ abgeleitet wird.

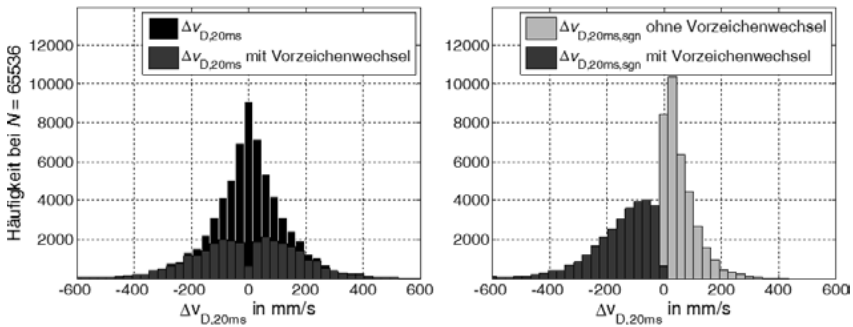


Abbildung 5-11: Herleitung der Dämpfergeschwindigkeitsänderung $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$

Die in Abbildung 5-12 gezeigte Darstellung als kumulierte Häufigkeit liefert über den Achsen Schnittpunkt bei $\Delta v_{D,T,\text{sgn}} = 0$ direkt einen Kennwert, der angibt, welcher Anteil der berücksichtigten Dämpfergeschwindigkeiten über die Verzugszeit das Vorzeichen wechselt. Dieser Wert steigt für zunehmende Verzugszeiten sowie stärkere Straßenanregungen, die aufgrund eines höheren Unebenheitsmaßes oder einer größeren Fahrgeschwindigkeit auftreten.

Die Auswertung zeigt, dass eine Verdopplung der Fahrgeschwindigkeit dabei vergleichbar wirkt wie eine Fahrbahn mit doppeltem Unebenheitsmaß. Eine Untersuchung, welchen Einfluss die Fahrbahnanregung auf die Auswirkung von Verzugszeiten hat, wird in Abschnitt 5.4.2 vorgestellt. Auffällig ist, dass auf den hier betrachteten Fahrbahnen für die ausgewertete Verzugszeit von 20 ms in über 40 % der Fälle die Dämpfergeschwindigkeit das Vorzeichen

wechselt, der Regelalgorithmus also bei der Berechnung der Dämpfereinstellung im Kennfeld nicht vom korrekten Quadranten ausgeht. Dieser Wert ist jedoch auch von der Raddämpfung abhängig. Eine weiche Dämpfung führt zu höheren Dämpfergeschwindigkeiten und damit größeren Abweichungen.

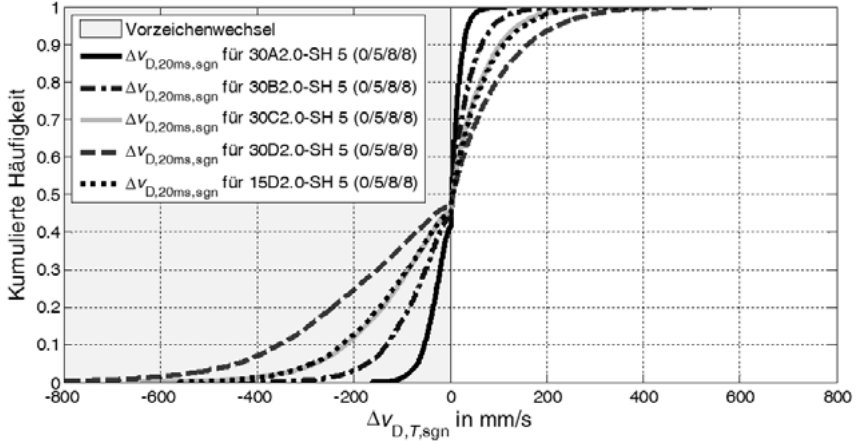


Abbildung 5-12: Änderung der Dämpfergeschwindigkeit für verschiedene Anregungen

In der Simulation lässt sich für jeden Simulationsschritt den einzelnen Dämpfergeschwindigkeitsänderungen $\Delta v_{D,T,sgn}$ direkt die bereits zuvor eingeführte Kraftabweichung $\Delta F_{D,rel}$ zuordnen. Zur Unterscheidung der vier vorgestellten Wirkmechanismen wird der Wert $\Delta F_{D,rel,abs}$ eingeführt. Der Wert verzichtet auf die Unterscheidung zwischen Zug- und Druckstufe und identifiziert zu große Dämpferkräfte (positive Werte) sowie zu niedrige Dämpferkräfte (negative Werte):

$$\Delta F_{D,rel,abs}(t) = |\Delta F_{D,rel}(t)| \cdot \operatorname{sgn}(F_D(t) \cdot \Delta F_{D,rel}(t)) \quad (5.18)$$

Abbildung 5-13 zeigt in einer Punktwolke die Zuordnung der Kraftabweichungen zur ermittelten Änderung der Dämpfergeschwindigkeit. Die Verzugszeiten führen zu Kraftabweichungen, die vereinzelt 1000 N übersteigen. Eine ideale Umsetzung des Regelkreises ohne Zeitverzug würde die Sollkraft jeweils sofort stellen. In diesem Fall gilt für die Kraftabweichung $\Delta F_{D,rel,abs} = 0$. In der Grafik sind außerdem die zuvor eingeführten Wirkpfade der Dämpfergeschwindigkeitsänderungen den einzelnen Quadranten eingetragen.

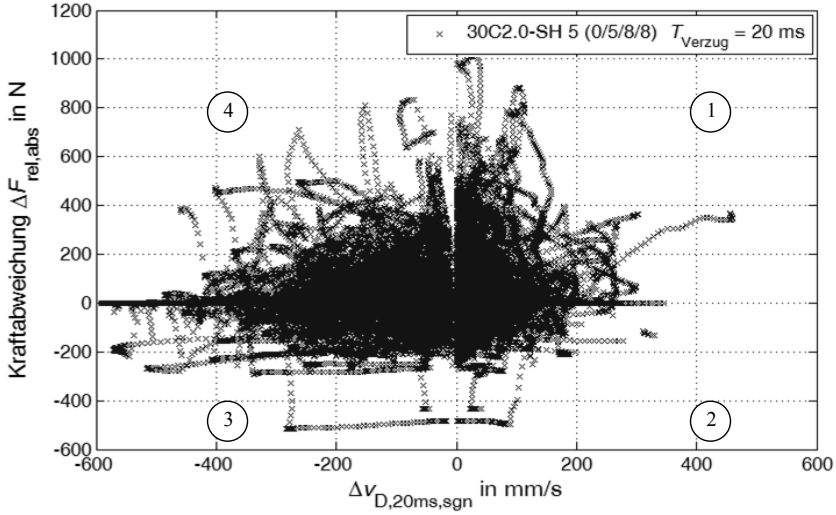


Abbildung 5-13: Zuordnung von Dämpfergeschwindigkeitsänderung zu Sollkraftabweichung

Für einen quantitativen Vergleich werden die einzelnen Werte der Kraftabweichung getrennt für die einzelnen Quadranten über der zugehörigen Geschwindigkeitsänderung aufsummiert. Es ergibt sich die in Abbildung 5-14 dargestellte Auswertung. Die Berechnung der kumulierten Kraftabweichung erfolgt nach folgender Vorschrift:

$$\Sigma \Delta F_{\text{rel,abs}}(\Delta v_{D,T,\text{sgn},i}) = \sum_{\Delta v_{D,T,\text{sgn}}=0}^{\Delta v_{D,T,\text{sgn},j}} \Delta F_{\text{rel,abs}}(\Delta v_{D,T,\text{sgn}}) \quad (5.19)$$

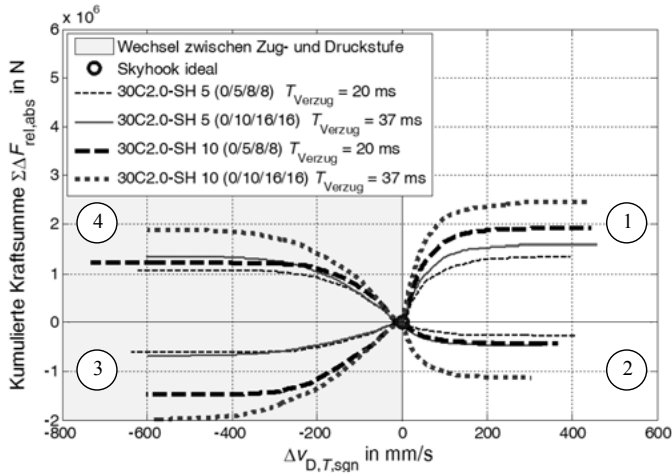


Abbildung 5-14: Kumulierte Kraftabweichung für die vier Wirkpfade von $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$

Das Diagramm verdeutlicht, welche Anteile die vier beschriebenen Fälle unterschiedlicher Wirkmechanismen von Änderungen der Dämpfergeschwindigkeit haben. In den beiden rechten Quadranten sind die Wirkpfade 1 (rechts oben, Kraft zu groß) und 2 (rechts unten, Kraft zu klein) aufgetragen. In den linken Quadranten ändert die Dämpfergeschwindigkeit während der Verzugszeit das Vorzeichen ($\Delta v_{D,T,sgn}$ negativ). Sie enthalten entsprechend die Kraftabweichungen aus Wirkpfad 3 (links unten, Kraft zu klein) und 4 (links oben, Kraft zu groß).

Insgesamt ist in der hier ausgewerteten Simulation die Summe jener Kraftabweichungen größer, die auf einen Richtungswechsel der Dämpferbewegung zurückzuführen sind. Außerdem zeigt sich, dass für eine größere Verzugszeit auch größere Kraftfehler auftreten, was den zunehmenden Komfortnachteil begründet.

Die Grafik liefert zudem einen Hinweis auf den Grund für die größere Sensitivität des Skyhook-Reglers mit größerer Dämpfungskonstante d_{sky} . Die kumulierte Sollkraftabweichung zeigt für diese Einstellung größere Werte als der Skyhook mit der geringeren Dämpfung. Dies lässt sich auf die bei größerer Dämpfungskonstante d_{sky} vom Betrag größeren Sollkräfte zurückführen. Diese bedingen sowohl größere absolute Änderungen der Sollkraft als auch härtere Dämpfereinstellungen, die wiederum zu größeren Kraftfehlern bei gleicher Änderung der Dämpfergeschwindigkeit führen. Eine vertiefte Betrachtung dieses Zusammenhangs ist Gegenstand des folgenden Abschnitts.

5.4 Einflussfaktoren

Die Auswirkung der Verzugszeiten und damit auch der potenzielle Nutzen einer Kompensation ist abhängig von den durch die Regelstrategie festgelegten Dämpfereinstellungen. Wird von der Regelung ohnehin eine weiche Dämpfereinstellung angefordert – nach Göhrle ist dies bei komfortorientierten Reglern die Grundeinstellung¹⁷⁶ – bedingen Verzugszeiten keine abweichende Dämpfereinstellung und damit auch keine Änderung des Schwingungsverhaltens.

Die vom Regler eingestellte Dämpferkennlinie stützt sich auf zwei Größen: Einerseits die berechnete Sollkraft und andererseits die Dämpfergeschwindigkeit, die im inversen Kennfeld für die Auswahl der passenden Kennlinie herangezogen wird. Insgesamt ergeben sich folgende Wirkzusammenhänge: Im direkten Vergleich führen kleinere Beträge des herangezogenen Werts der Dämpfergeschwindigkeit bei gleicher Sollkraft aufgrund der über der Dämpfergeschwindigkeit ansteigenden Dämpferkraft ebenso zu härteren Dämpfereinstellungen wie höhere Beträge der Sollkraft bei gleichbleibender Dämpfergeschwindigkeit. Entsprechend führen höhere Beträge der Dämpfergeschwindigkeit oder niedrigere Sollkräfte zu weicheren Dämpfereinstellungen.

¹⁷⁶ Siehe Göhrle, C.: Diss., Vorausschauende Fahrwerksregelung, 2014, S. 140.

Sollkraft und Dämpfergeschwindigkeit werden wiederum von zwei Faktoren beeinflusst: Einerseits führen durch stärkere Fahrbahnanregungen angeregte Schwingungen des Fahrzeugs sowohl zu höheren Dämpfergeschwindigkeiten als auch höheren Sollkräften (beim Skyhook durch größere Aufbaugeschwindigkeiten). Andererseits ist die Sollkraft auch von der Reglerverstärkung abhängig. Eine größere Dämpfungskonstante d_{sky} führt bei gleicher Aufbaugeschwindigkeit zu einer vom Betrag höheren Sollkraft und damit härteren Dämpfereinstellung.

Daher werden diese beiden Aspekte der Reglerverstärkung sowie der Anregung durch Fahrbahnebenen getrennt voneinander betrachtet und deren Einfluss auf die Auswirkung von Verzugszeiten in der Simulation des Viertelfahrzeugmodells bewertet.

5.4.1 Einfluss der Reglerverstärkung

Eine größere Reglerverstärkung führt zu einem insgesamt größeren Sollkraftniveau. Dieses bedingt wiederum im Vergleich zu einer geringeren Verstärkung bei gleicher Anregung häufiger die Auswahl einer härteren Dämpfereinstellung, die bei dem in dieser Arbeit verwendeten Dämpfermodell einem geringeren Dämpferstrom entspricht.

Abbildung 5-15 zeigt in der Darstellung als kumulierte Häufigkeit für die bereits vorgestellten Simulationen der verzugsfreien Skyhook-Regler mit Dämpfungskonstanten zwischen $d_{\text{sky}} = 5 \text{ kNs/m}$ und $d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$, dass die größere Verstärkung einerseits zu höheren Sollkräften führt (linke Darstellung) und andererseits häufiger niedrigere Dämpferströme aufweist, insgesamt also härtere Dämpfereinstellungen wählt (rechte Abbildung).

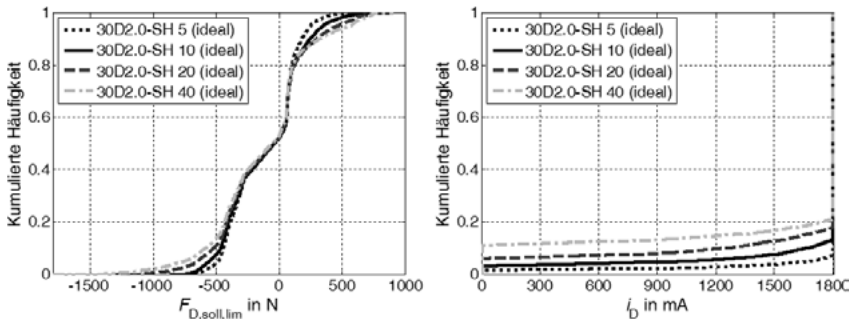


Abbildung 5-15: Verteilung von Sollkraft und Dämpferstrom in Abhängigkeit von d_{sky}

Diese härteren Dämpfereinstellungen führen dazu, dass aufgrund des größeren Gradienten Geschwindigkeitsabweichungen $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ zu größeren Sollkraftabweichungen $\Delta F_{D,\text{rel,abs}}$ führen. Abbildung 5-16 verdeutlicht diesen Zusammenhang im Dämpferkennfeld. Aufgrund einer größeren Sollkraft wird im Kennfeld anstelle der Kennlinie $F_{\text{SH5}}(v_D, i_{\text{select,SH5}})$ die gestrichelt dargestellte härtere Kennlinie $F_{\text{SH10}}(v_D, i_{\text{select,SH10}})$ gewählt. Die Geschwindigkeitsänderung $\Delta v_{D,T}$ führt zu der im Vergleich zu $\Delta F_{D,\text{rel,SH5}}$ größeren Kraftabweichung $\Delta F_{D,\text{rel,SH10}}$.

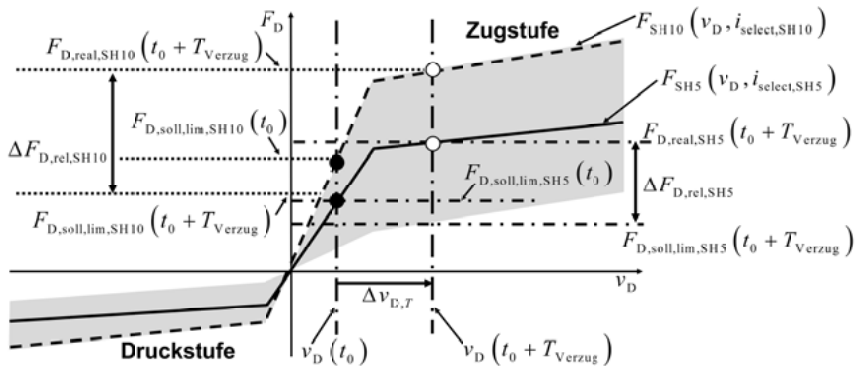


Abbildung 5-16: Auswirkung der Dämpferhärte auf die verzugsbedingte Sollkraftabweichung

Zusammengefasst führen in der Wirkkette also größere Skyhook-Konstanten aufgrund des höheren Sollkraftniveaus häufiger zu härteren Dämpfereinstellungen. Diese bedingen wiederum bei gleicher Abweichung der Dämpfergeschwindigkeit größere Sollkraftabweichungen, die zu einer schlechteren Umsetzung des Regelgesetzes führen. Abbildung 5-17 zeigt als Ergänzung zu den in Abbildung 5-5 gezeigten Auswertungen für $d_{sky} = 5 \text{ kNs/m}$ und $d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$ die in der Simulation mit dem Viertelfahrzeugmodell bestimmten Oktaveffektivwerte der Aufbaubeschleunigung für Skyhook-Konstanten von 20 und 40 kNs/m mit Simulationsparametern nach Tabelle 5-3.

Tabelle 5-3: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,tot} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,erw}$
30C2.0 - SH 5 (ideal)	$d_{sky} = 5 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftstellung	$0,44 \text{ m/s}^2$	6,6
30C2.0 - SH 5 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	$0,52 \text{ m/s}^2$	8,2
30C2.0 - SH 5 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 5 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	$0,54 \text{ m/s}^2$	9,2
30C2.0 - SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	$0,45 \text{ m/s}^2$	7,1
30C2.0 - SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	$0,55 \text{ m/s}^2$	9,4
30C2.0 - SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	$0,61 \text{ m/s}^2$	11,0
30C2.0 - SH 20 (ideal)	$d_{sky} = 20 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	$0,48 \text{ m/s}^2$	8,1
30C2.0 - SH 20 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 20 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	$0,63 \text{ m/s}^2$	11,3
30C2.0 - SH 20 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 20 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	$0,70 \text{ m/s}^2$	12,7
30C2.0 - SH 40 (ideal)	$d_{sky} = 40 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	$0,53 \text{ m/s}^2$	9,0
30C2.0 - SH 40 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 40 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	$0,71 \text{ m/s}^2$	12,9
30C2.0 - SH 40 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 40 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	$0,75 \text{ m/s}^2$	13,9

Anregung jeweils Unebenheit AUN = 8 (Klasse C), Welligkeit $w = 2$, Fahrgeschwindigkeit $v = 30 \text{ m/s}$

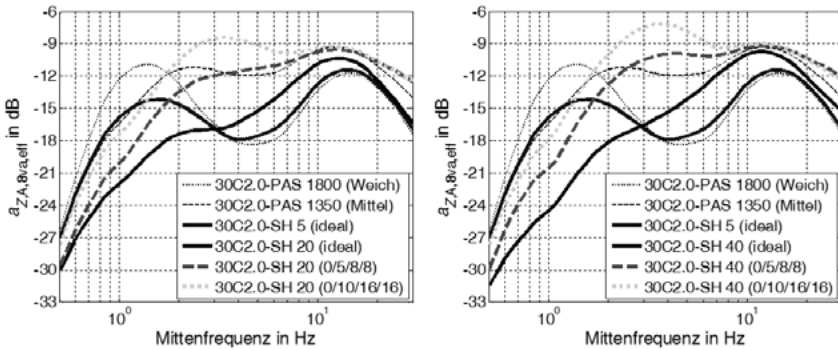


Abbildung 5-17: Auswirkung von Verzugszeiten in der Simulation des Viertelfahrzeugmodells nach Abschnitt 3.2.1, Skyhook mit $d_{sky} = 20$ bzw 40 kN/m, Einstellungen gemäß Tabelle 5-2

Abbildung 5-18 zeigt diesen Zusammenhang in einer Darstellung der Effektivwerte für eine Variation von d_{sky} . Der Komfortnachteil der mit Verzugszeiten simulierten Skyhook-Regelung nimmt für größere Skyhook-Konstanten d_{sky} zu.

Die Auswertung verdeutlicht die Auswirkung der Reglerverstärkung: Mit steigender Skyhook-Konstante nimmt der Effektivwert der berechneten Sollkraft zu. Die Werte liegen dabei für die Systeme mit Zeitverzug aufgrund der im Vergleich geringeren Aufbauberuhigung über denen eines ideal geregelten Systems. Für große Werte von d_{sky} zeigt die Kurve ein Sättigungsverhalten, da die Kräfte durch den Verstellbereich der Dämpfer limitiert sind.

Dieses Sättigungsverhalten zeigt auch der Verlauf des effektiven Dämpferstroms. Die aus den gestiegenen Sollkräften bestimmten Dämpfereinstellungen führen zu geringeren Effektivwerten (härtere Dämpfung). Die häufiger harten Dämpfereinstellungen führen bei den Systemen mit Zeitverzug durch den zuvor beschriebenen Wirkmechanismus zu einem Anstieg der Effektivwerte der Kraftabweichung $\Delta F_{D,rel,abs}$, die für den idealen Regler bei 0 liegt.

Aufgrund der durch den Zeitverzug hervorgerufenen Sollkraftabweichungen treten im Vergleich zum ideal geregelten System höhere Aufbaubeschleunigungen auf. Gleichzeitig erreichen die Effektivwerte der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit, der Regelgröße des Skyhook-Ansatzes, früher ein Sättigungsniveau. Während die ideale Regelung ohne Zeitverzug eine weitere Aufbauberuhigung zulässt, zeigt die Simulation mit Zeitverzug ab einer Dämpfkonstante von etwa $d_{sky} = 15$ kN/m keine weitere Reduktion des Effektivwerts.

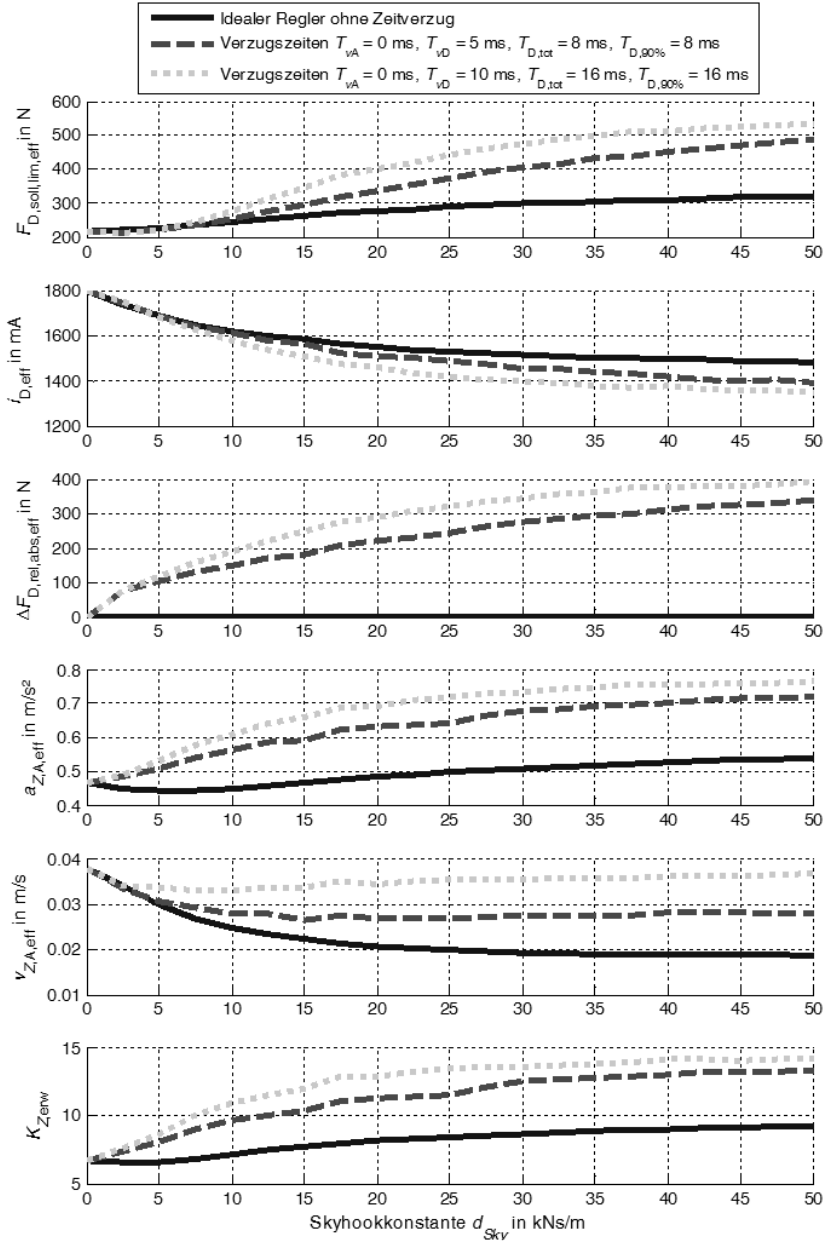


Abbildung 5-18: Komfortkennwerte und Sollkraftniveau in Abhängigkeit von der Skyhook-Konstante d_{Sky} für die Simulation im Viertelfahrzeugmodell bei $AUN = 8$

Das insgesamt schlechtere Reglerverhalten zeigt sich auch im Komfortwert nach Hennecke. Mit zunehmender Skyhook-Konstante nimmt der Abstand zwischen dem idealen Regler und den mit Zeitverzug behafteten Systemen zu. Abbildung 5-19 zeigt die relative Zunahme des unbewerteten Effektivwerts der Aufbaubeschleunigung sowie des Komfortwerts nach Hennecke. Dabei liegt die Zunahme des K -Werts nach Hennecke über jener des Effektivwerts der Aufbaubeschleunigung und erreicht Werte von über 40 % für das System mit geringeren Verzugszeiten.

Die Gesamtbetrachtung zeigt, dass für die hier im Viertelfahrzeugmodell untersuchte Anregung Systeme mit Zeitverzug bei Reglern mit Skyhook-Konstanten d_{sky} größer als 15 kNs/m keine weitere Aufbauberuhigung erreichen und lediglich bei im Vergleich zum idealen Regler steigendem Sollkraftniveau härtere Dämpfereinstellungen vornehmen. Das theoretische Potenzial des idealen Reglers zeigt jedoch für höhere Skyhook-Konstanten bis $d_{\text{sky}} = 30$ kNs/m die Möglichkeit einer weiteren Absenkung des Effektivwerts der Aufbaugeschwindigkeit bei K -Werten, die unter jenen liegen, die in der Simulation für die Systeme mit Zeitverzug bei $d_{\text{sky}} = 5$ kNs/m erreicht werden.

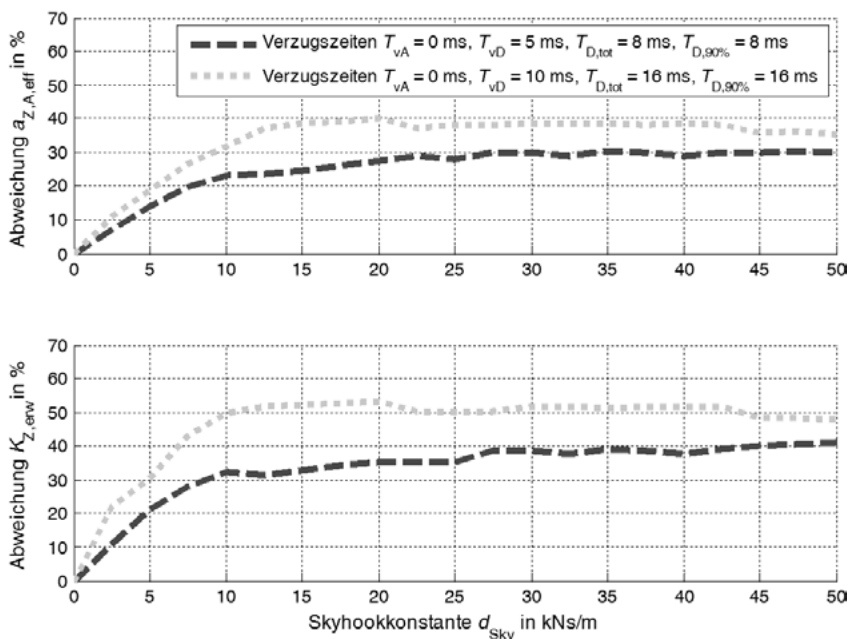


Abbildung 5-19: Relative Zunahme der Komfortwerte für $AUN = 8$

5.4.2 Einfluss der Fahrbahnanregung

Bei ansonsten gleichen Simulationsparametern (Modellparameter, Reglereinstellungen) beeinflusst die durch Fahrgeschwindigkeit und Fahrbahnnunebenheit charakterisierte Fahrbahnanregung das Systemverhalten der verzugsbehafteten semiaktiven Fahrwerkregelung auf drei Wirkpfaden:

- Größere Anregungen führen zu größeren Amplituden der Aufbaubewegung und damit bei gleichen Reglereinstellungen zu größeren Sollkräften.
- Größere Anregungen führen zu höheren Dämpfergeschwindigkeiten und damit abweichenden Dämpfereinstellungen.
- Größere Anregungen führen während der wirksamen Verzugszeit aufgrund größerer Beschleunigungen zu größeren Veränderungen und häufigeren Vorzeichenwechseln der Dämpfergeschwindigkeit, die durch $\Delta v_{D,T,sgn}$ beschrieben werden.

Tabelle 5-4 und Abbildung 5-20 zeigen die Ergebnisse von Simulationen unter Beibehaltung der Modellparameter des in Abschnitt 3.2 vorgestellten Viertelfahrzeugmodells bei Variation der Anregung.¹⁷⁷ Zur Bewertung der Einflussfaktoren wurden Unebenheitsklasse und Welligkeit der Fahrbahn variiert.

Die Auswertung zeigt im Vergleich der Grafiken (a) bis (d) für einen Skyhook-Regler mit $d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$, dass die Oktaveffektivwerte bei einer Verdopplung des Unebenheitsmaßes um etwa 3 dB ansteigen. Zudem zeigen die Werte für die Systeme mit Zeitverzug, dass der Abstand zum idealen Regler bei größeren Unebenheiten zunimmt.

Abbildung 5-20 (e) und (f) verdeutlichen, dass neben dem Unebenheitsmaß auch die Welligkeit die Auswirkung der Zeitverzögerungen auf die Aufbaubeschleunigung beeinflusst und sich die Frequenzen verschieben, in denen die größten Abweichungen auftreten. Bei einer Welligkeit von 2,8 führen die größeren Amplituden für niedrigere Wegkreisfrequenzen zu stärkeren Aufbaubewegungen im unteren Frequenzbereich und damit aufgrund der größeren Sollkräfte härteren Dämpfereinstellungen. Insgesamt bleibt der Komfortnachteil des verzugsbehafteten Regelkreises mit den geringeren Verzugszeiten jedoch bei Bestimmung über den K -Wert nach Hennecke unabhängig von der Welligkeit mit Abständen von 3,2 bis 3,3 Komfortpunkten unverändert.

¹⁷⁷ Siehe Abschnitt 3.2.3 für eine Beschreibung der stochastischen Fahrbahnanregung. Die Phase der Frequenzanteile ist jeweils identisch. Variiert wird das Unebenheitsmaß (Klasse A: $AUN = 1$, Klasse B: $AUN = 4$, Klasse C: $AUN = 8$, Klasse D: $AUN = 16$) sowie für Klasse D die Welligkeit.

Tabelle 5-4: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,tot} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,erw}$
30A2.0-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,19 m/s ²	3,3
30B2.0-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,35 m/s ²	5,3
30C2.0-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,47 m/s ²	6,7
30D1.8-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,63 m/s ²	8,6
30D2.8-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,84 m/s ²	10,8
30D2.0-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,64 m/s ²	8,8
15D2.0-PAS 1800	Passiv, 1800 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,50 m/s ²	7,0
30A2.0-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,28 m/s ²	5,5
30B2.0-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,50 m/s ²	9,0
30C2.0-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,64 m/s ²	10,8
30D1.8-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,83 m/s ²	12,7
30D2.8-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,83 m/s ²	13,4
30D2.0-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,81 m/s ²	12,8
15D2.0-PAS 1350	Passiv, 1350 mA	Ohne, keine Dämpferschaltung	0,66 m/s ²	11,0
30A2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,19 m/s ²	3,3
30B2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,35 m/s ²	5,6
30C2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,45 m/s ²	7,1
30D1.8- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,59 m/s ²	8,7
30D2.8- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,70 m/s ²	12,7
30D2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,58 m/s ²	9,1
15D2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,46 m/s ²	7,2
7,5D2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,36 m/s ²	5,8
30A2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,24 m/s ²	4,3
30B2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,43 m/s ²	7,4
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,55 m/s ²	9,4
30D1.8- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,75 m/s ²	12,0
30D2.8- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,82 m/s ²	15,9
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,74 m/s ²	12,4
15D2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,57 m/s ²	9,5
30A2.0- SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,25 m/s ²	4,7
30B2.0- SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,46 m/s ²	8,4
30C2.0- SH 10 (0/10/16/16) ((0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,61 m/s ²	11,0
30D1.8- SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,82 m/s ²	14,0
30D2.8- SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,90 m/s ²	17,7
30D2.0- SH 10 (0/10/16/16) ((0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,82 m/s ²	14,7
15D2.0- SH 10 (0/10/16/16)	$d_{sky} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 16 ms / 16 ms	0,61 m/s ²	10,9

Anregung jeweils entsprechend der Bezeichnung, z.B. 30D2.8 für $v = 30 \text{ m/s}$, Klasse D ($A/N = 16$), $w = 2,8$

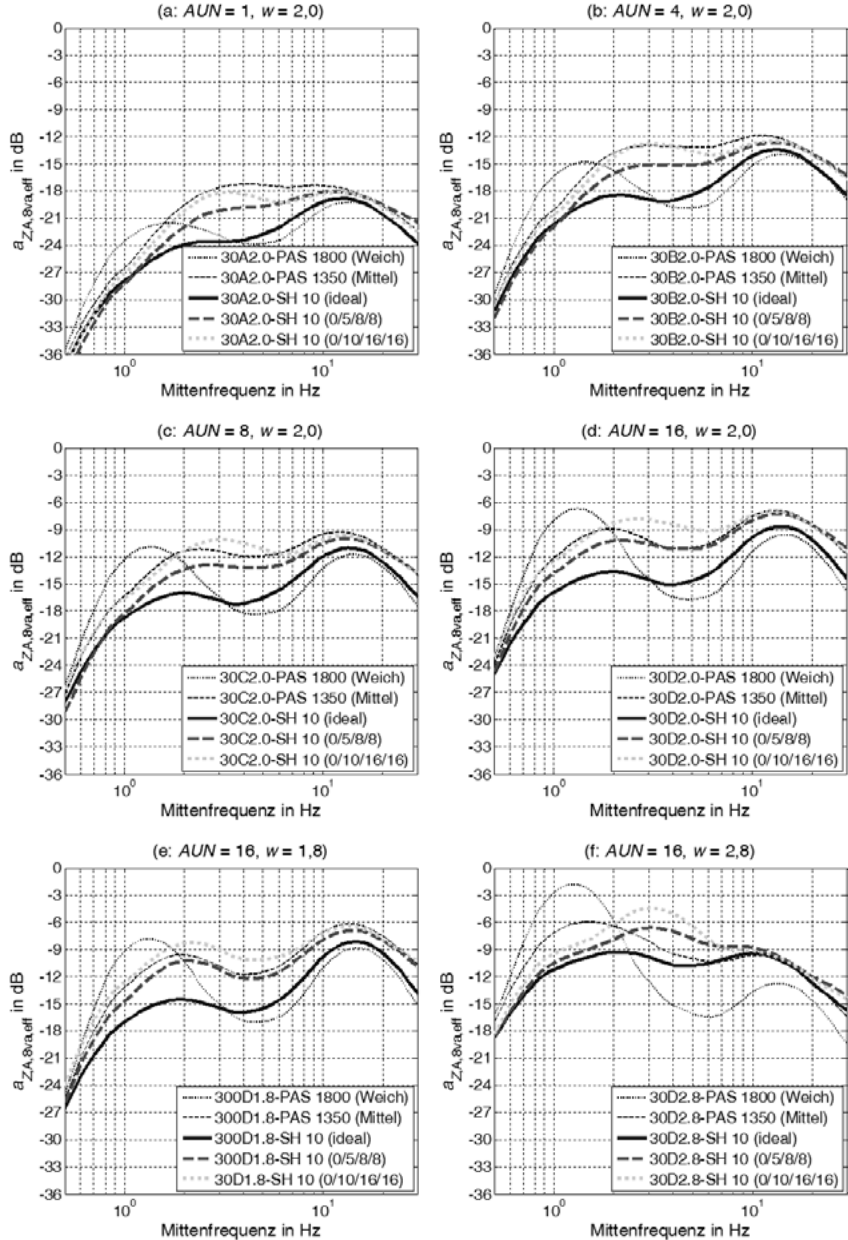


Abbildung 5-20: Auswirkung von Verzugszeiten bei der Simulation des Viertelfahrzeugmodells nach Abschnitt 3.2.1 bei Variation des Unebenheitswerts (a – d) und der Welligkeit (e – f)

Die in Abbildung 5-21 (a) ausgewertete Variation der Fahrgeschwindigkeit zeigt in Verbindung mit den in Tabelle 5-4 aufgeführten Komfortkennzahlen, dass eine reduzierte Fahrgeschwindigkeit mit der dadurch verringerten Anregung vergleichbare Auswirkungen hat wie eine entsprechend geringere Fahrbahnunebenheit. Der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung ($0,46 \text{ m/s}^2$) sowie der K -Wert (7,2) haben für den idealen Regler bei einer Fahrgeschwindigkeit von 15 m/s auf einer Unebenheit von $AUN = 16$ (Klasse D) vergleichbaren Werte wie der ideale Regler bei der halben Unebenheit von $AUN = 8$ (Klasse C) und der doppelten Fahrgeschwindigkeit von 30 m/s ($0,45 \text{ m/s}^2$ bzw. 7,1).

Aufgrund des nichtlinearen Abfalls der Unebenheitsamplituden über der Wegkreisfrequenz¹⁷⁸ führt eine geringere Geschwindigkeit allerdings zu einer stärkeren Absenkung der niederfrequenten Anregungen, während Abbildung 5-21 (b) zeigt, dass eine verringerte Unebenheit gleichmäßig über den gesamten Frequenzbereich die Aufbaubeschleunigungen reduziert.

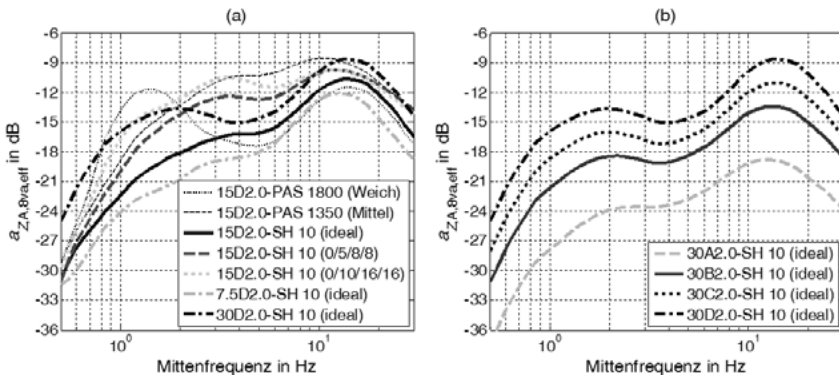


Abbildung 5-21: Auswirkung von Verzugszeiten bei der Simulation des Viertelfahrzeugmodells nach Abschnitt 3.2.1 bei Variation des Fahrgeschwindigkeit

Als Zusammenfassung zeigt Abbildung 5-22 die Auswirkung der Fahrbahnanregung auf die Komfortkennwerte des geregelten Systems mit und ohne Zeitverzug. Größere Unebenheiten führen zu einer stärkeren Anregung von Aufbauschwingungen, die im steigenden Effektivwert der Aufbaugeschwindigkeit zum Ausdruck kommen. Aufgrund der zur Aufbaugeschwindigkeit proportionalen Sollkraft des Skyhook-Reglers führen die größeren Sollkräfte auch zu größeren Sollkraftabweichungen $\Delta F_{D,rel}$. Entsprechend nimmt der von den Verzugszeiten verursachte Komfortnachteil für stärkere Fahrbahnanregung zu.

¹⁷⁸ Der Abfall ist bei logarithmischer Betrachtung linear und hängt von der Welligkeit der Fahrbahn ab. Siehe hierzu Abschnitt 3.2.3.

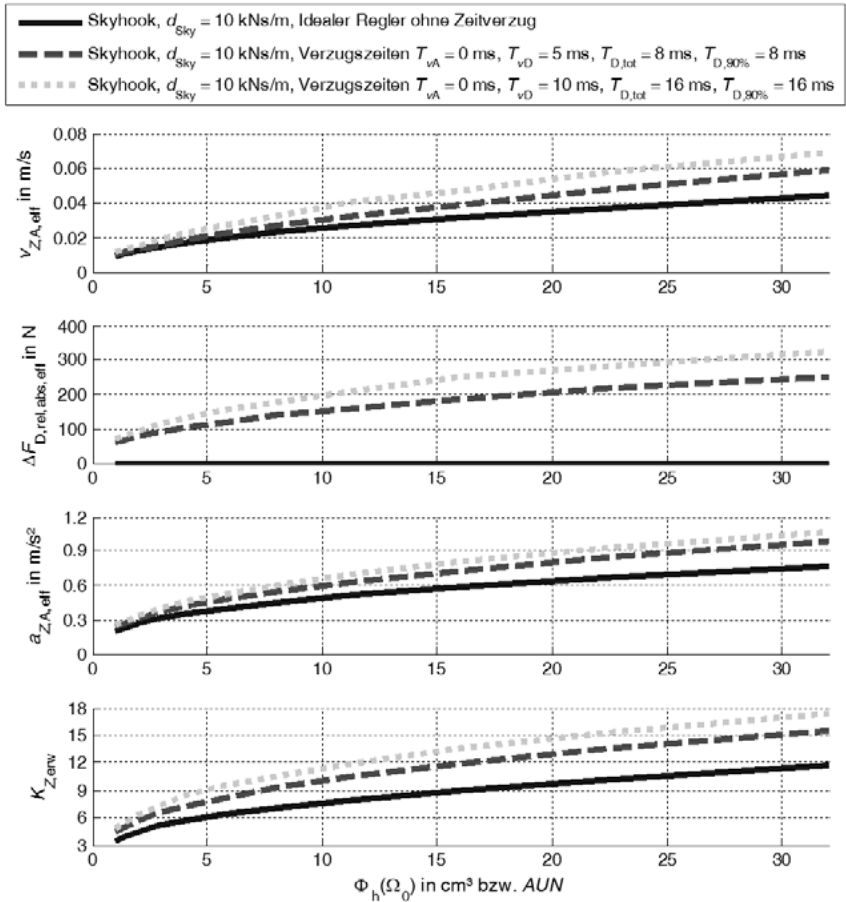


Abbildung 5-22: Komfortkennwerte bei Variation der Straßenunebenheit

Ein vergleichbares Ergebnis wie die mit einem Skyhook-Regler simulierten Systeme zeigen die in Tabelle 5-5 und Abbildung 5-23 dargestellten Auswertungen für die Regelstrategien ADD und Huang bei einer Gegenüberstellung der Anregung mit den Fahrbahnklassen B und D. Bei der größeren Fahrbahnanregung nimmt der Komfortnachteil der Systeme mit Verzugszeiten im Vergleich zu den idealen Reglern zu.

Tabelle 5-5: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,tot} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,erw}$
30B2.0- HU (ideal)	Huang	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,35 m/s ²	5,1
30D2.0- HU (ideal)	Huang	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,61 m/s ²	8,3
30B2.0- HU (5/5/8/8)	Huang	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms/ 8 ms	0,40 m/s ²	6,3
30D2.0- HU (5/5/8/8)	Huang	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms/ 8 ms	0,69 m/s ²	9,9
30B2.0- HU (10/10/16/16)	Huang	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms/ 16 ms	0,40 m/s ²	6,8
30D2.0- HU (10/10/16/16)	Huang	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms/ 16 ms	0,69 m/s ²	10,9
30B2.0- ADD (ideal)	ADD	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,46 m/s ²	6,0
30D2.0- ADD (ideal)	ADD	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,81 m/s ²	9,9
30B2.0- ADD (5/5/8/8)	ADD	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms/ 8 ms	0,44 m/s ²	6,9
30D2.0- ADD (5/5/8/8)	ADD	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms/ 8 ms	0,77 m/s ²	11,8
30B2.0- ADD (10/10/16/16) 0/10/16/16)	ADD	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms/ 16 ms	0,42 m/s ²	7,3
30D2.0- ADD (10/10/16/16)	ADD	10 ms / -- / 10 ms / 16 ms/ 16 ms	0,75 m/s ²	12,4

Anregung jeweils entsprechend der Bezeichnung, z.B. 30D2.0 für $v = 30$ m/s, Klasse D ($AUN = 16$), $w = 2,0$

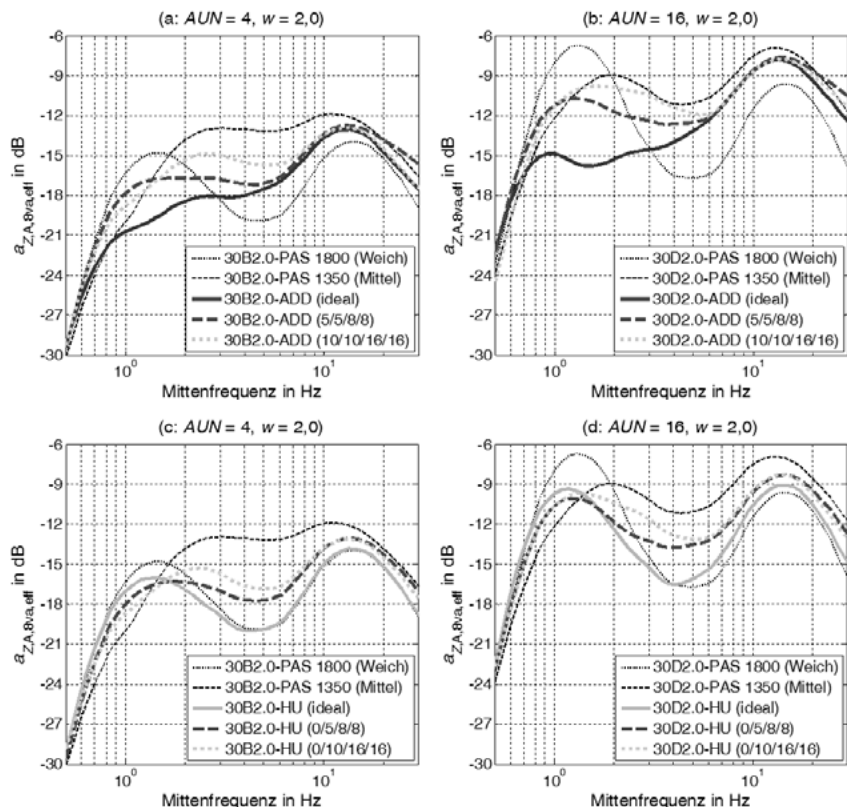


Abbildung 5-23: Auswirkung von Verzugszeiten bei der Simulation des Viertelfahrzeugmodells nach Abschnitt 3.2.1 bei Variation des Unebenheitswerts mit Regelung nach Huang und ADD

5.4.3 Dämpfer mit getrennter Zug- und Druckstufenverstellung

Die bisherigen Betrachtungen beziehen sich auf Verstelldämpfer, die über ein Ventil sowohl die Zug- als auch die Druckstufe beeinflussen. Dieser Dämpfertyp wurde gewählt, da auch das Forschungsfahrzeug an Vorder- und Hinterachse damit ausgestattet ist.

Die Analyse der Kraftabweichungen zeigt, dass ein Teil auf die beim Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe auftretenden Schaltvorgänge zurückzuführen ist. Daher wird in diesem Abschnitt untersucht, wie sich Verzugszeiten auf ein Fahrwerksystem auswirken, dessen Dämpfer eine getrennte Einstellung von Zug- und Druckstufe erlauben. Für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse wird für die Simulation ein erweitertes Dämpfermodell mit identischem Kennfeld verwendet.

Erweitertes Dämpfermodell

Für die Simulation eines Verstelldämpfers mit getrennt schaltbaren Ventilen für Zug- und Druckstufe wird das in Abschnitt 3.2.2 vorgestellte Dämpfermodell erweitert. Abbildung 5-24 zeigt den geänderten Modellaufbau. Zur Modellierung der Zug- und Druckstufe ist jeweils ein eigenes Kennfeld hinterlegt, zwischen denen in Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung des Dämpfers umgeschaltet wird. Dies ermöglicht eine unabhängige Abbildung des Verhaltens der beiden Ventile über getrennte Dämpferströme für Zug- und Druckstufe.

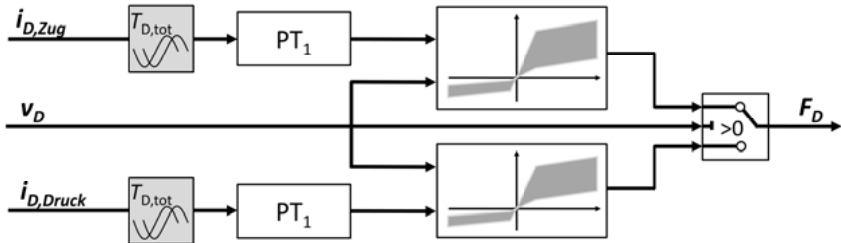


Abbildung 5-24: Verstelldämpfermodell mit getrennter Schaltung von Zug- und Druckstufe

Zur Integration in das Simulationsmodell wird auf Reglerseite zusätzlich die Berechnung von Sollströmen für beide Ventile benötigt. Diese erfolgt über zwei parallel verwendete inverse Kennfelder. In diesen wird für den Fall, dass das (verzugsbehaftete) Signal der Dämpfergeschwindigkeit nicht das zum zugehörigen Ventil passende Vorzeichen hat, eine vordefinierte Zug- bzw. Druckstufengeschwindigkeit $v_{D,inaktiv}$ angenommen.

Durch diesen Parameter wird das Ansprechverhalten beim Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe für den Fall eingestellt, dass durch den Übergang die Sollkraft im wirksamen Quadranten des Dämpfers liegt. Hohe Werte führen zu einer weicheren Dämpferkennung,

während geringe Werte bereits bei niedrigen Sollkräften zu einer harten Kennung führen.¹⁷⁹ Abbildung 5-25 zeigt das abgewandelte Kennfeld zur Bestimmung der beiden Ventilströme. Für die folgenden Simulationen wird beim gerade inaktiven Ventil durch die Annahme einer Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,inaktiv} = 0$ m/s stets die weichste Kennlinie gewählt (Ventilstrom 1800 mA), um eine (zu) harte Einstellung beim Übergang zu vermeiden. Anhang A.2 enthält Simulationsergebnisse für abweichende Parametrierungen von $v_{D,inaktiv}$.

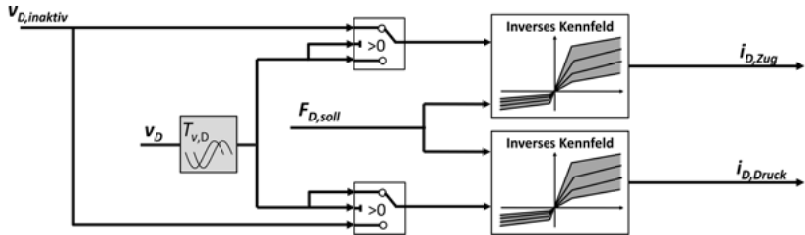


Abbildung 5-25: Inverses Kennfeld für getrennt schaltbare Zug- bzw. Druckstufenventile

Komfortauswirkung von Verzugszeiten

Tabelle 5-6 und Abbildung 5-26 zeigen Simulationsergebnisse des Viertelfahrzeugmodells als Vergleich zwischen den Verstelldämpferausführungen mit einem und zwei Ventilen. Die Auswertung zeigt, dass die getrennte Einstellung von Zug- und Druckstufe für Skyhook-Regler die nachteiligen Auswirkungen der Verzugszeiten auf den Schwingungskomfort reduzieren. Die Oktaveffektivwerte der simulierten Aufbaubeschleunigung liegen für den Skyhook mit $d_{sky} = 5$ kNs/m im Bereich um 1 bis 1,4 Hz sogar unterhalb des idealen Reglers. Der weitere Verlauf mit zeigt jedoch, dass dieses Verhalten auf die bereits zuvor für die Simulation mit Verzugszeiten beobachtete Verschiebung der Resonanzfrequenz zurückzuführen ist.

Tabelle 5-6: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,100} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,erw}$
30D2.0- SH 5 (ideal)	$d_{sky} = 5$ kNs/m	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,57 m/s ²	8,4
30D2.0- SH 5 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 5$ kNs/m	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,68 m/s ²	10,8
30D2.0- SH 5 (0/5/8/8) 2V	$d_{sky} = 5$ kNs/m	Wie oben, 2 Verstellventile	0,62 m/s ²	9,7
30D2.0- SH 10 (ideal)	$d_{sky} = 10$ kNs/m	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,58 m/s ²	9,1
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8)	$d_{sky} = 10$ kNs/m	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,74 m/s ²	12,4
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8) 2V	$d_{sky} = 10$ kNs/m	Wie oben, 2 Verstellventile	0,67 m/s ²	10,9

Anregung jeweils Fahrgeschwindigkeit $v = 30$ m/s bei Fahrbahnklasse D ($A/U = 16$), $w = 2,0$

¹⁷⁹ Für niedrige Dämpfergeschwindigkeiten erfordert der Verstellbereich des Dämpfers bereits für geringe Sollkräfte eine harte Dämpferkennung.

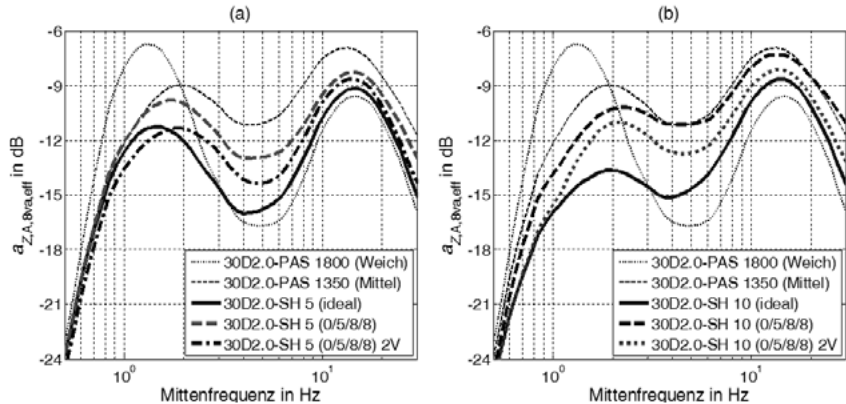


Abbildung 5-26: Einfluss von Verzugszeiten bei Skyhook-Regelung mit getrennter Einstellung von Zug- und Druckstufe (2V: Dämpfer mit 2 Verstellventilen)

Der Anstieg der K -Werte nach Hennecke kann für beide untersuchten Skyhook-Konstanten um 46 % reduziert werden. Gleichzeitig wird eine bessere Aufbauberuhigung¹⁸⁰ erreicht, die Oktaveffektivwerte im Bereich der Aufbaueigenfrequenz werden ebenso verringert wie für höhere Frequenzen.

Hintergrund dieser Komfortverbesserung ist eine Reduktion der Kraftfehler. Bei Verwendung von zwei Verstellventilen entfällt die Problematik, dass bei Richtungswechseln der Dämpferbewegung durch die Annahme des falschen Quadranten große Kraftfehler bereits bei geringen Änderungen der Dämpfergeschwindigkeit auftreten. Abbildung 5-27 verdeutlicht diesen Zusammenhang anhand der Darstellung der in Abschnitt 5.3 eingeführten kumulierten Kraftabweichung.

Die Reduktion der Kraftfehler durch die Verwendung von zwei Ventilen betrifft dabei die Wirkpfade mit zu großer Dämpferkraft, während die kumulierte Summe der im Vergleich zur idealen Regelung zu geringen Kräfte auf dem Niveau des Systems mit einem Verstellventil liegt. Der Grund hierfür ist die Wirkweise der Verzugszeiten:

Zu geringe Dämpferkräfte ohne Wechsel der Bewegungsrichtung des Dämpfers treten dann auf, wenn die Dämpfergeschwindigkeit ohne Vorzeichenwechsel abnimmt und daher niedrigere Dämpferkräfte auftreten (Wirkpfad 2). Dieser Fall tritt nicht im Bereich des Wechsels zwischen Zug- und Druckstufe auf, in dem der Betrag der Dämpfergeschwindigkeit einen positiven Gradienten hat. Das bei einem Dämpfer mit zwei Ventilsystemen wirksame Ventil weist daher die gleichen Eigenschaften auf wie ein einzelnes Ventil. Die beiden Ausführungen zeigen ein vergleichbares Verhalten.

¹⁸⁰ Als Aufbauberuhigung wird die Absenkung der Effektivwerte im Bereich der Aufbaueigenfrequenz bezeichnet.

Dies gilt auch für zu geringe Dämpferkräfte im Fall eines Wechsels zwischen Zug- und Druckstufe (Wirkpfad 3, $\Delta v_{D,T,\text{sgn}} < 0$). In diesen Fällen befindet sich der Dämpfer mit einem Verstellventil in Weichkennung. Dies gilt auch für den Dämpfer mit zwei Verstellventilen, wenn für das inaktive Ventil stets die Weichkennung aktiviert wird.¹⁸¹

Die Verwendung eines Dämpfers mit zwei Verstellventilen führt dagegen zu einer Abnahme der zu großen Dämpferkräfte. Da beim Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe das zuvor inaktive Ventil zunächst geöffnet ist, der Dämpfer sich also in der Weichkennung befindet, treten insbesondere bei einer Änderung der Bewegungsrichtung innerhalb der betrachteten Verzugszeit (Wirkpfad 4) in Summe geringere Kraftabweichungen auf. Dies gilt in geringerem Ausmaß auch für die zu großen Kräfte, die bei Geschwindigkeitsänderungen ohne Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe auftreten (Wirkpfad1), da als Bezugsgröße für die ausgewertete Verzugszeit die Kraftanstiegszeit auf die Hälfte herangezogen wird, aufgrund des PT₁-Verhaltens des Dämpferstroms aber auch danach noch Kraftabweichungen auftreten.

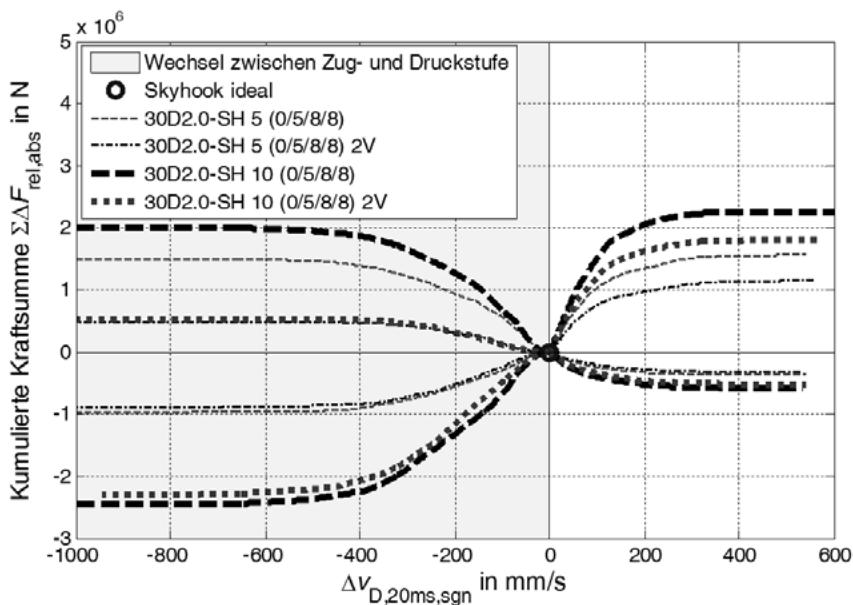


Abbildung 5-27: Kumulierter Kraftfehler bei Verwendung von Dämpfern mit 2 Verstellventilen

Einen vergleichbaren Effekt erzielt der Einsatz eines Dämpfers mit getrennten Zug- und Druckstufenventilen für die beschleunigungsgeführten Regelungsstrategien (Huang und ADD). Tabelle 5-7 und Abbildung 5-28 zeigen die Auswertungen für die Simulation mit dem

¹⁸¹ Durch die Anpassung des Parameters $v_{D,\text{inaktiv}}$ kann die Summe der zu geringen Kräfte reduziert werden. Dies führt jedoch gleichzeitig dazu, dass vermehrt zu große Kräfte auftreten. Siehe A.2.

Viertelfahrzeugmodell.¹⁸² Da der ADD hier beim Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe zunächst in der Weichkennung verbleibt, erreicht die Variante mit 2 Ventilen bessere Komfortwerte als die sofortige Kraftstellung des idealen Reglers.

Tabelle 5-7: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	Einstellung	$T_{n,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,tot} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,eff}$	$K_{Z,grv}$
30D2.0- HU (ideal)	Huang	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,61	8,3
30D2.0- HU (5/5/8/8)	Huang	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,68	9,9
30D2.0- HU (5/5/8/8) 2V	Huang	Wie oben, 2 Verstellventile	0,63	9,0
30D2.0- ADD (ideal)	ADD	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,81	9,9
30D2.0- ADD (5/5/8/8)	ADD	5 ms / -- / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,77	11,8
30D2.0- ADD (5/5/8/8) 2V	ADD	Wie oben, 2 Verstellventile	0,65	9,4

Anregung jeweils Fahrgeschwindigkeit $v = 30$ m/s bei Fahrbahnklasse D ($A/U_N = 16$), $w = 2,0$

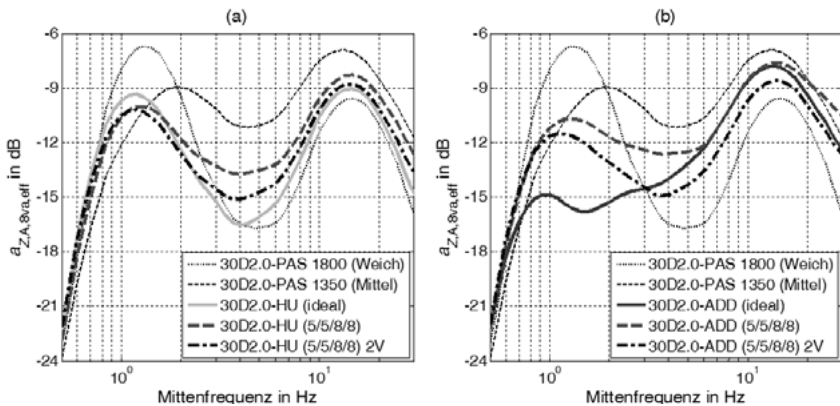


Abbildung 5-28: Einfluss von Verzugszeiten bei Regelung nach Huang/ADD mit getrennter Einstellung von Zug- und Druckstufe (2V: Dämpfer mit 2 Verstellventilen)

Die Simulationen zeigen, dass Verstelldämpfer mit zwei Ventilen die durch Verzugszeiten entstehenden Komfortnachteile reduzieren. Gleichzeitig bedingt der Einsatz eines zweiten Ventils sowie einer dafür notwendigen zweiten Endstufe die Nachteile eines größeren Bau-raumbedarfs sowie höherer Kosten.

In der weiteren Arbeit wird auf die Betrachtung von Dämpfern mit getrennt einstellbarer Zug- und Druckstufe verzichtet, da die Dämpfer des Forschungsfahrzeugs jeweils mit einem einzelnen in den Kolben integrierten Verstellventil ausgestattet sind. Gleichzeitig zeigen Verstell-dämpfer mit einem Ventil aufgrund des stärkeren Einflusses von Verzugszeiten ein größeres Verbesserungspotenzial.

¹⁸² Beim ADD führt die Auswahl der weichsten Kennung für das nicht aktive Ventil zu den hier abgebildeten besten Komfortwerten. Die Auswahl härterer Kennlinien bedingt eine Absenkung der Effektivwerte im unteren Frequenzbereich bei einem Anstieg der Werte für höhere Frequenzen.

5.5 Nachweis im Fahrversuch

Die Auswertungen der Simulationen im Viertelfahrzeug zeigen, wie Verzugszeiten das Komfortpotenzial der semiaktiven Fahrwerkregelung beeinflussen. Dabei wurden in der Wirkkette zwei Aspekte identifiziert, die maßgeblich zu den im Vergleich zum idealen Regelkreis reduzierten Komfortkennwerten führen. Der erste Aspekt ist die Änderung der Dämpfergeschwindigkeit, die durch das Maß $\Delta v_{D,T,sgn}$ beschrieben wird. Infolge dessen sowie aufgrund der während des Zeitverzugs geänderten Sollkraft kommt es zum zweiten in der Wirkkette identifizierten Effekt: Die im Regler berechnete Sollkraft weicht von der Kraft ab, die sich tatsächlich am Dämpfer einstellt. Es kommt zu Sollkraftabweichungen $\Delta F_{D,rel}$.

Zur Beurteilung, inwiefern die in der Simulation identifizierte Wirkkette auf das Schwingungsverhalten eines realen Fahrzeugs übertragbar ist, wird die Existenz der beiden Effekte durch die Auswertung von Versuchsfahrten mit dem Forschungsfahrzeug überprüft.

5.5.1 Änderung der Dämpfergeschwindigkeit

In der Simulation wurde gezeigt, dass die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit in Verbindung mit den im Regelkreis auftretenden Verzugszeiten zu Dämpfereinstellungen führen, die nicht der vom Regelgesetz berechneten Sollkraft entsprechen. Zur Beurteilung, inwiefern die Größenordnung der für verschiedene Fahrbahnanregungen bestimmten Dämpfergeschwindigkeitsabweichung $\Delta v_{D,T,sgn}$ real zu erwartenden Messwerten entspricht, wurden Fahrversuche auf der in Abschnitt 3.5 beschriebenen Landebahn des Versuchsgeländes in Griesheim durchgeführt.

Abbildung 5-29 zeigt über die Auswertung von $\Delta v_{D,T,sgn}$ den Vergleich der Viertelfahrzeugsimulationen für Straßenanregungen mit $AUN=4$ und $AUN=8$ mit der im Fahrversuch über differenzierte Federwegsignale ausgewerteten Dämpfergeschwindigkeit des rechten Vorderads für ein Zeitfenster von 20,5 Sekunden. Die Dämpfereinstellungen des Forschungsfahrzeugs wurden dabei mit einem modalen Skyhook-Regler berechnet.

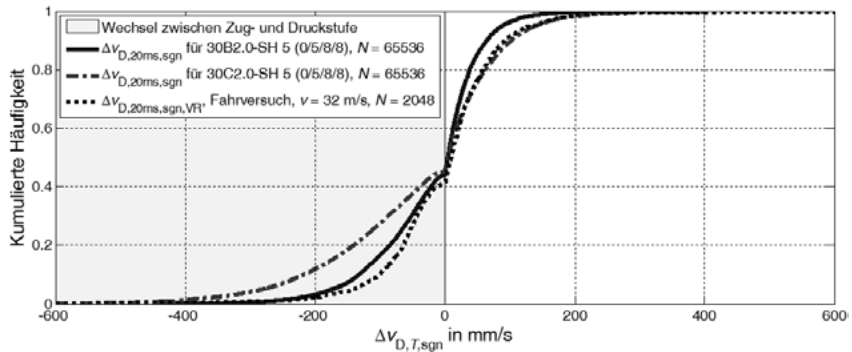


Abbildung 5-29: Vergleich von $\Delta v_{D,T,sgn}$ in Fahrversuch und Simulation¹⁸³

Die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit im Fahrversuch erreicht eine vergleichbare Größenordnung wie die in der Simulation mit mittleren Unebenheiten ermittelten Werte. Im Auswertebereich ändert sich in etwa 40 % der Fälle während der angenommenen Verzugszeit von 20 ms das Vorzeichen der Dämpfergeschwindigkeit. Es kommt also zu einem Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe. Dabei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund der wechselnden Unebenheiten auf der Versuchsstrecke lokal auch häufiger Vorzeichenwechsel auftreten können.

5.5.2 Abweichungen von der Sollkraft

In der Analyse der Wirkweise von Verzugszeiten wurden vier Fälle hergeleitet, wie die Änderung der Dämpfergeschwindigkeit zu Abweichungen zwischen der vom Regler innerhalb des Verstellbereichs vorgegebenen Sollkraft und der tatsächlich eingestellten Istkraft führt.

Der Nachweis dieser Wirkpfade erfolgt im Fahrversuch über die in Abschnitt 3.3.4 beschriebene Dämpferkraftmessung mit Dehnungsmessstreifen an der Kolbenstange des linken hinteren Dämpfers des Forschungsfahrzeugs. Abbildung 5-30 zeigt den Ausschnitt einer Messfahrt, bei der die Dämpfereinstellungen über einen konventionellen modalen Skyhook-Regler geregelt wurden. Neben der mit den Dehnungsmessstreifen gemessenen Kolbenstangenkraft sind jeweils die vom Steuergerät vorgegebene Sollkraft sowie grau hinterlegt der Verstellbereich dargestellt. Dieser wird anhand der Dämpfergeschwindigkeit unter Berücksichtigung des am Dämpferprüfstand gemessenen Kennfelds modellbasiert abgeschätzt.

¹⁸³ Für die Auswertung wurde eine Messfahrt auf der Landebahn des Flughafens Griesheim ausgewertet, bei der die Dämpfereinstellungen des Forschungsfahrzeug über einen modalen Skyhook-Regler mit reiner Nickdämpfung von $d_{\text{Sky,Nick}} = 20 \text{ kN/s/m}$ geregelt wurden.

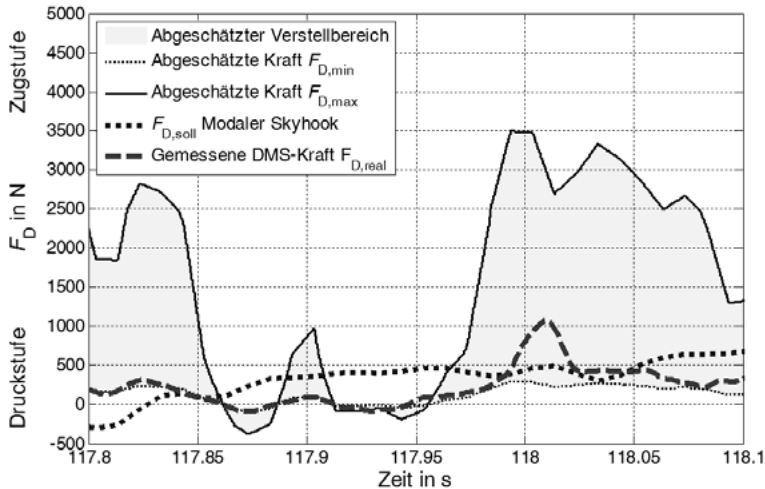


Abbildung 5-30: Vergleich von Sollkraft und wirkamer Dämpferkraft im Fahrversuch, der abgeschätzte Verstellbereich der Dämpferkraft wurde aus aktueller Dämpfergeschwindigkeit und Kraft-Dämpfergeschwindigkeits-Kennfeld berechnet

Im Zeitfenster von $t = 117,8$ s bis $117,88$ s liegt die Sollkraft jeweils nicht im wirksamen Quadranten des Dämpfers. Der Regler stellt die weiche Kennlinie ein. Bei $t = 117,9$ s reicht die Zeit in der Zugstufe nicht aus, mit einer härteren Dämpfereinstellung die Sollkraft einzustellen. Dieses Verhalten entspricht dem zuvor hergeleiteten Wirkpfad 3 für Dämpfergeschwindigkeitsänderungen: Die Dämpfergeschwindigkeit wechselt während der wirksamen Verzugszeit das Vorzeichen. Aufgrund der Schaltverzögerung ist der Betrag der eingestellten Kraft jedoch geringer als die Sollkraft. Dieser Wirkpfad 3 gilt zunächst auch für den Wechsel in die Zugstufe bei $t = 117,95$ s. Die gemessene Dämpferkraft liegt unterhalb der Sollkraft, obwohl der Einstellbereich die Stellung der Sollkraft zulässt. Der Kraftanstieg erfolgt mit einer Verzögerung von etwa 30 ms.

Für $t = 118,0$ s wird hingegen Wirkpfad 1 deutlich. Der aus der Zunahme der Maximalkraft ersichtliche Anstieg der Dämpfergeschwindigkeit führt bei gleichbleibender Bewegungsrichtung dazu, dass die tatsächlich wirkende Dämpferkraft über der Sollkraft liegt. Die korrekte Einstellung folgt mit etwa 20 ms Verzögerung. Ab $t = 118,05$ s ist der Betrag der gemessenen Dämpferkraft wiederum geringer als die Sollkraft, da die Dämpfergeschwindigkeit abnimmt. Dieses Verhalten entspricht dem Wirkpfad 2.

Der vierte Wirkpfad der Dämpfergeschwindigkeitsänderung, eine zu große Dämpferkraft aufgrund des Wechsels zwischen Druck- und Zugstufe wird in dem in Abbildung 5-31 dargestellten Ausschnitt der Messung nachgewiesen. Bei $t = 103,0$ s tritt eine um etwa 800 N zu große Zugstufenkraft auf, da zuvor in der Druckstufe zur Einstellung der Sollkraft die harte Kennlinie ausgewählt wurde. Im weiteren Verlauf zeigt sich wiederum, dass die zur Einstellung der Sollkraft erforderliche harte Kennlinie verzögert aktiviert wird. Die gemessene

Dämpferkraft erreicht erst für $t = 103,07$ s die maximale Kraft der harten Kennlinie. Zu diesem Zeitpunkt ist die Sollkraft jedoch bereits wieder abgefallen.

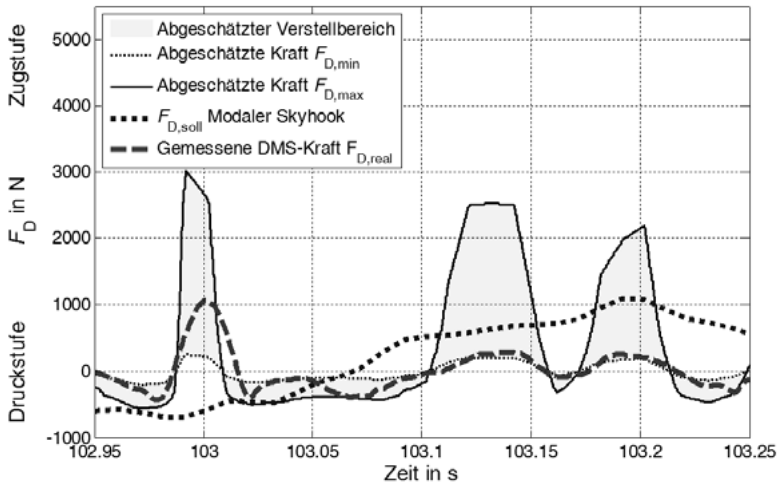


Abbildung 5-31: Zu große Dämpferkraft bei Wechsel zwischen Zug- und Druckstufe

Der in Abbildung 5-32 abgebildete Zeitverlauf der Messfahrt ist ein weiteres Beispiel für Abweichungen zwischen Ist- und Sollkraft aufgrund der Sollkraftänderung $\Delta F_{D,soll,7}$. Nach der verzögerten Kraftanpassung beim Wechsel in die Zugstufe bei $t = 115,95$ s fällt die Sollkraft ab. Bei gleichbleibender Dämpfergeschwindigkeit (der Verstellbereich bleibt nahezu konstant), fällt die gemessene Dämpferkraft um etwa 30 ms zeitversetzt zur Sollkraft ab.

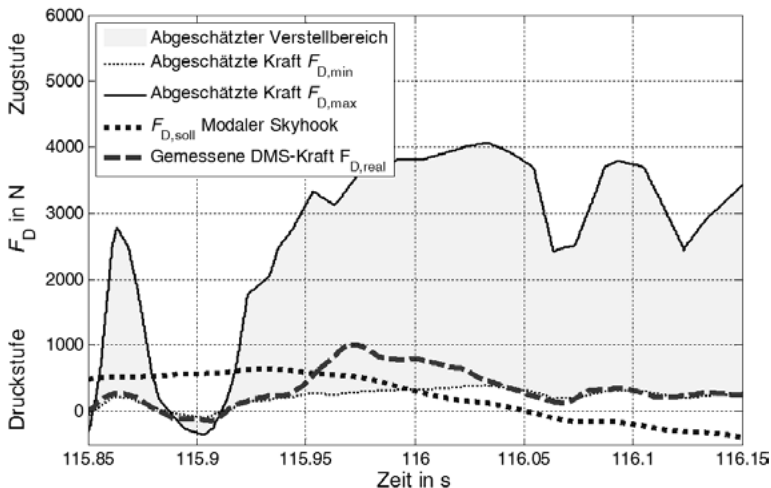


Abbildung 5-32: Kraftabweichungen durch Änderung der Sollkraft im Fahrversuch

5.6 Zwischenfazit

In der Analyse des Regelkreises wurde aufgezeigt, dass die in der semiaktiven Fahrwerkregelung verwendeten Verstelldämpfer beim Schaltvorgang eine Totzeit sowie eine Kraftanstiegszeit in der Größenordnung von jeweils mindestens fünf bis zehn Millisekunden aufweisen. Zudem führt die Gruppenlaufzeit der Tiefpassfilterung und je nach Sensorkonfiguration eine Differenzierung bei der Berechnung des Dämpfergeschwindigkeitssignals zu einer Totzeit bei der Erfassung der Dämpfergeschwindigkeit, die ebenfalls in der Größenordnung von etwa fünf Millisekunden liegt.

Diese Verzugszeiten führen zu Abweichungen von der Sollkraft, die ein verzugsfreies System sofort stellen würde. In der Simulation der betrachteten Regelstrategien (Skyhook, Huang, ADD) mit einem Viertelfahrzeugmodell führen die Verzugszeiten zu schlechteren Komfortkennwerten. Der Komfortnachteil steigt dabei mit einer größeren Reglerverstärkung sowie für größere Anregungen, die durch die Unebenheit der Straße oder eine höhere Fahrgeschwindigkeit hervorgerufen werden.

Die Sollkraftabweichung ist dabei auf zwei Effekte zurückzuführen: Zum einen verändert sich während der Schaltverzögerung die aus dem Schwingungszustand berechnete Sollkraft. Zum anderen führt die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit dazu, dass die im inversen Kennfeld ausgewählte Dämpfereinstellung bei der nach der Verzögerung wirksamen Dämpfergeschwindigkeit zu einer Dämpferkraft führt, die vom bei der Auswahl herangezogenen Sollwert abweicht.

Für den in der weiteren Arbeit betrachteten Skyhook-Regler dominiert bei moderater Reglerverstärkung der zweite Effekt der Dämpfergeschwindigkeitsänderung. Grund hierfür ist die unterschiedliche Lage der Eigenfrequenzen von Aufbau und Rad. Die Aufbaueigenfrequenz liegt bei typischen Pkw im Bereich von 1 bis 2 Hz.¹⁸⁴ Bei einer wirksamen Verzugszeit von näherungsweise 20 ms liegt also ein Phasenfehler von 7,2 bis 14,4° vor. Der resultierende Phasenfehler von 90 bis 108° bei einer Radeigenfrequenz im Bereich von 12,5 bis 15 Hz¹⁸⁵ hat dagegen einen größeren Einfluss.

Zur Beschreibung dieses Effekts der innerhalb des Zeitverzugs veränderten Dämpfergeschwindigkeit wurden vier Wirkpfade identifiziert, die zu Abweichungen von der Sollkraft führen: Es kommt zu betragsmäßig zu großen oder zu kleinen Dämpferkräften, deren Auftreten vom Systemzustand abhängig ist. Dieser ist wiederum durch zwei Eigenschaften gekennzeichnet: Die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit sowie die Unterscheidung, ob innerhalb des Zeitverzugs die Dämpfergeschwindigkeit das Vorzeichen wechselt.

Zur Erklärung dieser zwei Aspekte in einem kombinierten Kennwert wurde die Größe $\Delta v_{D,T,sgn}$ eingeführt. Diese beschreibt den Zusammenhang zwischen Verzugszeit und Verände-

¹⁸⁴ Siehe Mitschke, M. und Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 2004, S. 335.

¹⁸⁵ Siehe Zeller, P.: Schwingungsphänomene im Kraftfahrzeug, 2015, S. 78.

runge der Dämpfergeschwindigkeit und ist ein Maß dafür, in welchem Umfang dadurch Abweichungen von der Sollkraft zu erwarten sind. Sowohl die in der Simulation ermittelte Größenordnung der Geschwindigkeitsänderung $\Delta v_{D,20ms,sgn}$ als auch das Auftreten der vier identifizierten Wirkpfade der Abweichung von der Sollkraft wurden im Fahrversuch mit dem Forschungsfahrzeug nachgewiesen. In der weiteren Betrachtung wird daher untersucht, inwiefern die durch diesen Kennwert charakterisierte Auswirkung von Verzugszeiten kompensiert werden kann und ob damit eine Komfortverbesserung beim verzugsbehafteten System erreicht wird.

6 Verzugszeitkompensation

Die Auswertung der Wirkweise von Verzugszeiten zeigt für die betrachteten Regelstrategien, dass die Verzögerungen zu einer im Vergleich zur idealen Regelung nur eingeschränkten Umsetzung des Regelungsansatzes führen. Es kommt zu Abweichungen zwischen der auf den Einstellbereich limitierten Sollkraft und der tatsächlich resultierenden Dämpferkraft. Daraus wird die Fragestellung abgeleitet, ob die in der Literatur beschriebene Kompensation von Verzugszeiten¹⁸⁶ im mit Zeitverzug behafteten Regelkreis diese Abweichungen reduzieren und damit den Schwingungskomfort verbessern kann.

Zur Kompensation der Verzugszeiten ist eine vorausschauende Kenntnis des Schwingungszustands erforderlich. Entsprechend der Betrachtung in Abschnitt 5.1 ist dabei zwischen den für die Sollkraftberechnung herangezogenen Größen (Aufbaugeschwindigkeit bzw. -beschleunigung) und der für die Bestimmung der Dämpfereinstellung benötigten Dämpfergeschwindigkeit zu unterscheiden. Zur Beurteilung, welchen Einfluss die einzelnen Größen haben, wird die Verzugszeitkompensation für die einzelnen Signale im Folgenden getrennt betrachtet.

Abbildung 6-1 zeigt schematisch den Signalfluss eines Skyhook-Reglers mit Verzugszeitkompensation. Anstelle des aktuellen Schwingungszustands werden Signale verwendet, die um die Kompensationszeit T_{VZK} vorseilen.

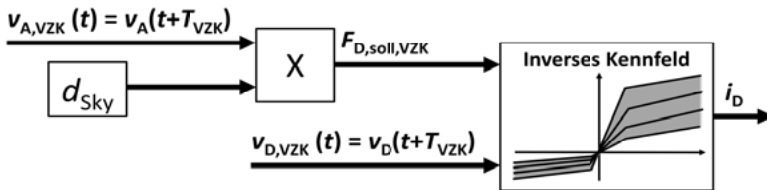


Abbildung 6-1: Struktur eines Skyhook-Reglers mit Verzugszeitkompensation

6.1 Bewertungsansatz für vorseilende Signale

In Anlehnung an die in Abschnitt 5.3 zur Beschreibung der Wirkkette eingeführte Dämpfergeschwindigkeitsabweichung $\Delta v_{D,T,sgn}$ werden die in der Regelung vorseilend verwendeten Signale dadurch bewertet, dass die Werte mit dem Zustand verglichen werden, der sich nach der Zeitspanne T_{VZK} zum Zeitpunkt $t + T_{VZK}$ tatsächlich einstellt. Damit gilt für die betrachteten Geschwindigkeiten von Rad, Dämpfer und Aufbau:

¹⁸⁶ Siehe hierzu Abschnitt 2.2.3

$$\Delta v_{R,VZK,T,sgn}(t) = |v_{R,VZK}(t) - v_R(t + T_{VZK})| \cdot \text{sgn}(v_{R,VZK}(t) \cdot v_R(t + T_{VZK})) \quad (6.1)$$

$$\Delta v_{D,VZK,T,sgn}(t) = |v_{D,VZK}(t) - v_D(t + T_{VZK})| \cdot \text{sgn}(v_{D,VZK}(t) \cdot v_D(t + T_{VZK})) \quad (6.2)$$

$$\Delta v_{A,VZK,T,sgn}(t) = |v_{A,VZK}(t) - v_A(t + T_{VZK})| \cdot \text{sgn}(v_{A,VZK}(t) \cdot v_A(t + T_{VZK})) \quad (6.3)$$

6.2 Simulationsmodell

Die vorausschauende Berechnung des zur Kompensation der Verzugszeit verwendeten Schwingungszustands erfolgt über eine parallel berechnete Simulation, bei der das zur Fußpunkterregung genutzte Signal der Straßenhöhe im Vergleich zum Hauptsystem um T_{VZK} vorausleitend bereitgestellt wird.¹⁸⁷ Abbildung 6-2 zeigt den Aufbau des Simulationsmodells sowie die dem Regler zur Verfügung stehenden Signale.

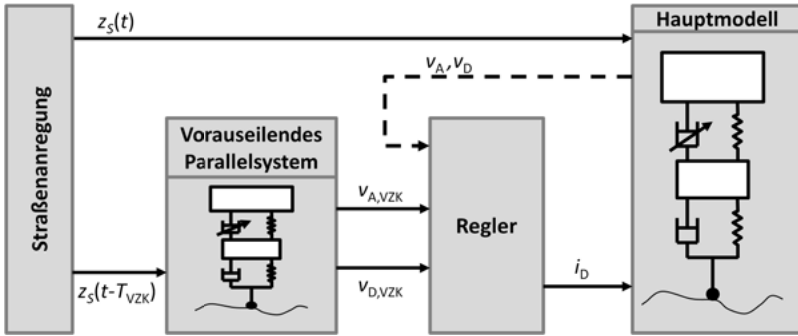


Abbildung 6-2: Vorausschauende Berechnung des Schwingungszustands über Parallelsystem

Bei diesem vereinfachten Ansatz zur Vorausberechnung des Schwingungszustands wird die Rückwirkung der durch die Dämpfereinstellung geänderten Systemdynamik nicht berücksichtigt, da sich das Verhalten bei Verwendung vorausleitender Eingangsgrößen dem Parallelsystem mit idealer Regelung angleicht. Dies zeigt die in den folgenden Abschnitten aufgeführten Auswertungen zur erreichten Qualität der im Parallelsystem vorausschauend berechneten Signale. Der verbleibende Fehler ist klein im Vergleich zu den Abweichungen, die durch Verzugszeiten entstehen.

Gleichzeitig erlaubt eine Anpassung von Parametern des Parallelsystems eine Verwendung von Signalen, die aufgrund der abweichenden Systemdynamik Fehler aufweisen. Zur Beurteilung des Einflusses fehlerbehafteter Prädiktionsgrößen werden folgende drei Einstellungen verwendet:

¹⁸⁷ Siehe auch Claus, S. et al.: Analyse der Regelstrecke semiaktiver Fahrwerkregelungen, 2015.

VZK_{ID}: Das Parallelsystem zur Verzugszeitkompensation ist ein Zweimassenschwinger mit der gleichen Parametrierung wie das Hauptmodell und wird unter Annahme eines idealen Reglers mit den gleichen Reglereinstellungen simuliert.

VZK_{PAS}: Das Parallelsystem zur Verzugszeitkompensation ist ein Zweimassenschwinger mit der gleichen Parametrierung wie das Hauptmodell. Abweichend vom Hauptmodell wird für das Parallelsystem in Anlehnung an die in Abschnitt 5.4.1 ermittelten Effektivwerte ein konstanter Dämpferstrom von 1600 mA angenommen.

VZK_{EMS}: Die Raddynamik wird im Parallelsystem durch einen Einmassenschwinger mit linearen Feder- und Dämpferelementen simuliert. Die Federsteifigkeit von $c_{EMS} = 385 \text{ kN/m}$ entspricht dabei der kombinierten, in Reihe wirkenden Steifigkeit von Aufbau- und Reifenfeder im Hauptmodell. Für die Dämpfung wird eine Dämpfungskonstante von $d_{EMS} = 2.500 \text{ Ns/m}$ angenommen.

6.2.1 Prädiktionsqualität Dämpfergeschwindigkeitssignal

Abbildung 6-3 zeigt die Auswertungen der mit den Parallelsystemen berechneten Dämpfergeschwindigkeiten für eine angenommene Kompensationszeit von $T_{VZK} = 20 \text{ ms}$. Das Signalverhalten einer konventionellen Regelung ohne Verzugszeitkompensation entspricht der Rechenvorschrift von $\Delta v_{D,20\text{ms,sgn}}$. Während bei den Zweimassenschwingern VZK_{ID} und VZK_{PAS} Rad- und Aufbaudynamik direkt im Parallelsystem berechnet werden, wird für die vorausseilende Dämpfergeschwindigkeit des Einmassenschwingers VZK_{EMS} die aktuelle Aufbaugeschwindigkeit des Hauptsystems verwendet, es gilt:

$$v_{D,VZK-EMS}(t) = v_{R,VZK-EMS}(t) - v_A(t) \quad (6.4)$$

Dabei ist $v_{R,VZK-EMS}$ die im Parallelsystem vorausseilend berechnete Radgeschwindigkeit. Die Veränderung der Aufbaugeschwindigkeit wird bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt.

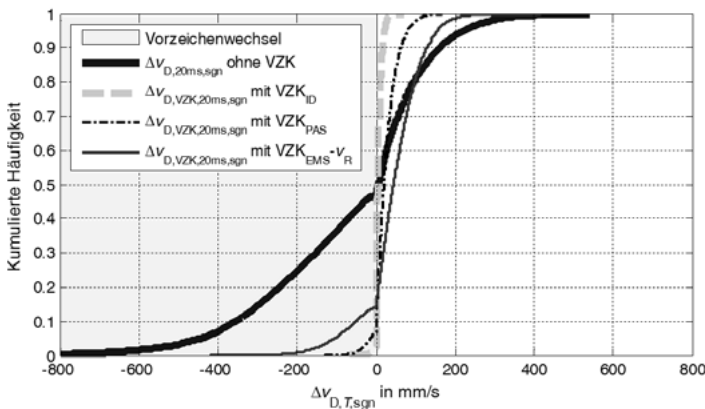


Abbildung 6-3: Qualität der mit dem Parallelsystem prädizierten Dämpfergeschwindigkeit für Simulation 30D2.0 - SH 5 (0/5/8/8)

Alle Prädiktionsmethoden zeigen für die Dämpfergeschwindigkeit geringere Abweichungen vom Referenzsignal der nach $T_{VZK} = 20$ ms tatsächlich im Hauptsystem vorliegenden Dämpfergeschwindigkeit als das Signal einer konventionellen Regelung ohne Kompensation. Im Vergleich des Anteils der Dämpfergeschwindigkeitswerte mit falschem Vorzeichen erreicht die Berechnungsmethode VZK_{ID} einen Wert von 2,4 %, die Methode VZK_{PAS} 6,5 % und der Einmassenschwinger VZK_{EMS} ohne Korrektur der Aufbaugeschwindigkeit 14,0 %. Damit ist das Verfahren der Parallelsimulation geeignet, das Systemverhalten mit Verzugszeitkompensation zu untersuchen und die Prädiktionsqualität zu variieren.

Die bei einer Kompensationszeit von $T_{VZK} = 20$ ms im Vergleich zur Veränderung der Radgeschwindigkeit geringere Bedeutung der Aufbaugeschwindigkeit verdeutlicht Abbildung 6-4. Wird bei den beiden Prädiktionsmethoden VZK_{ID} und VZK_{PAS} entsprechend Formel (6.4) lediglich die Änderung der Radgeschwindigkeit berücksichtigt, verschlechtert sich der Anteil der Dämpfergeschwindigkeiten mit falschem Vorzeichen von 2,4 % auf 4,2 % für VZK_{ID} und von 6,5 % auf 8,5 % für VZK_{PAS} . Die Änderung ist klein im Vergleich zur Signalqualität der Dämpfergeschwindigkeit ohne Kompensation des Zeitverzugs, bei der für die hier untersuchte Anregung 46,8 % der Werte ein abweichendes Vorzeichen aufweisen.

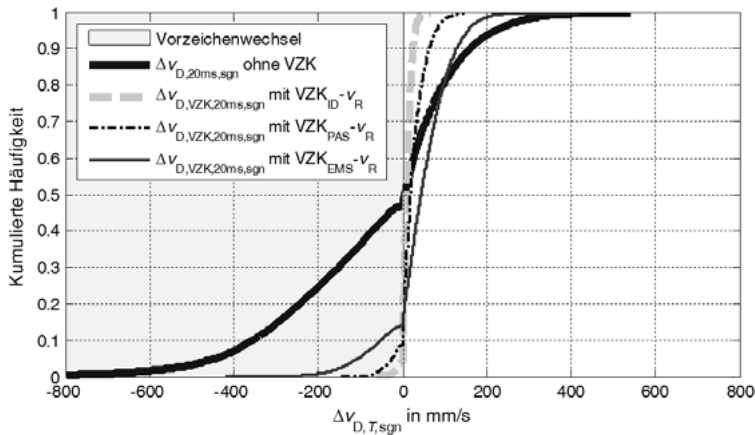


Abbildung 6-4: Qualität der mit dem Parallelsystem prädierten Dämpfergeschwindigkeit ohne Berücksichtigung der Aufbaugeschwindigkeitsänderung für Simulation 30D2.0 - SH 5 (0/5/8/8)

6.2.2 Prädiktionsqualität Aufbaugeschwindigkeitssignal

Aufgrund der im Vergleich zum Rad niedrigeren Eigenfrequenz des Aufbaus zeigt das Signal der Aufbaugeschwindigkeit auf eine Verzugszeit von 20 ms deutlich geringere Abweichungen. Selbst bei der Simulation der Anregung mit der Straßenklasse D ($AUN = 16$) kommt es für das mit einem Skyhook mit $d_{sky} = 5$ kN/m geregelte System nur in 8,3 % der Fälle dazu, dass das Vorzeichen während dieses Zeitfensters wechselt. Bereits eine Prädiktion auf Basis der aktuell wirkenden Beschleunigung reduziert die Abweichung $\Delta v_{D,VZK,20ms,sgn}$ und der Anteil der „fal-

schen“ Vorzeichen sinkt auf 5,6 %. Während das Parallelsystem mit idealer Regelung lediglich 1,8 % Vorzeichenfehler aufweist, führt die Parallelsimulation eines passiven Fahrwerks zu größeren Abweichungen, da hier die Skyhook-Regelung entfällt. Diese hat auf die Aufbaudynamik einen größeren Einfluss als auf die Radbewegung, die dem Höhenprofil der Fahrbahn folgt.

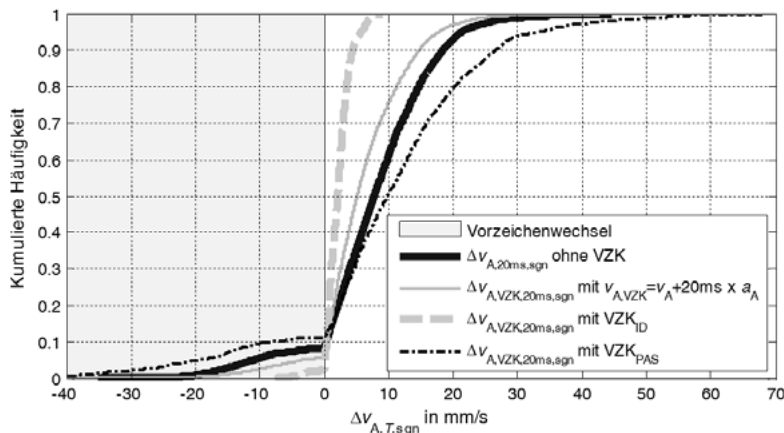


Abbildung 6-5: Qualität der mit dem Parallelsystem prädizierten Aufbaugeschwindigkeit für Simulation 30D2.0 - SH 5 (0/5/8/8)

6.3 Skyhook mit Verzugszeitkompensation

Die folgenden Auswertungen zeigen, welche Auswirkung die Verwendung der über das Parallelsystem bestimmten vorausseilenden Signale auf das Schwingungsverhalten im geschlossenen Regelkreis des mit Zeitverzug behafteten Viertelfahrzeugmodells hat. Als Vergleichswerte sind die in Abschnitt 5.2 vorgestellten Simulationsergebnisse der Regelung ohne Verzugszeitkompensation gegenübergestellt.

6.3.1 Kompensation des Verzugs der Dämpfergeschwindigkeit

Wird dem Skyhook-Regler die Dämpfergeschwindigkeit v_D vorausseilend zur Verfügung gestellt, wird der Komfortnachteil des mit Zeitverzügen behafteten Systems reduziert. Abbildung 6-6 zeigt in der Auswertung der Oktaveffektivwerte der Aufbaubeschleunigung, dass sich die Kurve bei Kompensation der Verzugszeit der Dämpfergeschwindigkeit sowohl für das System mit einem typischen Zeitverzug¹⁸⁸ (Abbildung 6-6a) als auch für das System mit doppeltem Verzug (Abbildung 6-6b) über den gesamten Frequenzbereich annähert. Die vo-

¹⁸⁸ Totzeit im Signal der Dämpfergeschwindigkeit 5 ms, Totzeit am Ventil 8 ms, Kraftanstiegszeit 8 ms

rauseilende Bereitstellung der Signale erfolgt über die ideal geregelte Parallelsimulation. Die Kompensationszeit T_{VZK} ergibt sich aus der Summe der Totzeiten, der halben Kraftanstiegszeit sowie der halben Zykluszeit und beträgt gerundet $T_{VZK} = 20$ ms bzw. $T_{VZK} = 37$ ms.

Der Nachteil nach dem in Tabelle 6-1 aufgeführten K -Wert nach Hennecke reduziert sich für einen Skyhook-Regler mit $d_{\text{sky}} = 5$ kNs/m in Relation zum idealen Regler von 24,2 % auf 3,0 % unter Annahme des geringeren Verzugs und von 39,4 % auf 7,6 % unter Annahme des doppelten Zeitverzugs.

Tabelle 6-1: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	d_{sky}	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,\text{tot}} / T_{D,90\%}$	$a_{Z,A,\text{eff}}$	$K_{Z,\text{erw}}$
30C2.0- SH 5 (ideal)	5 kNs/m	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,44 m/s ²	6,6
30C2.0- SH 5 (0/5/8/8)	5 kNs/m	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,52 m/s ²	8,2
30C2.0- SH 5 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _D	5 kNs/m	Wie oben, v _D aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,46 m/s ²	6,8
30C2.0- SH 5 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _R	5 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,45 m/s ²	6,8
30C2.0- SH 5 (0/5/8/8) VZK _{PAS} -v _R	5 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{PAS} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,47 m/s ²	6,9
30C2.0- SH 5 (0/5/8/8) VZK _{EMS} -v _R	5 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{EMS} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,47 m/s ²	7,2
30C2.0-SH 5 (0/10/16/16)	5 kNs/m	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	0,54 m/s ²	9,2
30C2.0-SH 5 (0/10/16/16) VZK _{ID} -v _D	5 kNs/m	Wie oben, v _D aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 37$ ms	0,47 m/s ²	7,1
30C2.0-SH 5 (0/10/16/16) VZK _{ID} -v _R	5 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 37$ ms	0,47 m/s ²	7,0
30C2.0- SH 10 (ideal)	10 kNs/m	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,45 m/s ²	7,1
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8)	10 kNs/m	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,55 m/s ²	9,4
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _D	10 kNs/m	Wie oben, v _D aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,50 m/s ²	7,9
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _R	10 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{ID} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,47 m/s ²	7,7
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8) VZK _{PAS} -v _R	10 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{PAS} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,49 m/s ²	7,8
30C2.0- SH 10 (0/5/8/8) VZK _{EMS} -v _R	10 kNs/m	Wie oben, v _R aus VZK _{EMS} , $T_{VZK} = 20$ ms	0,49 m/s ²	8,3

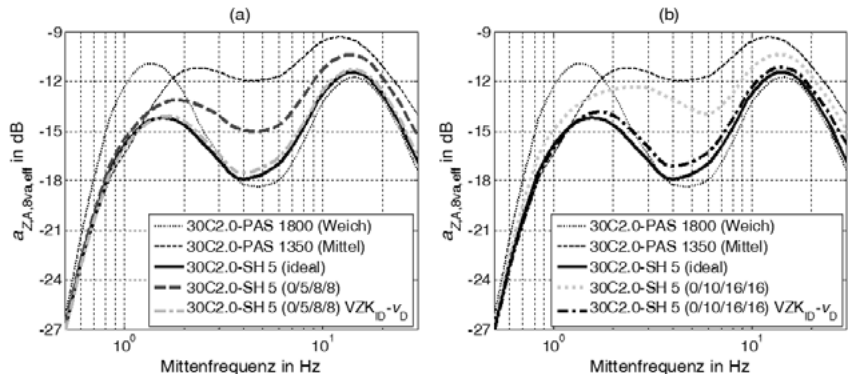


Abbildung 6-6: Skyhook mit Verzugszeitkompensation im Signal der Dämpfergeschwindigkeit

Die Auswertung durch die Gegenüberstellung der Signalbeurteilung $\Delta v_{D,VZK,T,\text{sgn}}$ in Abbildung 6-7 zeigt, dass durch die Verwendung der im Parallelsystem vorausseilend berechneten Dämpfergeschwindigkeit die verwendeten Werte nahezu jenen entsprechen, die sich später tatsächlich einstellen.

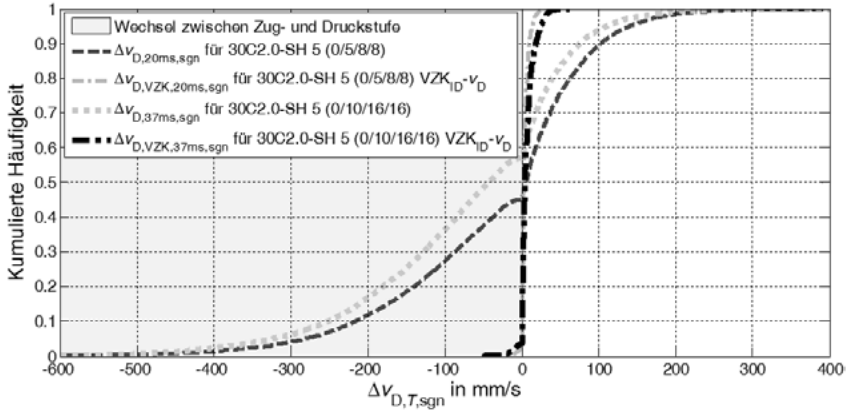


Abbildung 6-7: Signalbewertung der Dämpfergeschwindigkeit $\Delta v_{D,VZK,T,sgn}$

Aufgrund der Verzugszeitkompensation reduziert sich der Kraftfehler auch im verzugsbehafteten System. Die Auswertung der in Abschnitt 5.3 vorgestellten kumulierten Sollkraftabweichung $\Sigma \Delta F_{rel,abs}$ in Abbildung 6-8 zeigt, dass durch die Verzugszeitkompensation die Kraftabweichung verringert wird und die Regelung damit besser den idealen Regelkreis umsetzt, der einer Kraftabweichung $\Sigma \Delta F_{rel,abs} = 0$ entspricht. Durch die voreilende Dämpfergeschwindigkeit werden Kräfte eingestellt, die eine geringere Abweichung von der durch das ideale verzugsfreie System vorgegebenen Sollkraft haben.

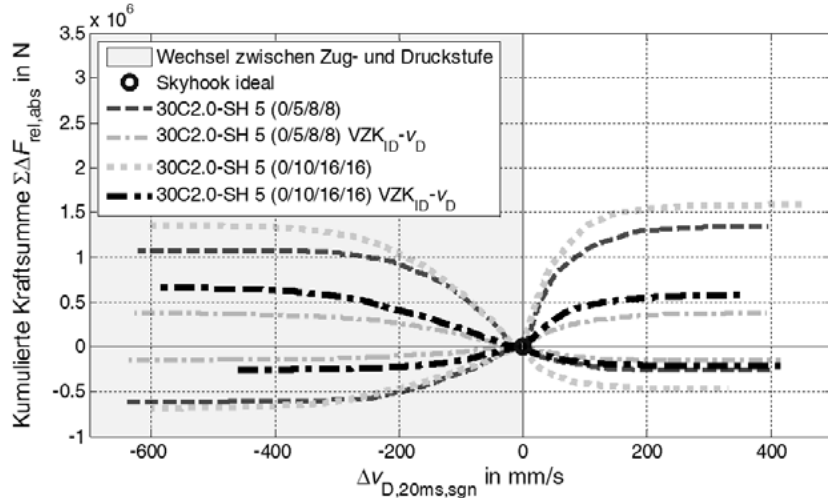


Abbildung 6-8: Kumulierte Sollkraftabweichung bei Verzugszeitkompensation für v_D

6.3.2 Kompensation des Verzugs der Radgeschwindigkeit

Aufgrund der unterschiedlichen Eigenfrequenzen von Rad und Aufbau sind die kurzfristigen Änderungen der Dämpfergeschwindigkeit vor allem auf die Radbewegung zurückzuführen. Für die Umsetzung einer Verzugszeitkompensation im realen Fahrzeug stellt sich daher die Frage, inwiefern die Prädiktion der Radgeschwindigkeit bereits ausreicht, um eine Komfortverbesserung im verzugsbehafteten System zu erreichen.

Die in Abbildung 6-9 dargestellten Auswertungen zeigen die Oktaveffektivwerte der Aufbaubeschleunigung für Simulationen, bei denen lediglich die Veränderung der Radgeschwindigkeit berücksichtigt wurde. Für die Berechnung des Signals der vorausseilenden Dämpfergeschwindigkeit gilt unter Verwendung der Aufbaugeschwindigkeit ohne Verzugszeitkompensation:

$$v_{D,VZK}(t) = v_{R,VZK}(t) - v_A(t) \quad (6.5)$$

Die Oktaveffektivwerte der Aufbaubeschleunigung und die ebenfalls in Tabelle 6-1 aufgeführten Komfortkennwerte zeigen nur geringfügige Änderungen im Vergleich zur Kompensation unter Berücksichtigung des Änderungsanteils der Aufbaugeschwindigkeit und erreichen ebenfalls nahezu das Niveau des idealen Reglers.

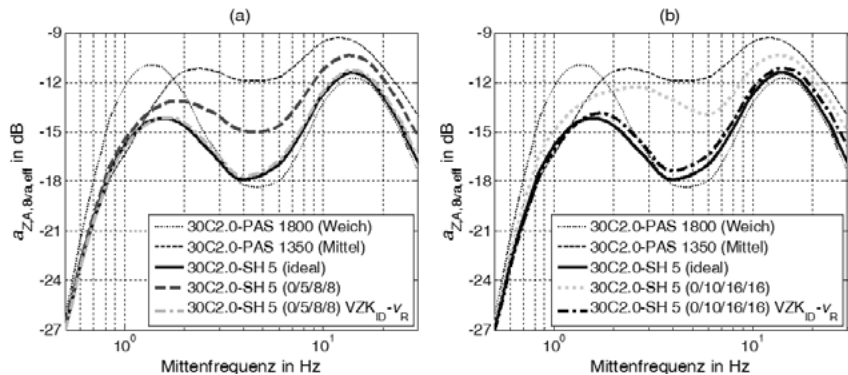


Abbildung 6-9: Skyhook mit Verzugszeitkompensation im Signal der Radgeschwindigkeit

Werden anstelle der vorausseilenden Signale des ideal geregelten Parallelsystems die Radgeschwindigkeiten der vereinfachten Parallelsysteme zur Verzugszeitkompensation verwendet, ergibt sich das in Abbildung 6-10 dargestellte Verhalten mit den ebenfalls in Tabelle 6-1 aufgeführten Komfortwerten. Die Veränderung der Oktaveffektivwerte ist klein gegenüber dem Komfortgewinn durch die Verzugszeitkompensation. Lediglich die Bestimmung der Radgeschwindigkeit über die Abtastung der Straße mit einem linearen Einmassenschwinger (PT₂-Übertragungsglied) zeigt gegenüber den anderen Methoden leicht verringerte Komfortwerte, die jedoch noch unter jenen des verzugsbehafteten Systems liegen. Dieser Effekt steigt für den in Abbildung 6-10 (b) ausgewählten härteren Skyhook an, da die größeren Sollkräfte für das im Vergleich zu den anderen Methoden mit geringerer Qualität prädizierte Dämpferge-

schwindigkeitssignal auch häufiger zu harten Dämpfereinstellungen und damit zu größeren Abweichungen führen. Dennoch ist die vereinfachte vorausselende Berechnung der Radgeschwindigkeit über einen linearen Einmassenschwinger bereits geeignet, die Komfortwerte im Vergleich zum verzugsbehafteten System ohne Verzugszeitkompensation zu verbessern.

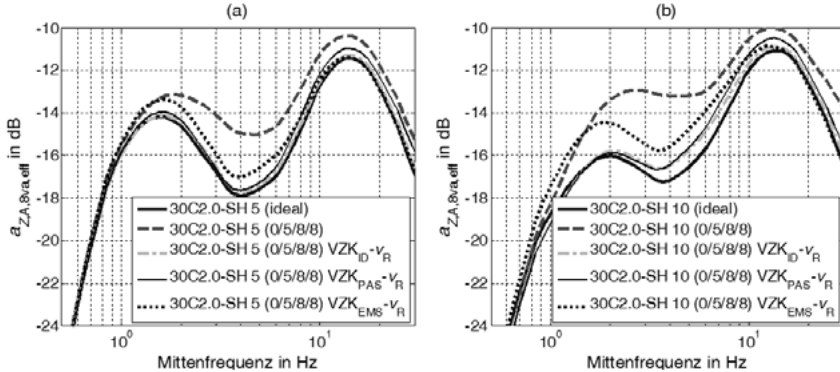


Abbildung 6-10: Skyhook mit Verzugszeitkompensation im Signal der Radgeschwindigkeit für verschiedene Prädiktionsmethoden (vereinfachte Parallelsimulation)

Die Untersuchungen zeigen in der Simulation, dass die Verzugszeitkompensation durch ein voreilendes Signal der Dämpfergeschwindigkeit geeignet ist, den durch Zeitverzug verursachten Komfortnachteil weitgehend auszugleichen. Für eine Verbesserung reicht dabei bereits die Berücksichtigung der veränderten Radgeschwindigkeit aus. Zudem fällt der zusätzliche Komfortnachteil bei nochmals erhöhten Verzugszeiten absolut betrachtet geringer aus. Bei $d_{sky} = 5 \text{ kN/m}$ liegt das System mit doppeltem Zeitverzug für die Verzugszeitkompensation im K-Wert nach Hennecke 0,2 bis 0,3 Punkte über dem System mit geringerer Verzögerung. Ohne Verzugszeitkompensation liegt dieser zusätzliche Nachteil bei 1,1 Komfortpunkten. Damit eröffnet sich die Möglichkeit, Filter mit größerer Gruppenlaufzeit oder zur Vermeidung von Schaltgeräuschen¹⁸⁹ bewusst langsamere Schaltvorgänge zuzulassen, wenn diese durch einen Kompensationsansatz ausgeglichen werden.

6.3.3 Einfluss der Reglerverstärkung

In Abschnitt 5.4.1 wurde gezeigt, dass der Komfortnachteil im Vergleich zum idealen System ohne Verzugszeiten mit steigender Skyhook-Konstante d_{sky} aufgrund des steigenden Sollkraftniveaus zunimmt. Abbildung 6-11 und Abbildung 6-12 zeigen für Simulationen mit und ohne voreilendem Signal der Dämpfergeschwindigkeit das Komfortpotenzial der Verzugszeitkompensation auf Fahrbahnen mit einem Unebenheitsmaß von 16 (Klasse D2.0) bzw. 4 (Klasse B2.0) bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30 m/s. Die Berechnung der vorausselenden

¹⁸⁹ Vgl. Hölcher R. und Huang, Z.: Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem, 1991, S. 24.

Dämpfergeschwindigkeit erfolgte dabei jeweils über das ohne Zeitverzug geregelte Parallelsystem (VZK_{ID}).

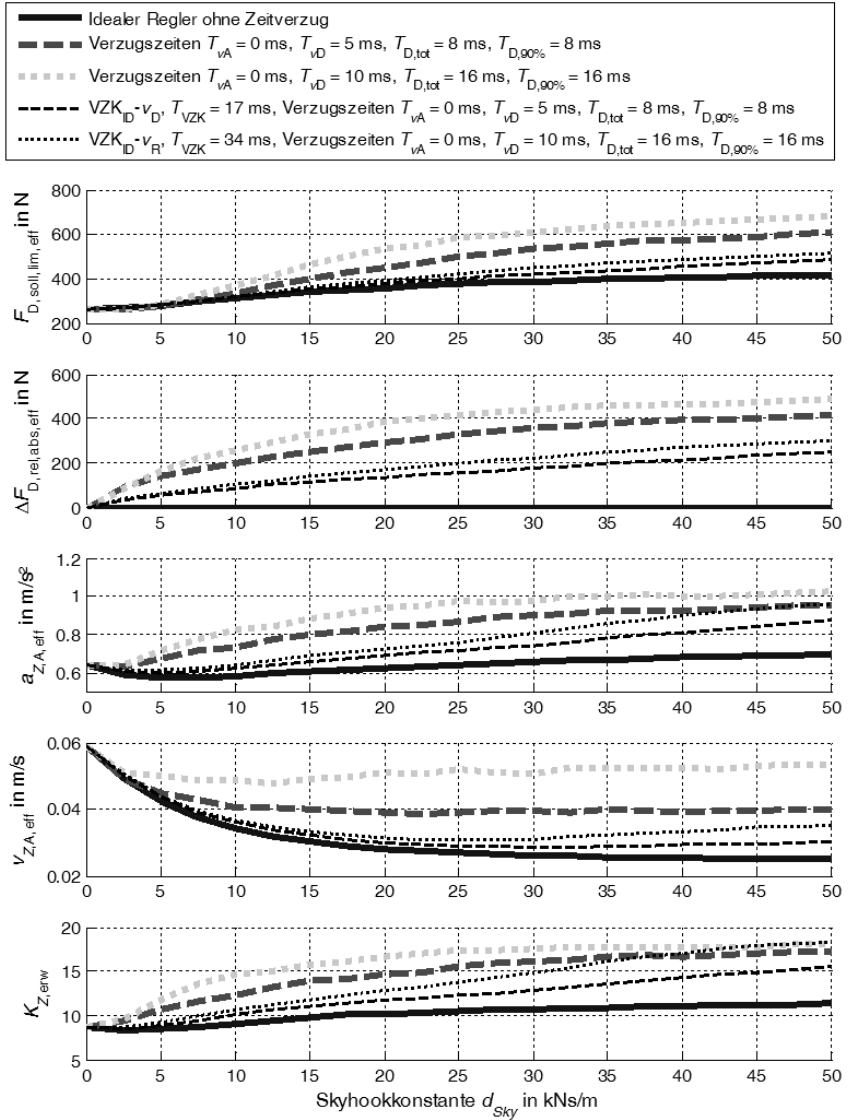


Abbildung 6-11: Komfortkennwerte in Abhängigkeit von d_{sky} für die Simulation im Viertelfahrzeugmodell bei 30 m/s und $AUN = 16$ mit und ohne Verzugszeitkompensation im Signal v_D

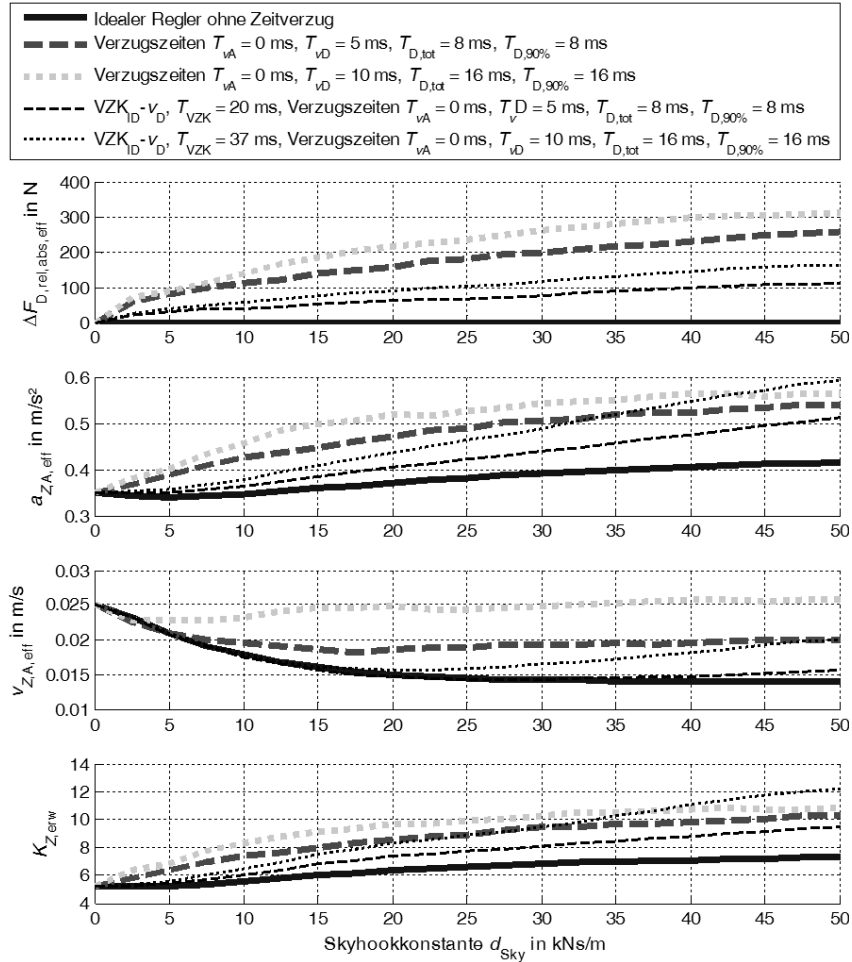


Abbildung 6-12: Komfortkennwerte in Abhängigkeit von d_{sky} für die Simulation im Viertelfahrzeugmodell bei 30 m/s und $A/N = 4$ mit und ohne Verzugszeitkompensation im Signal v_D

Mit Verzugszeitkompensation wird erst bei einer Skyhook-Konstante von $d_{sky} = 20$ kNs/m jener nach Hennecke bestimmte Diskomfort erreicht, der mit Zeitverzögerung ohne Kompensation bereits bei einer Skyhook-Konstante von $d_{sky} = 5$ kNs/m vorliegt. Gleichzeitig wird die aus dem Effektivwert der Aufbaugeschwindigkeit ersichtliche Aufbauberuhigung des idealen Systems erreicht. Bei der geringeren Fahrbahnanregung ist der absolute Komfortgewinn durch die Verzugszeitkompensation geringer, da bereits der Komfortverlust durch die Verzugszeiten kleiner ist als bei stärkeren Anregungen. Relativ gesehen sind die Vorteile jedoch vergleichbar.

Bei beiden Fahrbahnanregungen reduziert sich für große Skyhook-Konstanten d_{sky} der über den Effektivwert der Aufbaubeschleunigung sowie den K -Wert nach Hennecke bestimmte Komfortvorteil der auf die Dämpfergeschwindigkeit beschränkten Verzugszeitkompensation. Bei $d_{\text{sky}} > 40$ kN/m erreichen die K -Werte des Systems mit größerem Zeitverzug die Werte der Simulation ohne Verzugszeitkompensation und liegen bei der Fahrbahnanregung mit $AUN = 4$ bereits darüber. Abbildung 6-13 zeigt in der Auswertung mit Oktaveffektivwerten der Aufbaubeschleunigung für $d_{\text{sky}} = 50$ kN/m, dass zwar eine bessere Aufbauberuhigung im unteren Frequenzbereich erreicht wird, für höhere Frequenzen die Werte jedoch teilweise über jenen des Systems mit Zeitverzug aber ohne Verzugszeitkompensation liegt. Im für den Schwingungskomfort besonders entscheidenden Bereich der Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers zwischen 4 und 8 Hz kann keine Verbesserung mehr erzielt werden.

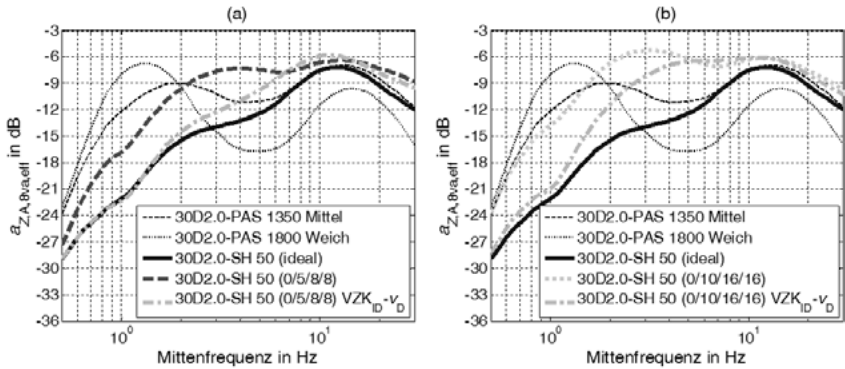


Abbildung 6-13: Oktaveffektivwerte für Verzugszeitkompensation bei $d_{\text{sky}} = 50$ kN/m

Zur Erklärung dieses Effekts wird die durch die Verzugszeit bedingte Sollkraftänderung $\Delta F_{D, \text{soll}, T, \text{sgn}}$ betrachtet. Diese wird definiert zu:

$$\Delta F_{D, \text{soll}, T, \text{sgn}}(t) = \left| F_{D, \text{soll}}(t) - F_{D, \text{soll}}(t - T_{\text{Verzug}}) \right| \cdot \text{sgn}(F_{D, \text{soll}}(t) \cdot F_{D, \text{soll}}(t - T_{\text{Verzug}})) \quad (6.6)$$

Für den Skyhook-Regler gilt damit:

$$\Delta F_{D, \text{soll}, T, \text{sgn}} = \Delta v_{A, T, \text{sgn}} \cdot d_{\text{sky}} \quad (6.7)$$

Abbildung 6-14 zeigt für drei verschiedene Skyhook-Konstanten d_{sky} die Verteilung der Kraftfehler $\Delta F_{D, \text{soll}, T, \text{sgn}}$ bei angenommenen Verzugszeiten von $T_{\text{Verzug}} = 20$ ms und $T_{\text{Verzug}} = 37$ ms. Die Auswertung verdeutlicht, warum eine Kompensation der Verzugszeit allein im Signal der Dämpfergeschwindigkeit bei großen Skyhook-Konstanten nicht mehr ausreicht. Es wirken zwei Effekte:

Einerseits führt die größere Verstärkung auch bei richtigem Vorzeichen der Sollkraft zu betragsmäßig hohen Abweichungen, die wie Änderungen der Dämpfergeschwindigkeit zu Dämpfereinstellungen führen, die vom Regelziel abweichen.

Andererseits nimmt auch der Anteil von Sollkräften zu, die innerhalb der Verzugszeit das Vorzeichen ändern. Dies ist auf die im Vergleich zum Verhalten bei geringeren Skyhook-Konstanten häufigere harte Dämpfung zurückzuführen. Diese führt zu einer Anhebung der Aufbaueigenfrequenz und höheren Amplituden der Beschleunigung im oberen Frequenzbereich. Dadurch entstehen auch größere Abweichungen der Aufbaugeschwindigkeit innerhalb der Verzugszeiten. Eine Vernachlässigung der Aufbaudynamik ist insbesondere bei der größeren Verzugszeit daher nicht mehr zulässig.

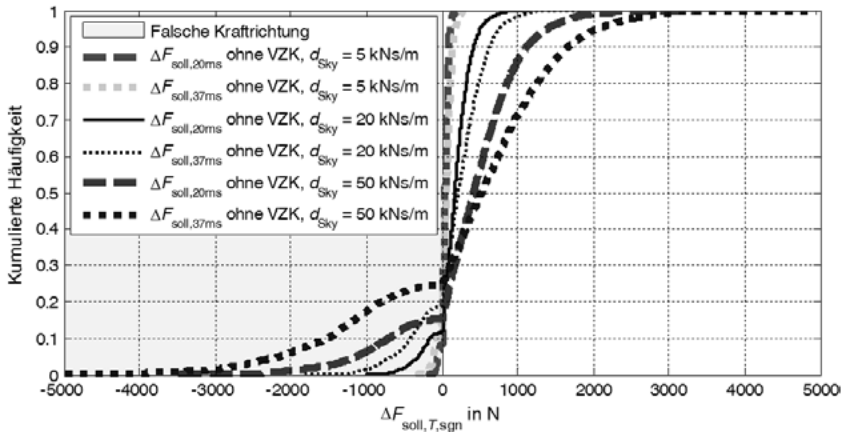


Abbildung 6-14: Verteilung der Sollkraftänderung in Abhängigkeit von Zeitverzug und Skyhook-Konstante d_{Sky} , Simulation im Viertelfahrzeugmodell mit Anregung 30D2.0

6.3.4 Kompensation des Zeitverzugs der Sollkraft

Wird zusätzlich zur Dämpfergeschwindigkeit auch das zur Berechnung der Sollkraft verwendete Signal der Aufbaugeschwindigkeit vorauseilend bereitgestellt, erreicht die Regelung mit Verzugszeitkompensation auch für die Skyhook-Regelung mit einer Reglerverstärkung $d_{\text{Sky}} = 50 \text{ kNs/m}$ das Komfortniveau der idealen Regelung ohne Zeitverzug. Abbildung 6-16 zeigt den Verlauf der Oktaveffektivwerte der Aufbaubeschleunigung für die beiden untersuchten Verzugszeiten. Einstellungen und Komfortkennwerte sind in Tabelle 6-2 zusammengefasst. Der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung und das Komfortmaß nach Hennecke liegen durch eine Absenkung der Beschleunigungsanteile oberhalb der Eigenfrequenz des Aufbaus sogar unter den Werten der idealen Umsetzung des Regelungsansatzes, der für die Frequenzen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz jedoch geringere Oktaveffektivwerte erreicht.

Tabelle 6-2: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	d_{sky}	$T_{e,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D,\text{tot}} / T_{D,90\%}$	$a_{Z_{A,\text{eff}}}$	$K_{Z,\text{erw}}$
30D2.0-SH 50 (ideal)	50 kNs/m	Ohne, direkte Kraftbereitstellung	0,70	11,3
30D2.0-SH 50 (0/5/8/8)	50 kNs/m	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,95	17,2
30D2.0-SH 50 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _D	50 kNs/m	Wie oben, v _D aus VZK _{ID} , T _{VZK} = 20 ms	0,87	14,9
30D2.0-SH 50 (0/5/8/8) VZK _{ID} -v _D , v _A	50 kNs/m	Wie oben, v _A , v _D aus VZK _{ID} , T _{VZK} = 20 ms	0,68	10,8
30D2.0-SH 50 (0/10/16/16)	50 kNs/m	-- / 0 ms / 10 ms / 16 ms / 16 ms	1,04	18,4
30D2.0-SH 50 (0/10/16/16) VZK _{ID} -v _D	50 kNs/m	Wie oben, v _D aus VZK _{ID} , T _{VZK} = 37 ms	0,97	18,6
30D2.0-SH 50 (0/10/16/16) VZK _{ID} -v _D , v _A	50 kNs/m	Wie oben, v _A , v _D aus VZK _{ID} , T _{VZK} = 37 ms	0,68	10,6

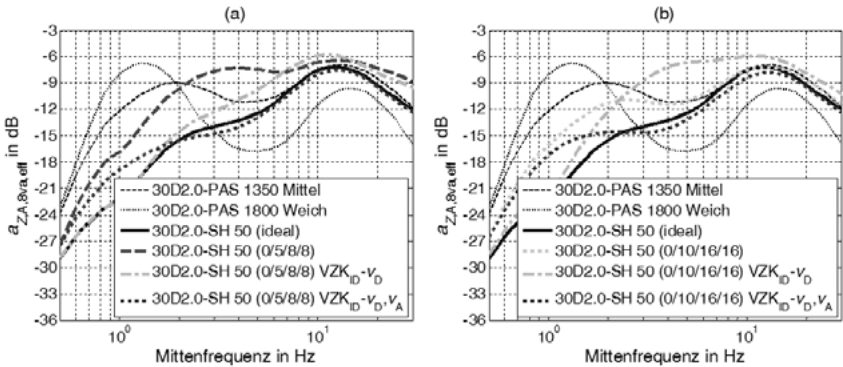


Abbildung 6-15: Oktaveffektivwerte für Verzugszeitkompensation bei $d_{\text{sky}} = 50\text{kNs/m}$ mit vorausseilenden Signalen für v_A und v_D .

Der in Abbildung 6-16 dargestellte Verlauf der Kennwerte bei Variation der Skyhook-Konstante zeigt, dass dieses Verhalten auch auf geringere Reglerverstärkungen übertragbar ist. Wird zusätzlich zur Dämpfergeschwindigkeit auch das Signal der Aufbaugeschwindigkeit um T_{VZK} vorausseilend verwendet, erreichen die Komfortkennwerte der Systeme mit Zeitverzug bei Verzugszeitkompensation das Niveau des idealen Systems ohne Verzugszeiten. Die Effektivwerte der Aufbaugeschwindigkeit als Maß für die Aufbauberuhigung erreichen bei der in der Simulation gewählten Kompensationseinstellung mit $T_{VZK} = 20\text{ ms}$ nicht ganz das Niveau des idealen Reglers, gleichzeitig liegen jedoch die Komfortkennwerte der Aufbaubeschleunigung für große Reglerverstärkungen leicht unter den Werten der idealen Skyhook-Regelung. Die verbleibenden Unterschiede sind klein im Vergleich zu den Änderungen gegenüber dem mit Zeitverzug behafteten System. Grund hierfür ist, dass das System mit Verzugszeitkompensation aufgrund der beim Schaltvorgang berücksichtigten Verzögerungen nicht ideal schnell auf Zustandsänderungen reagiert.

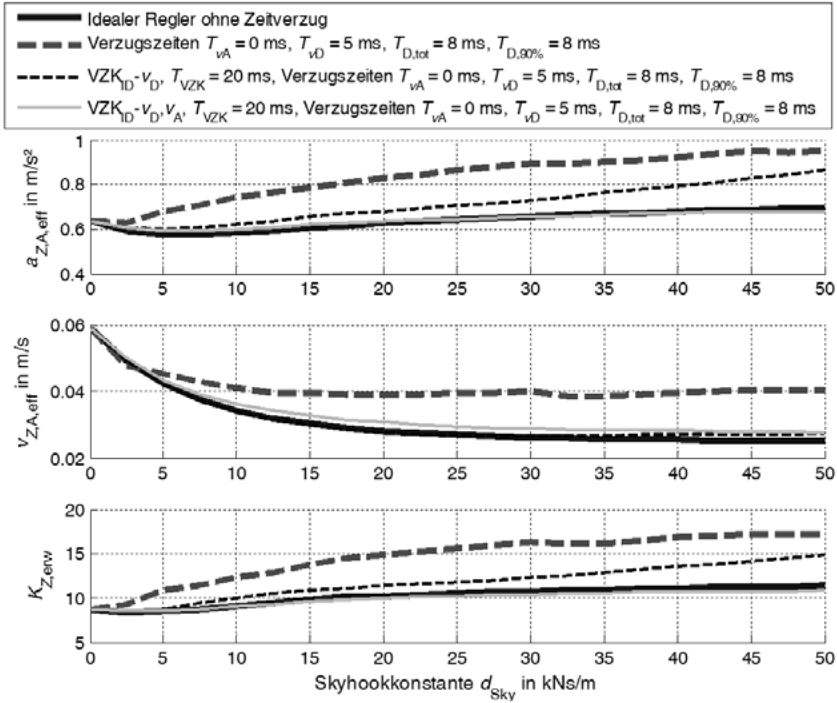


Abbildung 6-16: Komfortkennwerte in Abhängigkeit von d_{sky} für die Simulation im Viertelfahrzeugmodell bei 30 m/s und $A/U_N = 16$ bei Verzugszeitkompensation für die Signale v_D und v_A

6.4 Fazit zur Verzugszeitkompensation

Die Simulation des Viertelfahrzeugmodells mit Verzugszeitkompensation zeigt, dass eine vorausschauende Berechnung der Eingangssignale eine Verbesserung des Schwingungskomforts erwarten lässt. Liegt der Zeitverzug im Bereich der geringeren betrachteten Werte von kumuliert $T_{Verzug} = 20$ ms reicht bis zu Skyhook-Konstanten im Bereich von $d_{sky} = 30$ kN/m die Verwendung einer vorausseilenden Dämpfergeschwindigkeit aus. Eine Verbesserung wird bereits erreicht, wenn lediglich Änderungen der Radgeschwindigkeit berücksichtigt werden, die vereinfacht mit einem linearen Einmassenschwinger berechnet werden, der das Fahrbahnprofil abtastet.

Abbildung 6-17 verdeutlicht in der Darstellung der Dämpfergeschwindigkeitsänderung $\Delta v_{D,T,sgn}$ mit zwei Pfeilen die Anforderung an das vorausseilende Signal der Dämpfergeschwindigkeit: Um Abweichungen von der Reglersollkraft zu reduzieren, die durch die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit verursacht werden, ist einerseits der Anteil der Geschwindig-

keitswerte mit falsch berücksichtigtem Vorzeichen zu reduzieren (Schnittpunkt mit der y-Achse) und andererseits auch bei korrektem Vorzeichen der Betrag der nach der Kompensation wirkenden Dämpfergeschwindigkeit vorherzusagen.

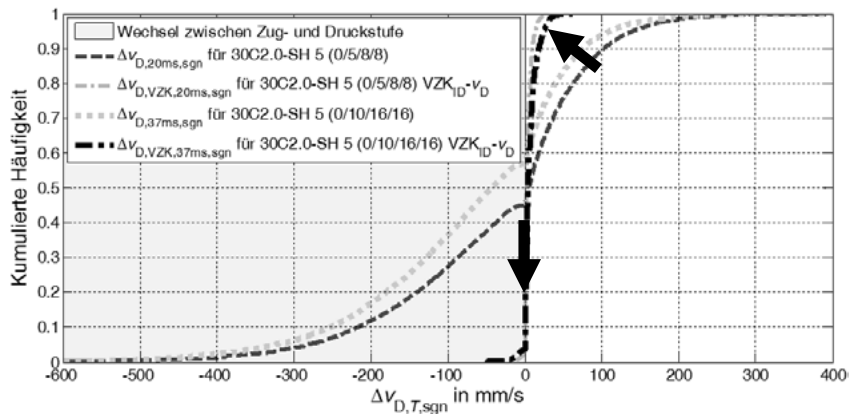


Abbildung 6-17: Anforderung an das vorausseilende Signal der Dämpfergeschwindigkeit

Für größere Verzugszeiten und Skyhook-Konstanten ist zusätzlich eine vorausseilende Berechnung der für den zukünftigen Schwingungszustand erwarteten Sollkraft erforderlich. Werden in der Simulation dem mit einem Skyhook geregelten System sowohl Dämpfergeschwindigkeit als auch Aufbaugeschwindigkeit vorausseilend bereitgestellt, erreicht das System mit Zeitverzug Komfortwerte, die jenen Werten entsprechen, die der ideale Regler ohne Zeitverzug erreicht.

7 Validierung im Fahrversuch

Mit der in Abschnitt 5.5 vorgestellten Auswertung der Dämpfergeschwindigkeiten sowie der mit Dehnungsmessstreifen erfassten tatsächlich am Dämpfer wirkenden Kraft wurde nachgewiesen, dass die in der Simulation aufgezeigte Wirkkette auch im Fahrversuch existiert. Verzugszeiten führen über Abweichungen zwischen der aus dem Schwingungszustand hergeleiteten Sollkraft und der wirkenden Dämpferkraft zu einer nur eingeschränkten Umsetzung der implementierten Regelungsstrategie.

Die Simulationsergebnisse aus Untersuchungen zur Verzugszeitkompensation in Kapitel 6 zeigen, dass für einen Skyhook-Regler bei vorauseilender Bereitstellung der Dämpfergeschwindigkeit eine Verbesserung der Regelung zu erwarten ist. Zur Validierung des Ansatzes wird daher in diesem Abschnitt die fünfte Forschungsfrage behandelt:

Lässt sich eine solche Komfortverbesserung durch Verzugszeitkompensation im Fahrversuch zeigen?

7.1 Reglerarchitektur

Zur Umsetzung der Verzugszeitkompensation für Skyhook-Regler ist eine vorauseilende Bereitstellung der Dämpfergeschwindigkeit erforderlich. Hierzu werden zwei Ansätze verfolgt: Einerseits eine Bestimmung der Dämpfergeschwindigkeiten an der Hinterachse über die Radgeschwindigkeiten an der Vorderachse (Wheelbase-Preview). Andererseits eine vorausschauende Berechnung der Radgeschwindigkeiten unter Verwendung von Höhenwerten, die durch die im Forschungsfahrzeug verbaute Stereokamera bereitgestellt werden. Beide Ansätze wurden in der in Abbildung 7-1 dargestellten gemeinsamen Reglerarchitektur für die vorausschauende Regelung des semiaktiven Fahrwerks implementiert.

Diese ergänzt die Module einer konventionellen Regelung um Elemente zur vorausschauenden Berechnung des Schwingungszustands. Zusätzlich zur Filterung der Signale der Seriensenoren (Aufbaubeschleunigungen und Federwege) wird in der Zustandsprädiktion vorausschauend das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs berechnet. In Abhängigkeit von der verwendeten Methode werden hierzu Werte der Zustandserfassung (z.B. bei Wheelbase-Preview) und/oder das Höhenprofil der Stereokamera verwendet.

Welche Werte im Regelalgorithmus (Regler) als Eingangsgrößen verwendet werden, wird über den Preview-Selektor gesteuert. Hier besteht zudem die Option, auch dem inversen Kennfeld, das der Sollkraftberechnung des Reglers nachgelagert ist, vorauseilende Dämpfergeschwindigkeiten bereitzustellen. Werden im Preview-Selektor die Werte der konventionel-

len Zustandserfassung ausgewählt, entspricht der Signalfluss dem einer konventionellen Regelung.

Optional kann über eine Strombegrenzung in Abhängigkeit des erfassten oder prädierten Zustands der Regelbereich eingeschränkt werden. Diese Funktion wurde im Rahmen der in diesem Kapitel vorgestellten Fahrversuche jedoch nicht verwendet.

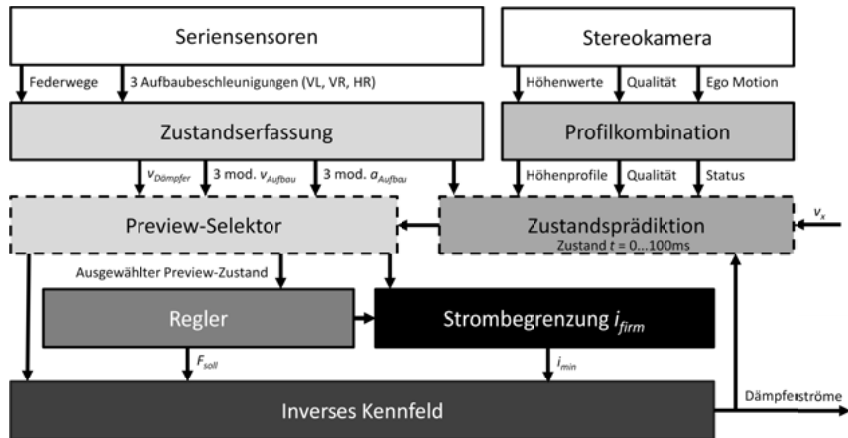


Abbildung 7-1: Reglerarchitektur für die vorausschauende Regelung des semiaktiven Fahrwerks

Die beiden im Folgenden beschriebenen Prädiktionsmethoden zur vorausseilenden Berechnung der Dämpfergeschwindigkeit sind Teil des Moduls Zustandsprädiktion. Die für die Regelung herangezogenen Werte werden im Preview-Selektor unter Berücksichtigung der eingestellten Kompensationszeit T_{VZK} ausgewählt.

7.2 Wheelbase Preview

Aufgrund der unterschiedlichen Eigenfrequenzen von Aufbau- und Raddynamik ist der Einfluss der Aufbaubewegung auf die Schwingungen des Rades klein gegenüber dem Einfluss der Straßenunebenheiten. Mit dem entkoppelten Einmassenschwinger wurde in Abschnitt 6.2.1 gezeigt, dass sich die Radgeschwindigkeit in guter Näherung bereits ohne die Wechselwirkung mit dem Aufbau beschreiben lässt.

Aus diesem Grund korrelieren auch die Dämpfergeschwindigkeiten von Vorder- und Hinterachse jeweils auf der linken und rechten Seite. Der in Abbildung 7-2 dargestellte Zeitverlauf der aus dem differenzierten Federwegsignal bestimmten Dämpfergeschwindigkeiten auf der linken Fahrzeugseite visualisiert für eine Messfahrt mit 100 km/h die Übereinstimmungen der beiden Signale.

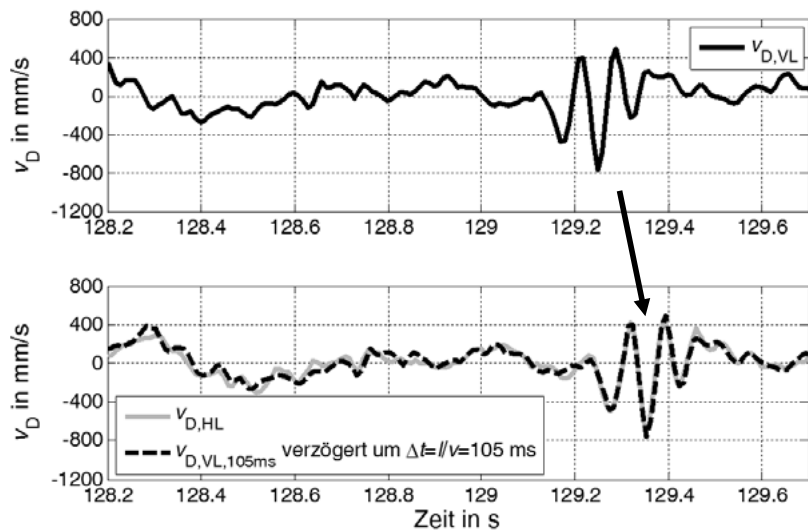


Abbildung 7-2: Zeitverlauf der Dämpfergeschwindigkeiten auf einer Fahrzeugseite

Die Auswertung der Kreuzkorrelation bestätigt diesen visuellen Eindruck. Abbildung 7-3 zeigt für ein ausgewertetes Zeitfenster von 16,4 s die Korrelation über der Zeitverschiebung τ . Der Korrelationskoeffizient erreicht für $\tau = 106$ ms ein Maximum von 0,90.

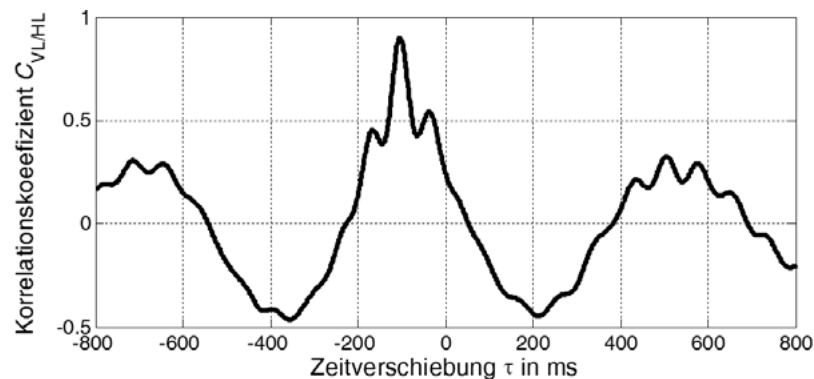


Abbildung 7-3: Korrelation der Dämpfergeschwindigkeiten auf einer Fahrzeugseite¹⁹⁰

Die Nebenmaxima im Abstand von etwa 70 ms entsprechen der Radeigenfrequenz, die Korrelationswerte im Abstand von 600 ms vom Hauptmaximum sind dagegen auf die Eigenfrequenzen des Aufbaus zurückzuführen.

¹⁹⁰ Für die Auswertung wurden die mit 100 Hz aufgezeichneten Signale auf 1000 Hz interpoliert.

7.2.1 Berechnung des Dämpfergeschwindigkeitssignals

Aufgrund der guten Übereinstimmung der Radgeschwindigkeiten an Vorder- und Hinterachse eignet sich die an der Vorderachse erfasste Dämpfergeschwindigkeit für die Berechnung eines vorausseilenden Signals zur Verzugszeitkompensation an der Hinterachse. Für die Berechnung der Dämpfergeschwindigkeiten gilt unter Berücksichtigung der Übersetzung $i_{D,HA}$:

$$v_{D,HL}(t) = i_{D,HA} \cdot \left(v_{Z,A}(t) + \dot{\theta}(t) \cdot l_V - \dot{\phi}(t) \cdot \frac{s_{HA}}{2} - v_{R,VL}(t - T_{WBPV}) \right) \quad (7.1)$$

$$v_{D,HR}(t) = i_{D,HA} \cdot \left(v_{Z,A}(t) + \dot{\theta}(t) \cdot l_V + \dot{\phi}(t) \cdot \frac{s_{HA}}{2} - v_{R,VR}(t - T_{WBPV}) \right) \quad (7.2)$$

Dabei beschreibt T_{WBPV} die Verzögerung, mit der das Signal der Vorderachse herangezogen wird. Es gilt unter Berücksichtigung des Radstands, der Fahrgeschwindigkeit und der Kompensationszeit T_{VZK} :

$$T_{WBPV} = \frac{l}{v} - T_{VZK} \quad (7.3)$$

7.2.2 Prädiktionsqualität der Dämpfergeschwindigkeit

Abbildung 7-4 zeigt in einer Auswertung der Dämpfergeschwindigkeitsänderung $\Delta v_{D,30ms,sgn}$ die unter Verwendung dieser Methode bei Testfahrten mit 115 km/h auf der Landebahn in Griesheim erreichte Prädiktionsqualität unter Annahme einer zu kompensierenden Verzugszeit von $T_{VZK} = 30$ ms. Dieser von der Simulation abweichende Basiswert wird angenommen, da bei den Messfahrten mit einer Zykluszeit des Steuergeräts von 10 ms geregelt wurde. Zum Vergleich sind außerdem die ohne Verzugszeitkompensation mit $T_{VZK} = 0$ über die Dämpfergeschwindigkeiten der Vorderachse ermittelten Werte aufgetragen. Diese erreichen das Niveau der konventionellen Regelung.

Die Auswertung zeigt für beide Dämpfergeschwindigkeiten an der Hinterachse eine Reduktion des Vorzeichenfehlers von mehr als 35 % auf weniger als 20 % sowie auch geringere Abweichungen im Bereich der Werte ohne Vorzeichenfehler. Damit erreicht die Prädiktionsqualität nicht ganz jene Prozentzahl, die in der Simulation des Viertelfahrzeugmodells mit dem vereinfachten System des Einmassenschwingers erreicht wird.

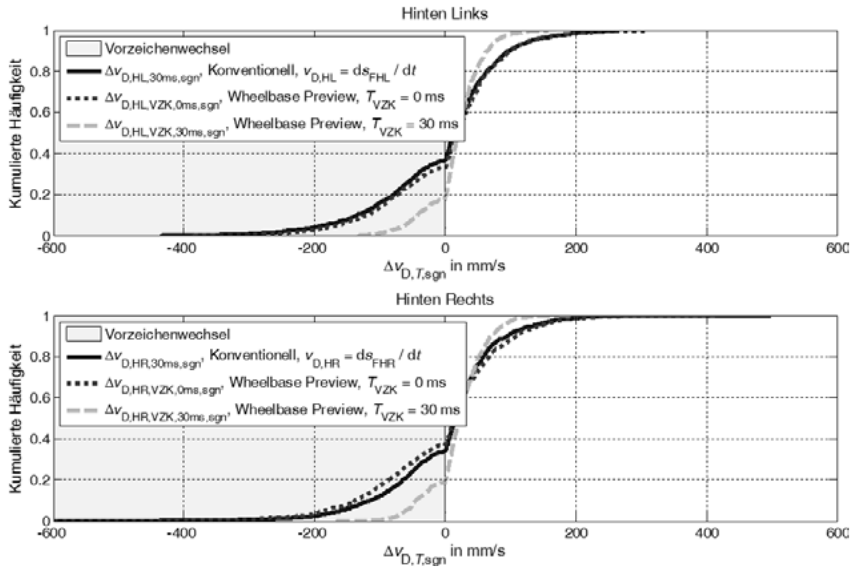


Abbildung 7-4: $\Delta v_{D,30ms,sgn}$ bei Wheelbase-Preview mit VZK im Fahrversuch bei 115 km/h

7.2.3 Variation der Nickdämpfung im modalen Skyhook-Regler

Bei vorausseilenden Signalen der Dämpfergeschwindigkeiten wird für Skyhook-Regler nach den Auswertungen in Kapitel 6 bei identischen Skyhook-Konstanten eine Verbesserung der zur Beurteilung herangezogenen Komfortkenngrößen erwartet. Das zusätzliche Komfortpotenzial durch eine Kompensation der Verzugszeiten wird dabei in der Simulation mit zunehmender Skyhook-Konstante zunächst größer und bleibt danach auf einem Niveau. Bei sehr harten Reglerabstimmungen ist zudem die Veränderung der Aufbaugeschwindigkeit nicht mehr vernachlässigbar und reduziert den Vorteil des vorausseilenden Signals der Dämpfergeschwindigkeit.

Für eine Bewertung der Übertragbarkeit auf den Fahrversuch werden die Auswertungen von Versuchsfahrten vorgestellt, die jeweils bei konstanter Fahrgeschwindigkeit von 115 km/h (32 m/s) auf der Landebahn des in Abschnitt 3.5 vorgestellten Versuchsgeländes auf dem August Euler Flugplatz Griesheim durchgeführt wurden. Dabei wird der auf dem Steuergerät implementierte modale Skyhook-Regler verwendet, der eine Sollkraft aus den drei Schwingungsmoden Heben, Nicken und Wanken berechnet.

Über die Variation der Nickdämpfung wird der in der Simulation untersuchte Einfluss der Reglerverstärkung für die bei Geradeausfahrt auf ebener Strecke dominierende Nickanregung ausgewertet. Hub- und Wankdämpfung sind dabei jeweils 0. Für eine bessere Vergleichbarkeit der Nickdämpfung mit der im Viertelfahrzeug untersuchten Dämpfung in vertikaler Richtung

wird die Dämpfkonstante unter Berücksichtigung des Radstands l unter der Annahme umgerechnet, dass das Sollmoment an allen vier Rädern anteilig abgestützt wird. Es gilt:

$$d_{\text{Sky,Nick}} = d_{\vartheta,\text{Sky}} \cdot \frac{l}{4} \quad (7.4)$$

Abbildung 7-5 zeigt die Auswertung der Komfortkennwerte bei einer Verwendung der vorausseilenden Signale im geschlossenen Regelkreis mit $T_{\text{VZK}} = 30$ ms. Zur Beurteilung des Einflusses der Verzugszeitkompensation sind außerdem zwei weitere Auswertungen dargestellt: Einerseits die Kennwerte aus Messfahrten mit einer konventionellen Regelung (alle vier Dämpfergeschwindigkeiten werden über differenzierte Federwegsignale des jeweiligen Rades bestimmt) sowie andererseits die Ergebnisse für eine vorderradbasierte Berechnung der Dämpfergeschwindigkeiten an der Hinterachse allerdings ohne Verzugszeitkompensation ($T_{\text{VZK}} = 0$).

Durch die Verwendung des vorausseilenden Signals wird eine Verbesserung des Komfortkennwerts nach Hennecke erreicht, die für Skyhook-Konstanten über $d_{\text{Sky,Nick}} = 15$ kNs/m im Bereich von 2 bis 3 Komfortpunkten liegt. Dieser Wert liegt in der Größenordnung, die auch in der Simulation ermittelt wurde. Eine direkte quantitative Übertragbarkeit ist jedoch aufgrund des im Fahrversuch ausgewerteten kombinierten Komfortwerts K_{ges} , der neben der Vertikalbeschleunigung an der Hinterachse auch die Nickbeschleunigung berücksichtigt, nur eingeschränkt möglich.

Die Auswertung des Komfortwerts nach Hennecke zeigt zudem, dass wie in der Simulation im Viertelfahrzeug mit dem Skyhook für eine geringe Reglerverstärkung vergleichbare Werte erreicht werden wie mit der weichen Dämpfereinstellung von $i_D = 1800$ mA, die mit $d_{\text{Sky,Nick}} = 0$ eingestellt wird. Den Diskomfort von $K_{\text{ges}} = 24$, der bei der konventionellen Regelung bereits für $d_{\text{Sky,Nick}} = 10$ kNs/m vorliegt, erreicht die Regelung mit Verzugszeitkompensation erst bei einer Verstärkung $d_{\text{Sky,Nick}} = 30$ kNs/m. Eine Einstellung, bei der die Nickrate im Vergleich um 25 % reduziert ist (Absenkung des Effektivwerts von 2,0 auf 1,5 °/s). Damit eröffnet sich ein sekundärer Nutzen der Verzugszeitkompensation. Wird die Reglerabstimmung angepasst, kann bei vergleichbaren Komfortkennwerten der Aufbau stärker beruhigt werden.

Die in der Simulation des Viertelfahrzeugs ermittelte zusätzliche Absenkung des Effektivwerts der Aufbaugeschwindigkeit bei gleicher Skyhook-Konstante wird innerhalb der betrachteten Reglerverstärkung nicht in vergleichbarem Ausmaß erreicht.

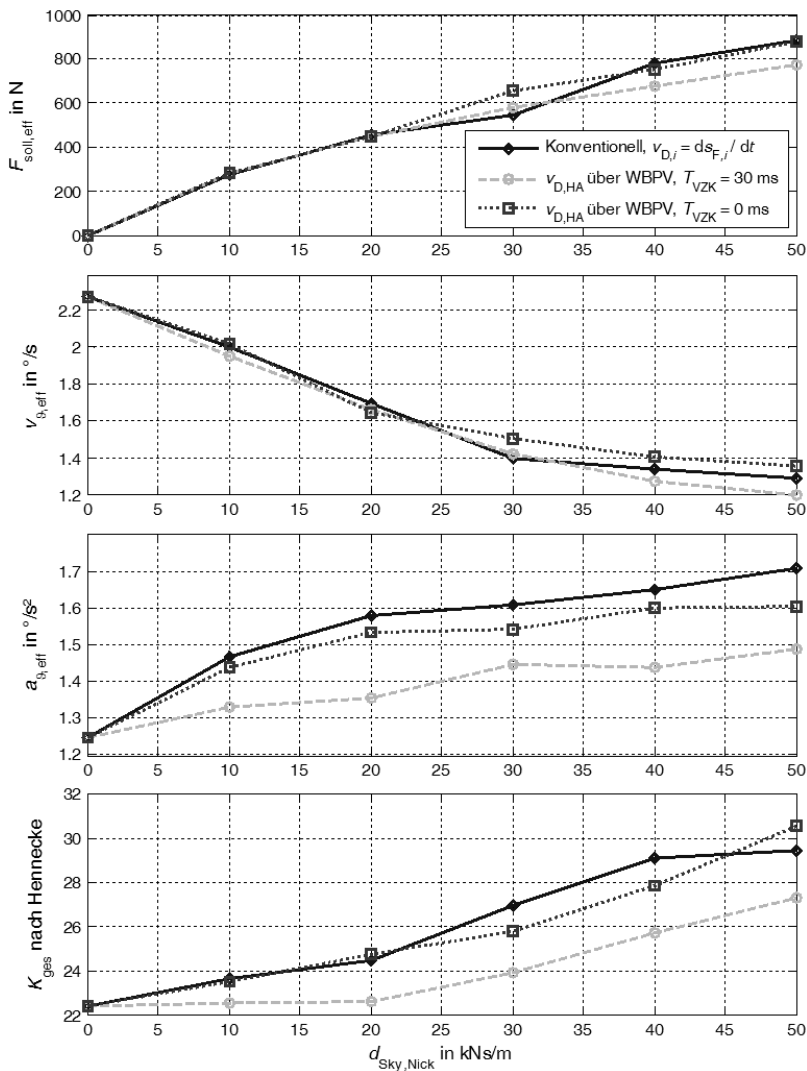


Abbildung 7-5: Variation von $d_{Sky,Nick}$ für Messungen auf der Landebahn in Griesheim mit 115 km/h, vorraddbasierte Berechnung der Signale $v_{D,HL}$ und $v_{D,HR}$ ¹⁹¹

¹⁹¹ Die ausgewertete Nickbeschleunigung wird über eine Differenzierung der durch den ADMA-Sensor mit einer Abtastrate von 250 Hz erfassten Nickrate ausgewertet. Beschleunigungswerte wurden vor der Berechnung des Effektivwerts und des K -Werts nach Hennecke mit einem Tiefpassfilter 2. Ordnung und einer Trennfrequenz von 50 Hz gefiltert.

Die in Abbildung 7-6 dargestellte Auswertung für eine Skyhook-Konstante von $d_{\text{Sky,Nick}} = 40 \text{ kNs/m}$ zeigt in der Darstellung als kumulierte Häufigkeitsverteilung die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse bei unterschiedlichen Kompensationszeiten T_{VZK} . Die Werte zeigen, dass für die Verzugszeitkompensation von $T_{\text{VZK}} = 30 \text{ ms}$ im Vergleich zur konventionellen Berechnung der Dämpfergeschwindigkeit auch der Effektivwert der Nickrate bei gleichzeitig besseren Komfortkennwerten reduziert wird.

Die Komfortwerte für eine größere Kompensationszeit ($T_{\text{VZK}} = 40 \text{ ms}$) sowie eine verringerte Kompensationszeit ($T_{\text{VZK}} = 20 \text{ ms}$) liegen zwischen den beiden anderen Kurven und erreichen fast das Niveau von $T_{\text{VZK}} = 30 \text{ ms}$. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Schaltzeit des Dämpfers abhängig von der Dämpfergeschwindigkeit sowie der Schaltrichtung ist. Die im Fahrversuch untersuchte Verzugszeitkompensation erlaubt jedoch nur die Einstellung einer über die gesamte Messfahrt gleichbleibenden Kompensationszeit T_{VZK} .

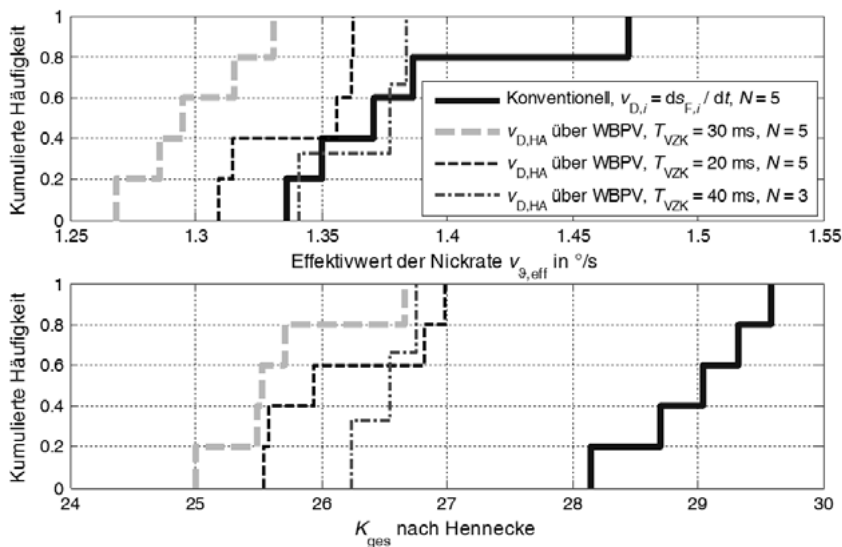


Abbildung 7-6: Reproduzierbarkeit für $d_{\text{Sky,Nick}} = 40 \text{ kNs/m}$, Komfortkennwerte für die vorderrad-basierte Berechnung von $v_{D,HL}$ und $v_{D,HR}$ (Landebahn Griesheim, 115 km/h)

7.2.4 Auswertung im Frequenzbereich

Ein Vergleich der Oktaveffektivwerte der Vertikalbeschleunigung auf der Hinterachse zeigt im Frequenzbereich, dass der durch die Verzugszeitkompensation erreichte Komfortgewinn auf eine Absenkung der Amplituden der Aufbaubeschleunigung oberhalb der Aufbaueigenfrequenz zurückzuführen ist. Für die in Abbildung 7-7 dargestellte Auswertung wurde jeweils jene Messfahrt gewählt, die in Abbildung 7-6 den Median des Komfortkennwerts bildet.

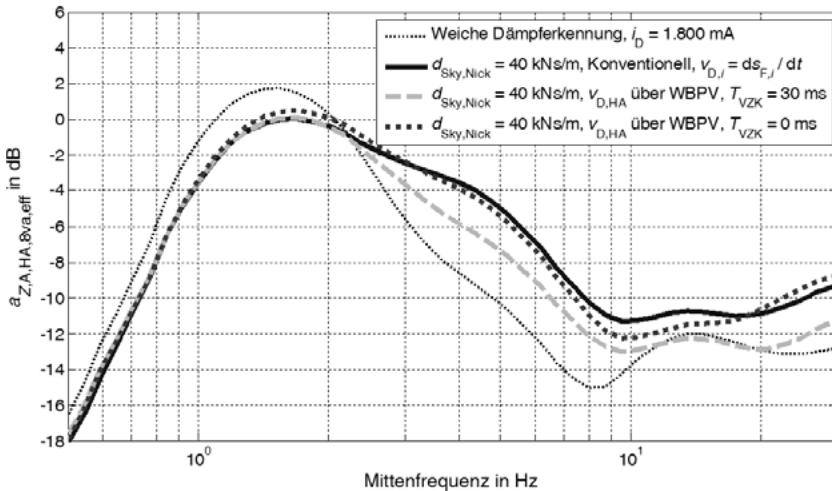


Abbildung 7-7: Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich für $d_{\text{Sky,Nick}} = 40 \text{ kNs/m}$, vorderradbasierte Berechnung der Signale $v_{D,HL}$ und $v_{D,HR}$ (Landebahn Griesheim, 115 km/h)

Der Verlauf der Oktaveffektivwerte erreicht bei Verwendung der vorderradbasierten Dämpfergeschwindigkeiten an der Hinterachse ohne Verzugszeitkompensation ($T_{VZK} = 0$) vergleichbare Werte wie die konventionelle Regelung. Bei der Verzugszeitkompensation mit $T_{VZK} = 30 \text{ ms}$ wird dagegen für Frequenzen über 3 Hz eine Absenkung in der Größenordnung von 2 dB erzielt.

Qualitativ wird damit ein ähnliches Verhalten erreicht wie in der Simulation. Insgesamt wird jedoch nicht das aufgezeigte Verbesserungspotenzial von bis zu 4 dB ausgeschöpft. Ein möglicher Grund für diese Abweichung liegt einerseits in der im Vergleich schlechteren Prädiktionsqualität der Dämpfergeschwindigkeit, die über 15 % Vorzeichenwechsel aufweist. Andererseits führen auch die Erfassung der Bewegungsgrößen durch reale Sensoren und zusätzliche Dämpferkraftabweichungen durch in der Simulation nicht beachtete Effekte wie z.B. Hysterese dazu, dass der reale Regelkreis von einer ideal schnellen und dem Schwingungszustand entsprechenden Kraftstellung abweicht.

7.3 Kamerabasierte Raddynamik

Werden die Dynamik von Aufbau und Rad entkoppelt, vereinfacht sich das Ersatzmodell der Raddynamik zu vier fußpunkterregten Einmassenschwingern, bei denen zudem die Räder jeder Seite zeitversetzt die gleiche Fußpunkterregung erfahren. Abbildung 7-8 zeigt, wie sich die Federsteifigkeiten und Dämpfungseigenschaften von Rad- und Aufbau zu einem kombinierten Modell ergänzen.

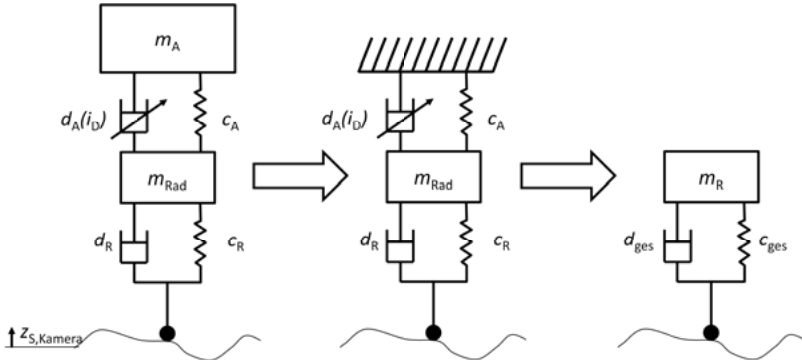


Abbildung 7-8: Modellvereinfachung durch entkoppelte Raddynamik

Werden die von der Kamera erfassten Höhenwerte für die Berechnung der Raddynamik verwendet, ergibt sich die Dämpfergeschwindigkeit aus der Kombination der Eckgeschwindigkeit des Aufbaus und der prädierten Radgeschwindigkeit, die über die Dynamik des Einmassenschwingers unter Verwendung der mit der Kamera erfassten Straßenhöhe $z_{S,Kamera}$ berechnet wird. Die Eckgeschwindigkeit ergibt sich aus der Kombination der modalen Aufbaugeschwindigkeiten und wird im Folgenden auch als aufbaubasierte Dämpfergeschwindigkeit bezeichnet. Es gilt unter Berücksichtigung der Übersetzung:

$$v_{D,A,VL}(t) = i_{D,V} \cdot \left(v_{Z,A}(t) - \dot{\vartheta}(t) \cdot l_V - \dot{\varphi}(t) \cdot \frac{s_V}{2} \right) \quad (7.5)$$

$$v_{D,A,VR}(t) = i_{D,V} \cdot \left(v_{Z,A}(t) - \dot{\vartheta}(t) \cdot l_V + \dot{\varphi}(t) \cdot \frac{s_V}{2} \right) \quad (7.6)$$

$$v_{D,A,HL}(t) = i_{D,H} \cdot \left(v_{Z,A}(t) + \dot{\vartheta}(t) \cdot l_H - \dot{\varphi}(t) \cdot \frac{s_H}{2} \right) \quad (7.7)$$

$$v_{D,A,HR}(t) = i_{D,H} \cdot \left(v_{Z,A}(t) + \dot{\vartheta}(t) \cdot l_H + \dot{\varphi}(t) \cdot \frac{s_H}{2} \right) \quad (7.8)$$

Für die Kombination mit der kamerabasiert berechneten Radgeschwindigkeit gilt damit:

$$v_{D,Kamera,VL}(t) = v_{D,A,VL}(t) - i_{D,V} \cdot v_{R,Kamera,VL}(t - T_{VZK}) \quad (7.9)$$

$$v_{D,Kamera,VR}(t) = v_{D,A,VR}(t) - i_{D,V} \cdot v_{R,Kamera,VR}(t - T_{VZK}) \quad (7.10)$$

$$v_{D,Kamera,HLL}(t) = v_{D,A,HLL}(t) - i_{D,H} \cdot v_{R,Kamera,VL} \left(t + \frac{l}{v} - T_{VZK} \right) \quad (7.11)$$

$$v_{D,Kamera,HR}(t) = v_{D,A,HR}(t) - i_{D,H} \cdot v_{R,Kamera,VR} \left(t + \frac{l}{v} - T_{VZK} \right) \quad (7.12)$$

7.3.1 Prädiktionsqualität der Dämpfergeschwindigkeit

Da bei der Datenverarbeitung im Forschungsfahrzeug im Bereich der Radeigenschwingung keine zuverlässige Synchronisation von tatsächlichen und prädierten Dämpfergeschwindigkeiten erreicht werden konnte, wurde für die Berechnung der Radgeschwindigkeiten im Einmassenschwinger eine überdämpfte Parametrierung mit einer Aufbauämpfung von $d_A = 5000 \text{ Ns/m}$ ausgeführt. Abbildung 7-9 zeigt in einem Zeitausschnitt aus einer Messfahrt bei 115 km/h die mit dieser Methode erreichte Signalqualität. Dabei ist neben dem konventionellen, federwegbasierten Signal und der kamerabasierten Dämpfergeschwindigkeit auch die aufbaubasierte Dämpfergeschwindigkeit aufgetragen.

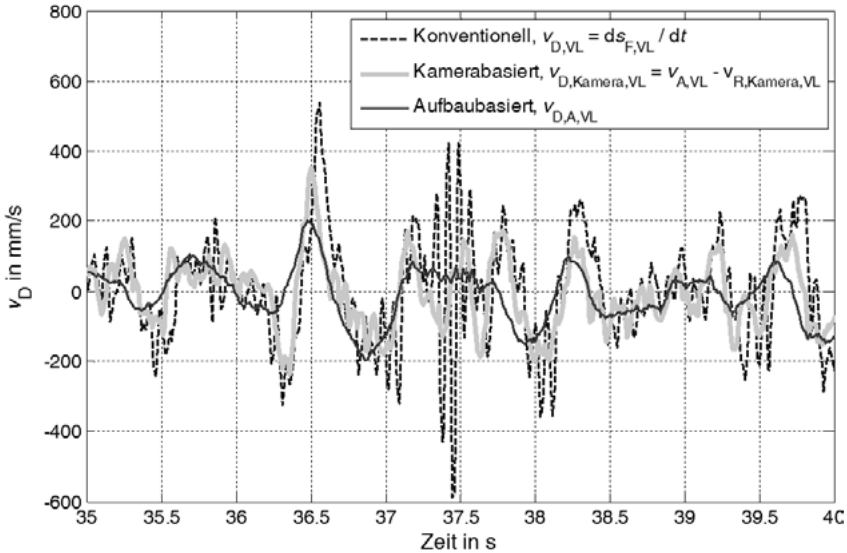


Abbildung 7-9: Zeitverlauf der kamerabasierten Dämpfergeschwindigkeit

Im Vergleich zu dem niederfrequenten Aufbauanteil der Dämpfergeschwindigkeit folgt das kamerabasierte Signal auch höherfrequenten Anregungen. Der Vergleich mit dem konventio-

nell erfassten Geschwindigkeitssignal verdeutlicht jedoch bei $t = 37,5$ s, dass Eigenschwingungen des Rades nicht abgebildet werden. Hinsichtlich der Modellparametrierung besteht hier der Zielkonflikt zwischen Fehlern durch eine im Vergleich zum realen System stärkere Dämpfung des Einmassenschwingers und Abweichungen durch nicht synchrone Radeigen-schwingungen bei einer Parametrierung mit geringerer Dämpfung.

In der in Abbildung 7-10 dargestellten Verteilung von $\Delta v_{D,VZK,30ms,sgn}$ für eine Messfahrt bei 115 km/h auf der Landebahn in Griesheim treten dennoch im Vergleich zum voreilenden Sollsignal geringere Abweichungen auf als bei der Verwendung der konventionell über Federwegsensoren ermittelten Dämpfergeschwindigkeiten.

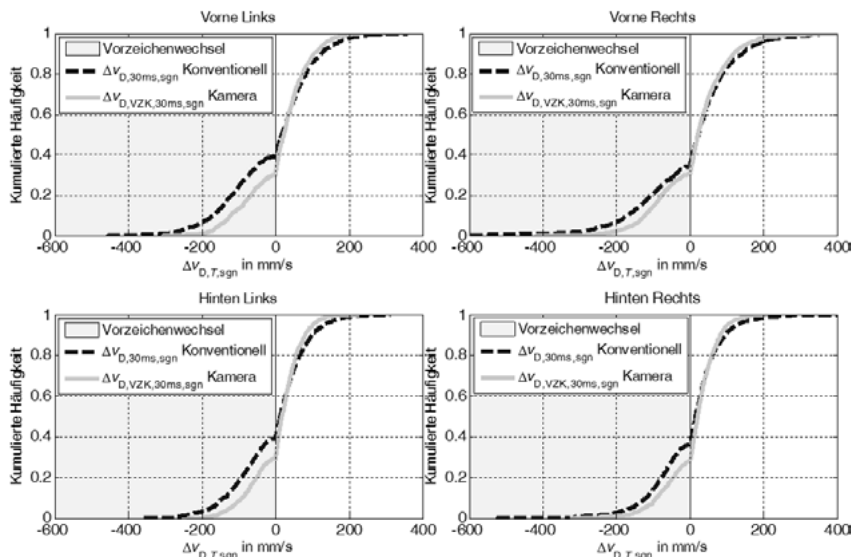


Abbildung 7-10: $\Delta v_{D,VZK,30ms,sgn}$ bei kamerabasierter Berechnung der Radgeschwindigkeit

Ein Grund hierfür ist, dass insbesondere hochfrequente Anteile der Radgeschwindigkeit innerhalb der Verzugszeit zu Abweichungen führen. Der Anteil der Aufbaugeschwindigkeit verhält sich daher wie eine phasenfreie Tiefpassfilterung. Abbildung 7-11 zeigt für die zuvor ausgewertete Messfahrt in einem Vergleich mit nachträglich offline phasenfrei¹⁹² gefilterten Signalen, dass bereits ohne Kompensation des Zeitverzugs die Abweichung $\Delta v_{D,30ms,sgn}$ verringert werden kann. Der Anteil der Vorzeichenfehler sinkt mit der Trennfrequenz und erreicht im Bereich von 2,5 bis 5 Hz ein Minimum. Referenzsignal zur Berechnung der Abweichung ist jeweils das 30 ms voreilende und mit 30 Hz tiefpassgefilterte Signal der differenzierten

¹⁹² Für die Auswertung wurde ein Tiefpass erster Ordnung mit der Matlabfunktion *filtfilt* verwendet. Daraus resultiert eine phasenfreie Filterung zweiter Ordnung.

Federwege. Aufgrund der Gruppenlaufzeiten von Tiefpassfiltern ist die Signalverarbeitung in dieser Form jedoch nicht im geschlossenen Regelkreis ausführbar.

Wird die Dämpfergeschwindigkeit lediglich auf Basis niederfrequenter Anteile berechnet, reagiert die Regelung jedoch verzögert auf stoßartige Anregungen, die bei der konventionellen Regelung aufgrund der hohen Dämpfergeschwindigkeiten zu weichen Dämpfereinstellungen führen. Das Maß $\Delta v_{D,T,sgn}$ reicht daher zur Beurteilung der Signalqualität nicht mehr aus.

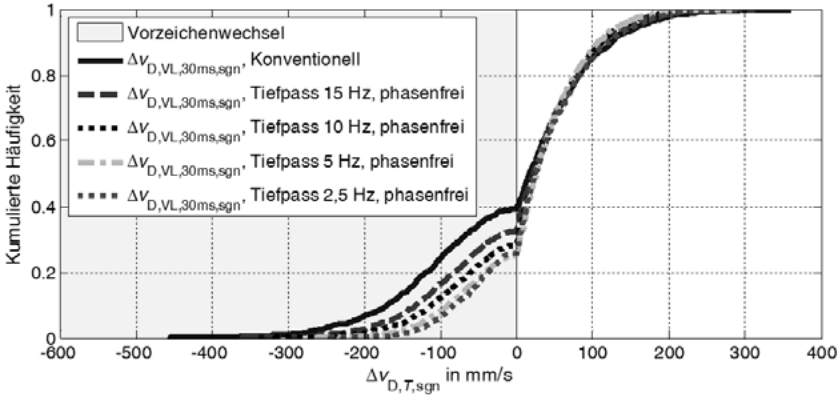


Abbildung 7-11: Auswirkung einer phasenfremen Tiefpassfilterung auf $\Delta v_{D,30ms,sgn}$

Durch die Unterdrückung hochfrequenter Anteile sinkt zudem auch der Effektivwert der Dämpfgeschwindigkeit im Vergleich zum konventionell erfassten Signal. Dieses niedrigere Geschwindigkeitsniveau führt dazu, dass im inversen Kennfeld bei gleicher Sollkraft härtere Dämpfereinstellungen ausgewählt werden. Daher sind die Reglerparameter anders als bei der vorderradbasierten Bestimmung der hinteren Dämpfergeschwindigkeiten nicht von der konventionellen Abstimmung übertragbar. Für eine vergleichbare Aufbauberuhigung ist eine Reduktion des Sollkraftniveaus über geänderte Reglereinstellungen oder alternativ eine Skalierung der Dämpfergeschwindigkeit erforderlich.

7.3.2 Kamerabasierte Regelung des modalen Skyhooks

Zur Beurteilung der kamerabasierten Berechnung der Dämpfgeschwindigkeiten wurde das Schwingungsverhalten eines modalen Skyhook-Reglers untersucht, bei dem die Sollkraft der Räder aus einer Kombination der drei Schwingungsmoden Heben, Nicken und Wanken berechnet wird. Analog zur Berechnung von $d_{Sky,Nick}$ gilt für die Berechnung der Wankdämpfung $d_{Sky,Wank}$ unter Berücksichtigung der Spurweite s :

$$d_{Sky,Wank} = d_{\varphi,Sky} \cdot \frac{s}{4} \quad (7.13)$$

Aufgrund der bei kamerabasierter Berechnung geringeren Effektivwerte der Dämpfergeschwindigkeit wurde für diese Konfiguration die Nickdämpfung angepasst. Tabelle 7-1 gibt einen Überblick über die verwendeten Einstellungen:

Tabelle 7-1: Parameter des kombinierten modalen Skyhook-Reglers für Fahrversuche

Parameter	Basisparametrierung	Angepasste Parametrierung
$d_{\text{Sky,Hub}}$ für Zugstufe		5 kNs/m
$d_{\text{Sky,Hub}}$ für Druckstufe		3 kNs/m
$d_{\text{Sky,Nick}}$ für Zugstufe	20 kNs/m	15 kNs/m
$d_{\text{Sky,Nick}}$ für Druckstufe	15 kNs/m	12 kNs/m
$d_{\text{Sky,Wank}}$ für Zugstufe		8 kNs/m
$d_{\text{Sky,Wank}}$ für Druckstufe		8 kNs/m

Abbildung 7-12 stellt die Auswertung der Oktaveffektivwerte der kamerabasierten der konventionellen Signalverarbeitung mit aus differenzierten Federwegsignalen bestimmten Dämpfergeschwindigkeiten gegenüber. Zusätzlich ist auch die Auswertung einer Messfahrt eingetragen, bei der die Dämpfergeschwindigkeiten aufbaubasiert berechnet wurden. Die Reglereinstellungen entsprechen dabei der angepassten Parametrierung des Reglers mit kamerabasierter Raddynamik.

Während der Skyhook mit rein aufbaubasierten Dämpfergeschwindigkeiten Werte erreicht, die mit der konventionellen Regelung vergleichbar sind, zeigt der Regler mit kamerabasierter Raddynamik für Frequenzen ab 1,4 Hz eine Absenkung der Effektivwerte um etwa 1 dB. Die ergänzend für diese Messfahrten in Tabelle 7-2 aufgeführten Kennwerte zeigen zudem, dass der kamerabasierte Skyhook die niedrigsten Effektivwerte bei einem im Vergleich zur konventionellen Regelung um 2,8 Punkte reduzierten K -Wert erreicht.

Für eine tiefergehende Beurteilung der kamerabasierten Berechnung von Dämpfergeschwindigkeiten sind jedoch zusätzliche Messfahrten und weitere Untersuchungen erforderlich. Aufgrund der hinsichtlich der enthaltenen Frequenzen abweichenden Gestalt der Dämpfergeschwindigkeiten und der daher geänderten Reglereinstellungen sind die Ergebnisse nur eingeschränkt auf andere Anregungen übertragbar.

Tabelle 7-2: Komfortkennwerte der im Fahrversuch untersuchten Regler

	$a_{Z,HA,eff}$	\dot{g}_{eff}	K_{ges}
Weiche Dämpferkennung	1,23 m/s ²	2,28 °/s	22,4
Konventionelle Regelung	1,22 m/s ²	1,47 °/s	29,6
Aufbaubasierte Regelung, reduziertes $d_{\text{Sky,Nick}}$	1,22 m/s ²	1,78 °/s	27,3
Kamerabasierte Regelung, reduziertes $d_{\text{Sky,Nick}}$	1,13 m/s ²	1,43 °/s	26,8

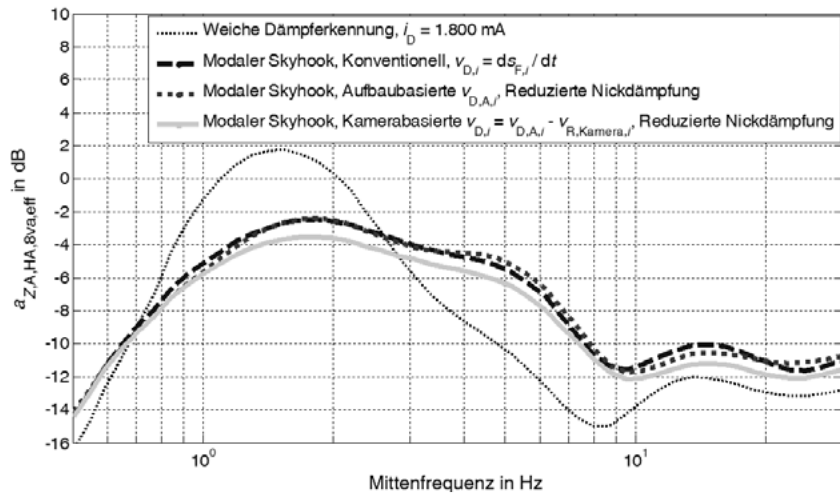


Abbildung 7-12: Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich, kamerabasierte Berechnung der Dämpfungsgeschwindigkeiten (Landebahn Griesheim, 115 km/h)

8 Fazit

In dieser Arbeit wurde der Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung mit Hinblick auf Verzugszeiten untersucht. In Abschnitt 2.3 wurden Forschungsfragen aus dem aktuellen Stand der Technik abgeleitet, denen im Folgenden die Ergebnisse der Untersuchungen gegenübergestellt werden:

1. Welche Auswirkungen haben die im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung auftretenden Verzugszeiten auf den Schwingungskomfort des Fahrzeugs?

Es wurde gezeigt, dass im Regelkreis der semiaktiven Fahrwerkregelung durch die Datenverarbeitung sowie die elektrischen und mechanischen Eigenschaften der Verstelldämpfer Verzugszeiten in der Größenordnung von 15 bis 30 ms auftreten. Diese können in ihren Auswirkungen auf die Regelung der Verstelldämpfer nicht vernachlässigt werden. Der Zeitverzug führt dazu, dass das über die Komfortkennzahl nach Hennecke bewertete Komfortpotenzial einer idealen verzugsfrei arbeitenden Regelung nicht ausgeschöpft wird.

Der Umfang dieses Komfortnachteils ist dabei von verschiedenen Einflussfaktoren abhängig, die in Verbindung mit der Wirkkette im Rahmen der Untersuchungen zur zweiten Forschungsfrage aufgezeigt wurden:

2. Welche Einflussfaktoren und Wirkmechanismen führen zu den identifizierten Auswirkungen auf den Schwingungskomfort?

In der Analyse wurden zwei Aspekte der Auswirkung von Verzugszeiten identifiziert: Einerseits ändert sich während des Zeitverzugs die aus dem Schwingungszustand abgeleitete Sollkraft. Zum anderen führt die Veränderung der Dämpfergeschwindigkeit dazu, dass die über ein inverses Kennfeld aus Sollkraft und Dämpfergeschwindigkeit abgeleitete Dämpfereinstellung zu Abweichungen von der geforderten Dämpferkraft führt.

In der Analyse von Verzugszeiten in der Regelung nach dem Skyhook-Ansatz wurde aufgezeigt, dass der zweite Aspekt der Dämpfergeschwindigkeitsabweichung für moderate Skyhook-Dämpferkonstanten aufgrund der im Vergleich zum Aufbau höheren Eigenfrequenz der Räder dominiert. Zur Beschreibung der Wirkweise wurden wiederum vier Mechanismen hergeleitet, wie Veränderungen der Dämpfergeschwindigkeit zu Abweichungen der Sollkraft von der tatsächlich wirkenden Dämpferkraft führen. Diese werden über die Kombination jeweils positiver und negativer Werte der Kennzahlen $\Delta v_{D,T,sgn}$ und $\Delta F_{D,rel,abs}$ charakterisiert.

Als Einflussfaktoren für die Auswirkung von Verzugszeiten wurden darüber hinaus die Unebenheit der Fahrbahn sowie das durch die Reglerverstärkung (z.B. Skyhook-Konstante) beeinflussbare Sollkraftniveau identifiziert.

Die beschriebenen Wirkmechanismen wurden exemplarisch im Fahrversuch zur Untersuchung der dritten Forschungsfrage nachgewiesen.

3. Können diese Wirkmechanismen im Fahrversuch nachgewiesen werden?

Die Auswertung der Fahrversuche zeigen einerseits, dass die in der Simulation aufgezeigte Größenordnung der durch den Kennwert $\Delta v_{D,T,\text{sgn}}$ beschriebenen Abweichung der Dämpfergeschwindigkeit mit Messungen übereinstimmt. Andererseits wurde durch den Vergleich der aufgezeichneten Dämpfersollkraft mit der am Dämpfer gemessenen tatsächlich wirkenden Dämpferkraft nachgewiesen, dass die in Verbindung mit den vier Wirkmechanismen beschriebene Kraftabweichungen $\Delta F_{D,\text{rel,abs}}$ auch im realen semiaktiven Regelkreis des Versuchsfahrzeugs auftreten.

In der Simulation wurde wiederum die vierte Forschungsfrage untersucht:

4. Kann durch eine Kompensation der Verzugszeiten eine Komfortverbesserung erreicht werden?

Die Ergebnisse zeigen, dass bereits eine Prädiktion der Radgeschwindigkeiten ausreicht, um mit einer um T_{VZK} vorausseilenden Bereitstellung der Dämpfergeschwindigkeit die auftretenden Verzugszeiten zu kompensieren (Phase Lag Compensation). Bei gleicher Skyhook-Konstante werden die Kraftabweichungen $\Delta F_{D,\text{rel,abs}}$ reduziert und es werden bessere Komfortkennzahlen nach Hennecke sowie geringere Effektivwerte von Aufbaubeschleunigung und Aufbaugeschwindigkeit erreicht. Mit zunehmender Skyhook-Konstante ist für eine Komfortverbesserung außerdem auch eine vorausseilende Bereitstellung der Aufbaugeschwindigkeit erforderlich.

Die Gültigkeit der Ergebnisse wurde als Gegenstand der fünften Forschungsfrage untersucht:

5. Lässt sich eine solche Komfortverbesserung durch Verzugszeitkompensation im Fahrversuch zeigen?

Hierzu wurde in Fahrversuchen auf der Landebahn des Flugplatzes Griesheim das Komfortpotenzial der Verzugszeitkompensation aufgezeigt. Werden die an der Vorderachse ermittelten Radgeschwindigkeiten zur Bestimmung der Dämpfereinstellungen an der Hinterachse genutzt, haben die so berechneten Signale der Dämpfergeschwindigkeiten bezogen auf die nachträglich bestimmten vorausseilenden Referenzsignale geringere Abweichungen als die differenzierten und gefilterten Signale der Federwegsensoren an den Hinterrädern. Die Auswertung der Aufbaubeschleunigung bestätigt diese Verbesserung und zeigt eine Reduktion der Oktaveffektivwerte sowie bessere Komfortkennzahlen.

Auch bei der Verwendung der Werte des durch eine Stereokamera erfassten Höhenprofils der Straße kann die Abweichung der Dämpfergeschwindigkeiten im Vergleich zur konventionellen Berechnung über die Federwegsensoren verbessert werden. Ein direkter Vergleich der Aufbaubeschleunigungen mit einem konventionell geregelten Skyhook bei identischer Parametrierung ist jedoch nicht möglich, da der verwendete Prädiktionsalgorithmus zu im Vergleich zum Referenzsignal niedrigeren Effektivwerten der Dämpfergeschwindigkeiten führt. Für einen Vergleich sind daher eine Abstimmung der Regler und weitere Untersuchungen erforderlich.

9 Ausblick

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus dieser Arbeit ergeben sich daher drei Aspekte als Gegenstand weiterer Untersuchungen in der Forschung auf diesem Gebiet:

Der erste Aspekt betrifft die vertiefte Untersuchung der in der Simulation hergeleiteten Zusammenhänge im Fahrversuch. Hierzu gehören größere Wiederholzahlen, zusätzliche Untersuchungen bei unterschiedlichen Fahrbahnanregungen und die Kombination der vorderradbasierten Verzugszeitkompensation an der Hinterachse mit einer kamerabasierten Kompensation für die Vorderachse. Außerdem besteht die Möglichkeit, in Abhängigkeit von Dämpfergeschwindigkeit und Schallrichtung mit einer variablen Kompensationszeit die Kraftfehler weiter zu reduzieren. Zusammengefasst ergeben sich folgende Forschungsfragen:

- Welchen Umfang hat das in der Simulation sowie exemplarisch im Fahrversuch aufgezeigte Komfortpotenzial einer Verzugszeitkompensation auf verschiedenen realen Straßenebenenheiten und welche Rolle spielen diese im typischen Fahrzeugeinsatz?
- Ergibt eine an die Schalteigenschaften des Verstelldämpfers und den Schwingungszustand des Fahrzeugs angepasste variable Kompensationszeit T_{VZK} im Fahrversuch ein zusätzliches Komfortpotenzial?
- Welchen Umfang hat das Komfortpotenzial durch Verzugszeitkompensation in Verbindung mit der Abstimmung eines komplexen Serienreglers?¹⁹³
- Wie groß ist das Komfortpotenzial bei der Kombination einer vorderradbasierten Verzugszeitkompensation an der Hinterachse mit einer kamerabasierten Kompensation an der Vorderachse?

Der zweite Aspekt betrifft die weitere Untersuchung, welche Eigenschaften des Dämpfergeschwindigkeitssignals im Regelkreis die besten Ergebnisse erwarten lässt. Bei konventioneller Filterung ist die Verwendung von Tiefpassfiltern aufgrund des damit verbundenen Zeitverzugs stark eingeschränkt. Werden dagegen vorausschauend bestimmte Signale verwendet, kann dieser Zeitverzug kompensiert werden. Ist aufgrund der Verzugszeiten bei der Dämpferschaltung die Regelung im Eigenfrequenzbereich der Räder ohnehin nur eingeschränkt möglich, eröffnet dies die Option, Tiefpassfilter mit niedrigerer Trennfrequenz, die Zykluszeit der Regelung sowie eine Begrenzung des Stromgradienten zur Minderung von Schaltergeräuschen neu zu bewerten. Daraus ergibt sich folgende Forschungsfrage:

- Welchen Einfluss haben bei einem vorausseilenden Signal die verschiedenen Frequenzanteile der Dämpfergeschwindigkeit auf das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs mit geregelten Verstelldämpfern?

¹⁹³ Serienregler weichen durch die Aktivierung von Zusatzmodulen in Abhängigkeit vom Schwingungszustand teilweise von der aus einer Sollkraft des Regelalgorithmus abgeleiteten Dämpfereinstellung ab, um Komfortnachteile auszugleichen.

Der dritte Aspekt betrifft die weiter gehende Verwendung von Informationen über erwartete Straßenanregungen in einem Beobachter. Für eine Weiterentwicklung von Fahrwerkregelungen ist jenseits der Kompensation von Verzugszeiten die Kenntnis des Schwingungszustands von Bedeutung.¹⁹⁴ Die Kenntnis des Straßenprofils erlaubt die Erweiterung bestehender Beobachterkonzepte und die zunehmende Rechenleistung moderner Steuergeräte bietet die Möglichkeit, auch komplexe Modelle zu verwenden. Die genaue Kenntnis des aktuellen Schwingungszustands, dessen Vorausschau und die damit verbundene Option zur Verzugszeitkompensation eröffnen zusätzliche Möglichkeiten für aktive und semiaktive Fahrwerksysteme. Diese Fragestellungen sind in der folgenden Forschungsfrage zusammengefasst:

- Erlaubt die vorausschauende Verwendung von Höheninformationen in einem Beobachter eine Verbesserung der Signalqualität beobachteter Zustandsgrößen?

¹⁹⁴ Vgl. Unger, A.F.: Diss., Serientaugliche quadratisch optimale Regelung, 2012, S. 4.

A Anhang

A.1 Versuchsfahrzeug



Abbildung 9-1: Forschungsfahrzeug Porsche Panamera GTS

Tabelle 9-1: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs

Eigenschaft	Wert
Leermasse	1925 kg
Radstand	2920 mm
Länge	5015 mm
Breite	1931 mm
Höhe	1408 mm
Spurweite vorne/hinten	1658 mm / 1662 mm
Motorleistung	316 kW bei 6700 U/min
Getriebe	7-Gang Doppelkupplungsgetriebe
Räder vorne	255/40 ZR 20 auf Felge 9,5x20 ET 65, Fülldruck 2,5 bar
Räder hinten	295/35 ZR 20 auf Felge 11x20 ET 68, Fülldruck 2,5 bar

A.2 Verstelldämpfer mit zwei Ventilen

A.2.1 Einfluss des Parameters $v_{D,inaktiv}$

Der Parameter $v_{D,inaktiv}$ beschreibt jene Dämpfergeschwindigkeit, die im inversen Kennfeld für das gerade nicht aktive Ventil angenommen wird. Tabelle 9-2 und Abbildung 9-2 zeigen die Simulationsergebnisse für eine Variation des Parameters. Ein Wert von 0 bedeutet dabei, dass im inaktiven Ventil stets die weiche Kennung aktiviert wird. Werte ungleich null führen dazu, dass bei Vorliegen einer zum Ventil passenden Krafrichtung unter Verwendung der angenommenen Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,inaktiv}$ ein Dämpferstrom berechnet wird. Die Anpassung des Ventils erfolgt damit nicht erst, wenn das gemessene und verzugsbehaftete Signal der Dämpfergeschwindigkeit das entsprechende Vorzeichen hat.

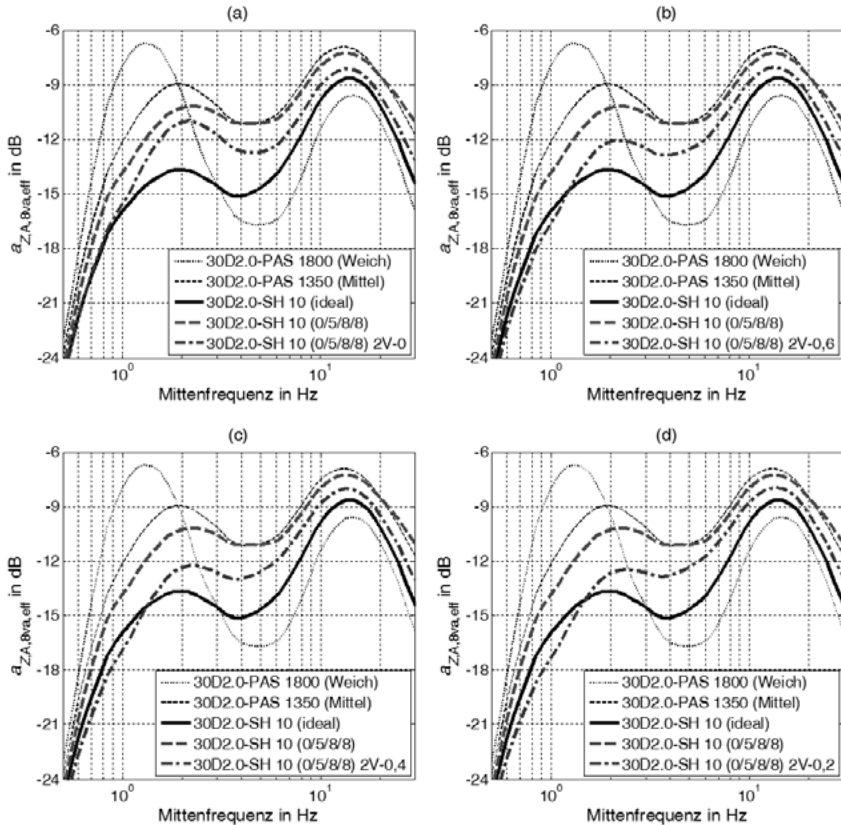


Abbildung 9-2: Variation von $v_{D,inaktiv}$ für einen Skyhook mit $d_{sky} = 10 \text{ kN/m}$

Tabelle 9-2: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	$v_{D, \text{inaktiv}}$	Einstellung	$T_{a, A} / T_{v, A} / T_{v, D} / T_{D, \text{tot}} /$	$a_{Z, A, \text{eff}}$	$K_{Z, \text{erv}}$
30D2.0- SH 10 (ideal)	--	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Direkte Kraftbereitstellung	$0,58 \text{ m/s}^2$	9,1
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8)	--	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	$0,74 \text{ m/s}^2$	12,4
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8) 2V-0	0 m/s	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	$0,67 \text{ m/s}^2$	10,9
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8) 2V-0,6	0,6 m/s	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	$0,65 \text{ m/s}^2$	10,8
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8) 2V-0,4	0,4 m/s	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	$0,65 \text{ m/s}^2$	10,8
30D2.0- SH 10 (0/5/8/8) 2V-0,2	0,2 m/s	$d_{\text{sky}} = 10 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	$0,65 \text{ m/s}^2$	10,9

Anregung jeweils Fahrgeschwindigkeit $v = 30 \text{ m/s}$ bei Fahrbahnklasse D ($A/U = 16$), $w = 2,0$

A.2.2 Einfluss der Skyhook-Konstante

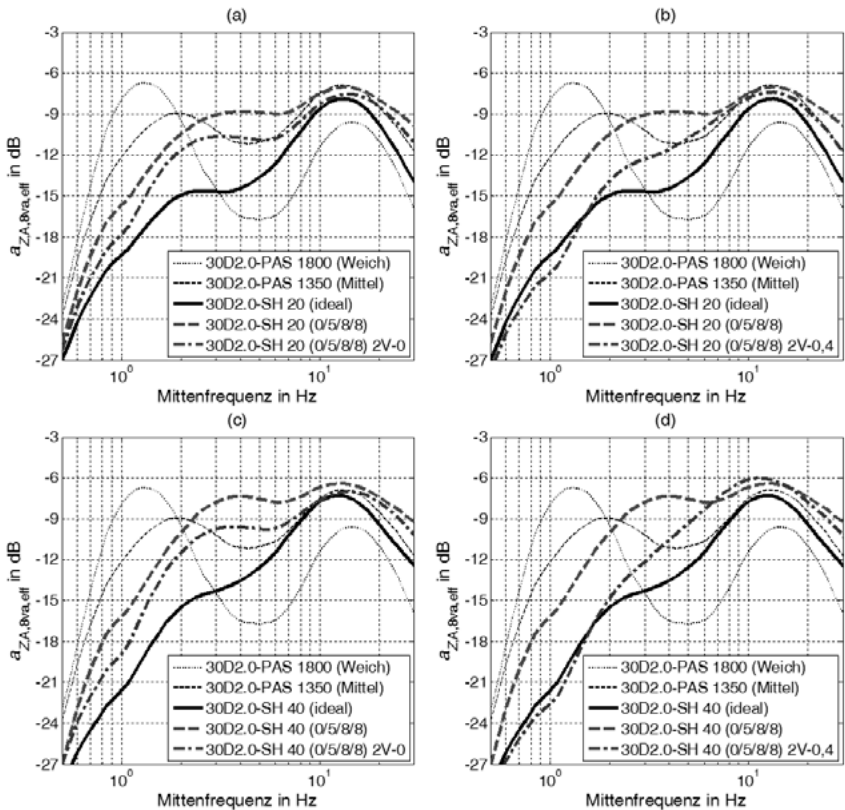


Abbildung 9-3: Variation der Skyhook-Konstante mit $d_{\text{sky}} = 20 \text{ kNs/m}$ und $d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$

Tabelle 9-3: Simulationsparameter und Komfortkennwerte der untersuchten Regler

Bezeichnung	$v_{D, \text{inaktiv}}$	Einstellung	$T_{a,A} / T_{v,A} / T_{v,D} / T_{D, \text{tot}} / T_{D, 90\%}$	$a_{Z, A, \text{eff}}$	$K_{Z, \text{crw}}$
30D2.0- SH 20 (ideal)	--	$d_{\text{sky}} = 20 \text{ kNs/m}$	Direkte Kraftbereitstellung	0,63	10,2
30D2.0- SH 20 (0/5/8/8)	--	$d_{\text{sky}} = 20 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,83	14,8
30D2.0- SH 20 (0/5/8/8) 2V-0	0 m/s	$d_{\text{sky}} = 20 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	0,73	12,5
30D2.0- SH 20 (0/5/8/8) 2V-0,4	0,4 m/s	$d_{\text{sky}} = 20 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	0,71	12,5
30D2.0- SH 40 (ideal)	--	$d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$	Direkte Kraftbereitstellung	0,68	11,1
30D2.0- SH 40 (0/5/8/8)	--	$d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$	-- / 0 ms / 5 ms / 8 ms / 8 ms	0,93	16,8
30D2.0- SH 40 (0/5/8/8) 2V-0	0 m/s	$d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	0,81	14,1
30D2.0- SH 40 (0/5/8/8) 2V-0,4	0,4 m/s	$d_{\text{sky}} = 40 \text{ kNs/m}$	Wie oben, 2 Verstellventile	0,84 m/s ²	14,9

Anregung jeweils Fahrgeschwindigkeit $v = 30 \text{ m/s}$ bei Fahrbahnklasse D ($A/U = 16$), $w = 2,0$

A.3 Auswertung der Oktaveffektivwerte

Für die in Abschnitt 4.2.3 vorgestellte Auswertung der Aufbaubeschleunigung über Effektivwerte im Oktavband wurde die folgende Funktion in MATLAB verwendet.

```
function [Fm, aEffOkt] = aEffOkt(PSD,F,Fm1,N,BB,wBB)

% Funktion zur Berechnung von N Effektivwerten mit Fm1 als erster Mittenfrequenz

% OUTPUT:
% Fm: 1xN-Vektor der ausgewerteten Mittenfrequenzen
% aEffOkt: 1xN-Vektor der Effektivwerte für die Mittenfrequenzen

% INPUT:
% PSD: Spektrale Leistungsdichte
% F: Zugehöriger Frequenzvektor
% Fm1: Erste Mittenfrequenz
% N: Anzahl der berechneten Effektivwerte
% BB: Bandbreite (Kehrwert der Anzahl der Mittenfrequenzen pro Oktave)
% wBB: Fensterbandbreite (Auswertebereich für einzelne Mittenfrequenzen)

% In der Dissertation verwendete Einstellungen:
% Fm1 = 0,5 Hz
% N = 49
% BB = 0,125 (Achtel Oktave)
% wBB = 2 (Glockenkurve über zwei Oktaven)

% Bestimmung der Mittenfrequenzen Fm
FreqFaktor = (2^BB); % Frequenzverhältnis
Fm = Fm1 * FreqFaktor.^(0:(N-1)); % Berechnung der Mittenfrequenzen

% Initialisierung des Leistungsvektors
oktavleistung = zeros(1,N);
dF=F(2)-F(1);

for i = 1:N
    % Bestimmung der ausgewerteten Frequenzen
    start = find(F>Fm(i)/wBB,1,'first');
    ende = find(F<Fm(i)*wBB,1,'last');

    % Aufsummieren der über die Glockenkurve gewichteten Leistung
    gewichtung = 0.5*(cos(log2(F(start:ende)/Fm(i))*pi)+1);
    oktavleistung(i) = sum(dF*PSD(start:ende).*gewichtung);
end

% Berechnung der Effektivwerte aus der aufsummierten Leistung
aEffOkt=transpose(sqrt(oktavleistung));
end
```

Literaturverzeichnis

van der Aa, M.A.H.; Muijderland, J.H.E.A.; Veldpaus, F.E.: Constrained Optimal Control of Semi-Active Suspension Systems with Preview. In: Vehicle System Dynamics 28, 1997, S. 307-323

Ahmed, M.; Svaricek, F.: Preview Control of Vehicle Semi-active Suspension Using Model Predictive Control Based on Fast Fourier Transform. In: AUTOREG 2013, VDI-Berichte 2196, 2013, S. 35-50

Albers, I.: Vertikaldynamik. In: Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch, 4. Auflage, Springer-Vieweg, 2013, S. 73-93

Al-Holou, N.; Joo, D. S.; Shaout, A.: The Development of Fuzzy Logic Based Controller for Semi-Active Suspension System. In: Proceedings of the 37th Midwest Symposium on Circuits and Systems, Band 2, 1994, S. 1373-1376

Berns, K.; Schürmann, B.; Trapp, M.: Eingebettete Systeme, Systemgrundlagen und Entwicklung eingebetteter Software, Vieweg+Teubner Verlag, 2010

Bruls, H.: Preview for a (Semi-) Active Suspension, Report No. WFW 93.078, Technische Universität Eindhoven, 1993

Bubb, H.: Gestaltung der Konditionssicherheit. In: Bubb, H.; Bengler, K.; Grünen, R.E.; Vollrath, M.: Automobilergonomie, Springer Vieweg, 2015, S. 471-523

Causemann, P.: Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke, Technische Konferenz, Fichtel und Sachs AG, Sitev, 1990

Causemann, P.: Moderne Schwingungsdämpfung. In: ATZ 11/2003, S. 1072-1079

Causemann, P.: Dämpfung. In: Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg & Sohn Verlag, 2007, S. 266-287

Cytrynski, S.; Schwarz, T.: Das vorausschauende aktive Fahrwerk der neuen S-Klasse. In: Reifen Fahrwerk Fahrbahn 2013, VDI-Berichte 2211, S. 121-132

Dixon, J.C.: The Shock Absorber Handbook, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, England, 2007

Elbers, C.: Mechatronische Fahrwerksysteme. In: Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg & Sohn Verlag, 2007, S. 511-539

Fijalkowski, B.T.: Automotive Mechatronics: Operational and Practical Issues, Volume II, Springer Science, 2011

Findeisen, D.: Ölhdraulik, Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, Springer, 2006

- Fischer, D.; Isermann, R.:** Mechatronic Semi-active and Active Vehicle Suspension. In: Control Engineering Practice, Elsevier, 2003, S. 1353-1367
- Folchert, U.:** Elektronisch geregelte Luftfedersysteme. In: Isermann, R.: Fahrdynamik-Regelung, Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik, Vieweg & Sohn Verlag, 2006
- Fröhlich, M.:** Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem, Dissertation Technische Universität München, 2007
- Gilsdorf, H.-J.:** Semiaktive Dämpfung. In: Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch, 4. Auflage, Springer-Vieweg, 2013, S. 300-305
- Göhrle, C.:** Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme, Dissertation Universität Stuttgart, Berichte aus dem Institut für Systemdynamik, Band 19, Shaker Verlag, 2014
- Goldasz, J.; Sapinski, B.:** Insight into Magneto Rheological Shock Absorbers, Springer Verlag, 2015
- Guglielmino, E.; Sireteanu, T.; Stammers, C.W.; Ghita, G.; Giuclea, M.:** Semi-active Suspension Control, Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer-Verlag, 2008
- Hac, A.:** Optimal Linear Preview Control of Active Vehicle Suspension. In: Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control, Honolulu, 1990, S. 2779-2784
- Hac, A.; Youn, I.:** Optimal Semi-active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model. In: American Control Conference, Boston, 1991, S. 433-438
- Hac, A.; Youn, I.:** Optimal Design of Active and Semi-active Suspension Including Time Delays and Preview. In: Journal of Vibration and Acoustics 115(4), 1993, S. 498-508
- Heinrich, B.; Linke, P.; Glöckler, M.:** Grundlagen Automatisierung – Sensorik, Regelung, Steuerung, Springer-Vieweg, 2015
- Hennecke, D.:** Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen, Dissertation Technische Universität Braunschweig, Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 237, 1995
- Hölscher, R.; Huang, Z.:** Das komfortorientierte semiaktive Dämpfungssystem. In: Wallentowitz, H.: Aktive Fahrwerkstechnik, Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Band 10, Vieweg & Sohn, 1991, S. 20-34
- Hoffmann, C.:** Mechatronische Vertikaldynamiksysteme. In: Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S.: Fahrwerkhandbuch, 4. Auflage, Springer-Vieweg, 2013, S. 584-600
- Hoffmann, J.:** MATLAB und SIMULINK in Signalverarbeitung und Kommunikationstechnik. Addison-Wesley, München, 1999
- Howell, M.N.; Frost, G.P.; Gordon, T.J.; Wu, Q.H.:** Continuous Action Reinforcement Learning Applied to Vehicle Suspension Control. In: Mechatronics, Vol. 7, No. 3, Elsevier Science, 1997, S. 263-276

- Huang, Z.:** Patentschrift DE 40 15 972 C2: Regelung für ein semiaktives Fahrwerk, 1993
- Huisman, R.G.M.:** A Controller and Observer for Active Suspensions with Preview, Dissertation Technische Universität Eindhoven, 1994
- ISO 2631:** Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen, 2010
- ISO 8608:1995-09:** Mechanische Schwingungen - Straßenoberflächenprofile - Darstellung von Meßdaten, Beuth Verlag, Berlin, 1995
- Kallenbach, E.; Eick, R.; Quendt, P.; Ströhl, T.; Feindt, K.; Kallenbach, M.; Radler, O.:** Elektromagnete, Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung, 4. Auflage, 2012
- Karnopp, D.; Crosby, M.J.; Harwood, R.A.:** Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. In: ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, 1974, S. 619-626
- Kitching, K.J.; Cebon, D.; Cole, D.J.:** An Experimental Investigation of Preview Control. In: Vehicle System Dynamics, 32:6, 1999, S. 459-478
- Knauer, P.:** Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung, Dissertation Technische Universität München, 2010
- Koch, G.; Kloiber, T.; Pellegrini, E.; Lohmann, B.:** A Nonlinear Estimator Concept for Active Vehicle Suspension Control, American Control Conference, Baltimore, MD, USA, 2010, S. 4576-4581
- Koch, G.:** Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension Systems, Dissertation Technische Universität München, 2010
- Krimmel, H.:** Elektronische Fahrwerkregelsysteme. In: Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg & Sohn Verlag, 2007, S. 493-503
- Lennert, S.:** Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen – Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen, Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 698, 2009
- Lindgärde, O.:** Kalman Filtering in Semi-Active Suspension Control. In: Proceedings of the 15th Triennial World Congress, Barcelona, 2002
- Lyons, R.G.:** Understanding Digital Signal Processing, 3. Auflage, Addison Wesley, 2010
- Mertins, A.:** Signaltheorie: Grundlagen der Signalbeschreibung, Filterbänke, Wavelets, Zeit-Frequenz-Analyse, Parameter und Signalschätzung; 2. Auflage, Vieweg+Teubner, 2010
- Mitschke, M.; Klingner, B.; Braun, H.:** Zulässige Amplituden und Wellenlängen herausragender Unebenheitsanteile – Einfluss von Einzelhindernissen und Periodizitäten auf Fahrkomfort, Straßen-, Fahrzeug- und Ladegutbeanspruchung sowie Fahrsicherheit; Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik Heft 710, Typo-Druck & Verlagsgesellschaft, Bonn, 1994

- Mitschke, M.; Wallentowitz, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer-Verlag, 2004
- Morita, T.; Tanaka, T.; Kishimoto, N.; Kishi, M.:** Ride Comfort Improvement Using Preview Sensor. In: Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, Yokohama, Society of Automotive Engineers of Japan, 1992, S. 111-116
- Muijderland, J.H.E.A.:** Flexible objective controllers for semi-active suspensions with preview, Dissertation, Technische Universität Eindhoven, 1997
- Nagiri, S.; Doi, S.; Shoh-no, S.; Hiraiwa, N.:** Improvement of Ride Comfort by Preview Vehicle-Suspension System, SAE Technical Paper 920277, 1992
- Nicolás, C. F.; Landaluze, J.; Castrillo, E.; Gastón, M.; Reyero, R.:** Application of Fuzzy Logic Control to the Design of Semi-Active Suspension Systems. In: Proceedings of the Sixth IEEE International Conference on Fuzzy Systems, Band 2, 1997, S. 987-993
- Niemz, T.:** Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension, Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 640, 2007
- Novak, M.; Valasek, M.:** A New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. In: Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen, 1996, S. 141-151
- Ohsaku, S.:** Patentschrift DE 100 16 896 B4: Vorrichtung und Verfahren zum Schätzen einer kinetischen Zustandsgröße für Kraftfahrzeuge, 2010
- Orlowski, P.F.:** Praktische Regelungstechnik, Anwendungsorientierte Einführung für Maschinenbauer und Elektrotechniker, 5. Auflage, Springer-Verlag, 1999
- Otterbein, S.; Kunz, D.; Kallenbach, R.:** Patentschrift DE 41 17 897 C2: System zur Erzeugung von Signalen zur Steuerung oder Regelung eines in seinen Bewegungsabläufen steuerbaren oder regelbaren Fahrwerks, 2001
- Reichel, J.:** Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen, Dissertation Technische Universität Darmstadt, 2003
- Reimpell, J.:** Fahrwerktechnik: Stoßdämpfer, Stoß- und Schwingungsdämpfung, Feder- und Dämpferbeine, Konstruktion und Einbau, Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1983
- Reul, M.:** Bremswegverkürzungspotenzial bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS, Dissertation Technische Universität Darmstadt, Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 738, 2011
- Roebuck, R.L.; Kitching, K.J.; Cebon, D.; de Ruiter, A.:** Developments in Semi-Active Heavy Vehicle Suspensions. In: 6th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Saaskatoon Kanada, 2000, S. 353-366
- Sauer, W.:** Fahrkomfort Grundlagen, Mensch und NVH. In: Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg & Sohn Verlag, 2007, S. 421-426

- Savaresi, S.M.; Silani, E.; Bittanti, S.:** Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm for Comfort-Oriented Semiactive Suspensions. In: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Band 127, Heft 2, 2005, S. 218-229
- Savaresi, S.M.; Spelta, C.:** Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension. In: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Band 129, 2007, S. 382-392
- Savaresi, S.M.; Poussot-Vassal, C.; Spelta, C.; Senname, O.; Dugard, L.:** Semi-active Suspension Control Design for Vehicles, Butterworth-Heinemann, 2010
- Schindler, A.:** Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie, Dissertation Universität Karlsruhe, Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Informatik/Automatisierungstechnik, Band 31, KIT Scientific Publishing, 2009
- Schlick, C.; Bruder, R.; Luczak, H.:** Arbeitswissenschaft, 3. Auflage, Springer-Verlag, 2010
- Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.:** Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, 2. Auflage, Springer Vieweg, 2013
- Seong, M.S.; Choi, S.B.; Cho, M.W.; Lee, H.G.:** Preview control of vehicle suspension system featuring MR shock absorber. In: Journal of Physics: Conference Series 149, 11th Conference in Electrorheological Fluids and Magnetorheological Suspensions, 2009
- Simic, D.:** Beitrag zur Optimierung der Schwingungseigenschaften des Fahrzeuges: Physiologische Grundlagen des Schwingungskomforts, Dissertation Technische Universität Berlin, 1970
- Soede, M.J.:** A Semi-Active Suspension of a Tractor-Semitrailer Combination with Preview, Master Thesis, Technische Universität Eindhoven, 1995
- Steinhardt, N.; Leinen, S.:** Datenfusion für die präzise Lokalisierung. In: Winner, H.; Hakuli, S.; Lotz, F.; Singer, C.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Grundlagen Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort, Springer Vieweg, 2015
- Unger, A.F.:** Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke, Dissertation Technische Universität München, 2012
- Valasek, M.; Novak, M.; Sika, Z.; Vaculin, O.:** Extended-Ground-Hook – New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. In: Vehicle System Dynamics, 27:5-6, 2007, S. 289-303
- VDI, Verein Deutscher Ingenieure:** Norm VDI 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Blatt 1: Ganzkörper-Schwingungen; Beuth Verlag, Berlin, 2002
- Vissers, J.G.H.:** Real-time implementation of a preview-based control strategy for a semi-active truck suspension, 2nd Phase Master Thesis, Technische Universität Eindhoven, 1997
- Weißgerber, W.:** Elektrotechnik für Ingenieure 3: Ausgleichsvorgänge, Fourieranalyse, Vierpoltheorie, 9. Auflage, Springer Vieweg, 2015

Willems, M.: Potenzialabschätzung zur Rekuperation der Stoßdämpferenergie, ATZ 09/2012, S. 684-689

Wirlitsch, R.: Auslegeschrift 1 269 902: Verfahren und Einrichtung zum Steuern einer Fahrzeugfederung, insbesondere bei geländegängigen Kraftfahrzeugen, 1968

Zeller, P.: Schwingungsminderung. In: Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik, Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, 2. Auflage, Vieweg + Teubner, 2012, S. 68-115

Zeller, P.: Schwingungsphänome im Kraftfahrzeug. In: Zeller, P.: Handbuch Fahrzeugakustik, Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, 2. Auflage, Vieweg + Teubner, 2012, S. 68-115

Eigene Veröffentlichungen

Claus, S.; Viehof, M.; Winner, H.: Analyse der Regelstrecke semiaktiver Fahrwerkregelungen hinsichtlich des Potenzials von Preview-Fahrbahninformationen für den Reglerentwurf. Reifen Fahrwerk Fahrbahn 2015, VDI-Berichte 2241, S. 43-59

Zhang, N.; Claus, S.; Wang, Y.; Winner, H.: Analysis Methods for Time-Variant Harmonic Vehicle Dynamics Experiments. Reifen Fahrwerk Fahrbahn 2013, VDI-Berichte 2211, S. 273-286

Betreute studentische Arbeiten

Adick, Hendrik: Entwicklung und Validierung einer Methodik zur messdatenbasierten Parametrisierung eines Fahrzeugmodells zur Vertikaldynamiksimulation mit IPG CarMaker, Masterthesis Nr. 522/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Amersbach, Christian: Entwicklung eines Gesamtfahrzeugkonzeptes für einen Solar-Rennwagen zur Teilnahme an der Sasol Solar Challenge, Masterthesis Nr. 587/15 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Azimi, Ala: Literatur- und Patentrecherche zu Regelstrategien für semiaktive Fahrwerkssysteme, Bachelorthesis Nr. 1145/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Bach, Christian: Implementierung und Analyse eines modalen Regelalgorithmus für ein semiaktives Fahrwerk, Bachelorthesis Nr. 1186/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Bjelonic, Marko: Simulation, Analyse und Bewertung semiaktiver Regelungsstrategien für Personenkraftwagen, Bachelorthesis Nr. 1152/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Dikci, Ufuk: Implementierung und Analyse von Regelalgorithmen für ein semiaktives Fahrwerk, Bachelorthesis Nr. 1237/15 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Esselborn, Carl: Entwicklung eines Reglermoduls für die Integration eines vorausschauenden Fahrbahnsensors, Bachelorthesis Nr. 1185/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Galler, Johannes: Entwicklung eines Vertikaldynamikreglers mit modularer Architektur, Masterthesis Nr. 544/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Hartmann, Florian: Bewertung der fahrdynamischen Eigenschaften eines Formula Student Rennwagens, Bachelorthesis Nr. 1174/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Hirsch, Alexander: Identifikation der Eigenschaften eines vorausschauenden Fahrbahnsensors, Bachelorthesis Nr. 1184/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Jakobi, David: Implementierung und Analyse eines modalen Regelalgorithmus nach Huang für ein semiaktives Fahrwerk, Bachelorthesis Nr. 1196/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Kieper, Philip: Entwurf eines Verifikationskonzepts für einen Reifensensor auf Basis der polymeren Dünnschichttechnologie, Masterthesis Nr. 554/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Knerr, Jonathan: Identifikation und Modellierung des dynamischen Verhaltens einer Luftfeder mit schaltbarem Zusatzvolumen, Bachelorthesis Nr. 1179/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Pouansi, Brice: Entwicklung von Kriterien für die Beurteilung der Prädiktionsqualität vertikaldynamischer Zustandsgrößen, Masterthesis Nr. 560/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Ruppert, Timm: Modellierung und Simulation einer Luftfeder mit Zusatzvolumen und kontinuierlich verstellbarem Ventilquerschnitt, Bachelorthesis Nr. 1197/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Schneider, Axel: Konzeption und Implementierung einer Simulationsumgebung in IPG CarMaker für die Entwicklung einer vorausschauenden Fahrwerkregelung, Masterthesis Nr. 564/15 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Sippel, Marco: Identifikation und Modellierung der Vertikaldynamik des nichtrollenden Rads, Bachelorthesis Nr. 1173/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Stephan, Philipp: Entwicklung eines Katalogs von Fahrbananregungen für die Beurteilung des Schwingungskomforts von Pkw, Studienarbeit Nr. 1171/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Viehof, Michael: Untersuchung des querdynamischen Potenzials von Torque Vectoring an der Hinterachse eines Fahrzeuges mit eAWD, Masterthesis Nr. 531/13 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Wahlig, Stefan: Ermittlung des Potenzials aerodynamischer Bauteile an einem Formula Student Rennwagen, Bachelorthesis Nr. 1128/12 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Wolkenhauer, Steffen: Untersuchung des Potenzials der dynamischen Schaltung von Luftfedern mit schaltbarem Zusatzvolumen, Masterthesis Nr. 558/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Zhu, Yuanyuan: Untersuchung des Einflusses von Verzugszeiten in der Regelung semiaktiver Fahrwerksysteme, Masterthesis Nr. 556/14 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Zipprich, Andreas: Konzeption und Durchführung einer Dämpferkraftmessung für die Beurteilung der Regelungsqualität semiaktiver Fahrwerkregelungen, Masterthesis Nr. 572/15 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Zipprich, Dominic: Entwicklung und Analyse von Modellen für die vertikaldynamische Zustandsprädiktion, Masterthesis Nr. 573/15 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Sebastian Claus
Geburtsdatum: 31.07.1981
Geburtsort: Wiesbaden

Schulzeit

1992 – 2001 Gymnasium am Mosbacher Berg in Wiesbaden
Abschluss: Abitur

Studium

2003 – 2011 Studium Allgemeiner Maschinenbau
Technische Universität Darmstadt
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Berufstätigkeit

2001 – 2003 Ausbildung zum Bankkaufmann bei der Nassauischen
Sparkasse, Wiesbaden

2011 – 2016 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeug-
technik der Technischen Universität Darmstadt

Seit 2016 Daimler AG, Sindelfingen
Entwicklungsingenieur im Bereich vollautomatisiertes
Fahren

Online-Shops



**Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick**



**Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen**



Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-380512-9