Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 807

39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz

in zwei Bänden / in two volumes

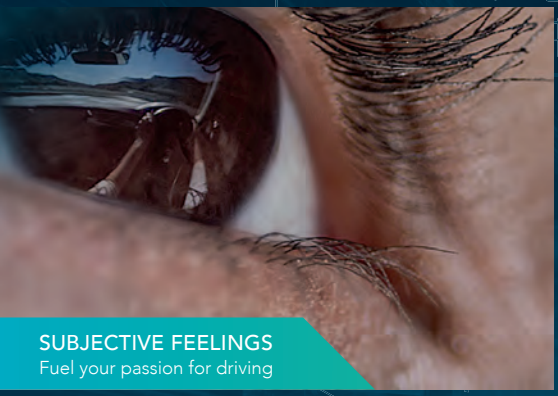
Band 1: erster Tag / **Volume 1:** first day

1

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

AVL

INNOVATIVE TECHNOLOGY

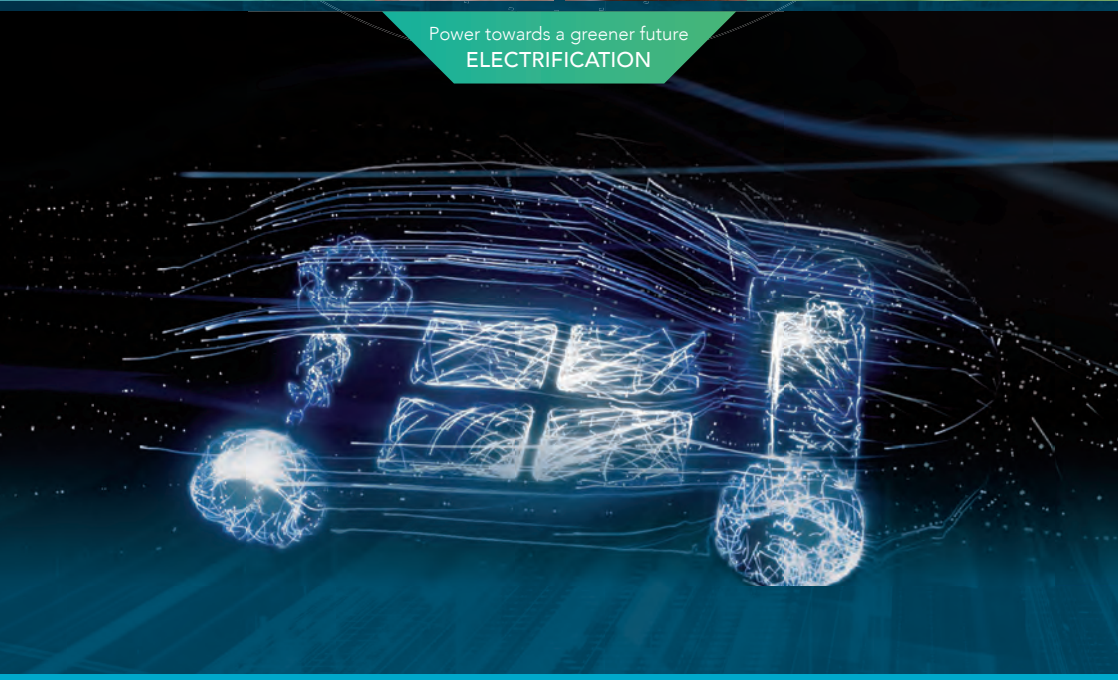


SUBJECTIVE FEELINGS
Fuel your passion for driving



AUTONOMOUS DRIVING
Free your mind to limitless possibilities

Power towards a greener future
ELECTRIFICATION



www.avl.com

https://doi.org/10.51202/9783968807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 807

39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz

in zwei Bänden / in two volumes

VDI verlag

Band 1: erster Tag / **Volume 1:** first day 1

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Geringer, Bernhard u. Lenz, Hans Peter (Hrsg.)
39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018
in zwei Bänden. Band 1: erster Tag; Band 2: zweiter Tag
39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018
in two volumes. Volume 1: first day; Volume 2: second day
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 807. Düsseldorf: VDI-Verlag 2018.
758 Seiten, 669 Bilder, 56 Tabellen.
ISBN 978-3-18-380712-3, ISSN 0178-9449, € 220,00/VDI-Mitgliederpreis € 198,00.

Für die Dokumentation: Neue Otto- und Dieselmotoren – Kraftstoffe der Zukunft – Neue Antriebe und Getriebe für LKW – Neue Brennverfahren / Motorsteuerung – Elektrische Antriebe / Hybride – Innovationen bei der Abgasreinigung – Brennstoffzellen – Blick in die Zukunft
Dieser zweibändige Bericht macht die Vorträge des 39. Internationalen Wiener Motorensymposiums (26./27. April 2018) einer breiten Öffentlichkeit zugänglich.
Ziel der Wiener Motorensymposien ist es, Themen von besonderer Aktualität auf dem Gebiet des Verbrennungsmotors zu behandeln. Das Werk befasst sich u. a. mit den oben angeführten Themen. Der USB-Stick enthält die Vorträge sowohl in der Originalversion als auch auf Englisch. Herausgeber: Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer, Vorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien, und Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hans Peter Lenz, Ehrenvorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien.

Keywords: New Otto and Diesel Engines – Future Fuels – New Powertrains and Transmissions for Heavy Duty Vehicles – New Combustion Processes / Engine Control – Electric Drives / Hybrids – Innovative Systems of Emission Control – Fuel Cells – View to the Future

Abstract: This two-volume report makes the presentations of the 39th International Vienna Motor Symposium (April 26-27, 2018) available to a wider audience.

The objective of the Vienna Motor Symposia is to examine current topics of particular interest. Among others, the work examines the above mentioned topics. The USB flash drive contains the presentations in their original form and in English translation.

Edited by Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer, President of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna) and Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hans Peter Lenz, Honorary President of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna).

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.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 www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

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 978-3-18-380712-3

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VORWORT

Die beiden vorliegenden Bände geben die Vorträge, die anlässlich des 39. Internationalen Wiener Motorensymposiums am 26. – 27. April 2018 gehalten werden, wieder. Der neueste Stand der Motoren- und Antriebsentwicklung wird damit von herausragenden Vortragenden präsentiert.

Allen Vortragenden und den sie entsendenden Unternehmen bzw. Institutionen sei auch an dieser Stelle für ihre Beiträge herzlichst gedankt.

Alle Vorträge sind auf dem den Symposiumsunterlagen beigefügten USB-Stick sowohl in der Originalversion als auch in Übersetzung (Englisch bzw. Deutsch) enthalten.

Die „Literatursuche“ auf der Homepage des Internationalen Wiener Motorensymposiums (www.wiener-motorensymposium.at) bietet die Möglichkeit, mit Hilfe von Suchbegriffen die Vortragstitel, Autoren und Firmen der vorangegangenen Motorensymposien seit 1981 (Englisch ab 1999) zu finden. Die Liste der Publikationen (Sammelbände der Vorträge der Internationalen Wiener Motorensymposien) 1979 – 2018, die auch die breitere Öffentlichkeit über die Inhalte der Symposien informieren sollen, finden Sie auf der folgenden Seite.

Das 40. Internationale Wiener Motorensymposium findet am 16. – 17. Mai 2019 statt, wozu schon jetzt herzlich eingeladen wird.

Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Vorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz
Ehrenvorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

FOREWORD

These two volumes contain all the lectures given at the 39th International Vienna Motor Symposium, which took place on 26th and 27th April, 2018. In these lectures, outstanding automotive engineers presented various aspects of state-of-the-art of engine and powertrain technology.

At this point, we would like to express our heartfelt thanks to all lecturers, as well as the companies and institutions they represent, for their contributions to our conference.

The original versions as well as the translations (German resp. English language) of all lectures are available on the USB flash drive which is attached to the symposium documents.

The word-search facility at www.vienna-motorsymposium.com – the website of the International Vienna Motor Symposium – allows direct access to the titles of lectures, together with information on all the authors and companies that have participated in the International Vienna Motor Symposia since 1999 (in German since 1981).

The publications list – which is to be found on the following page – provides an anthology of all lectures presented at the International Vienna Motor Symposia between 1979 and

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2018. It is intended to provide a broader public visibility with additional information on the topics and subject matter dealt with by these conferences.

The 40th International Vienna Motor Symposium is to take place on the 16th and 17th May, 2019, and may we take this early opportunity to extend you an invitation.

Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
President of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz
Honorary President of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

INTERNATIONALE WIENER MOTORENSYMPOSIEN
Liste der Publikationen:

„**1.**Internationales Wiener Motorensymposium“, ÖIZ, 124.Jahrgang (1979)

„**2.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.69 (1980)

„**3.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.81 (1981)

„**4.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.103 (1982)

„**5.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.127 (1983)

„**6.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.173 (1985)

„**7.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.74 (1986)

„**8.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.86 (1987)

„**9.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.99 (1988)

„**10.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.122 (1989)

„**11.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.141 (1990)

„**12.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.150 (1991)

„**13.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.167 (1992)

„**14.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.182 (1993)

„**15.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.205 (1994)

„**16.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.239 (1995)

„**17.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.267 (1996)

„**18.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.306 (1997)

„**19.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.348 (1998)

„**20.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.376 (1999)

„**21.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.420 (2000)

„**22.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.455 (2001)

„**23.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.490 (2002)

„**24.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.539 (2003)

„**25.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.566 (2004)

„**26.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.595 (2005)

„**27.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.622 (2006)

„**28.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.639 (2007)

„**29.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.672 (2008)

„**30.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.697 (2009)

„**31.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.716 (2010)

„**32.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.735 (2011)

„**33.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.749 (2012)

„**34.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.764 (2013)

„**35.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.777 (2014)

„**36.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.783 (2015)

„**37.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.799 (2016)

„**38.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.802 (2017)

„**39.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.807 (2018)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.TAG

Inhaltsverzeichnis Seiten

Andreas **Renschler**,
Mitglied des Konzernvorstands der Volkswagen AG,
CEO Volkswagen Truck & Bus GmbH,
Volkswagen AG, Wolfsburg:
Wie Volkswagen Truck & Bus die Zukunft des Transports mitgestaltet
Volkswagen Truck & Bus and the Future of Transportation Extraheft

Prof. KR Ing. Siegfried **Wolf**,
Verwaltungsratsvorsitzender,
Russian Machines LLC, Moskau:
Russland, ein schlafender Riese?
Russia – a Sleeping Giant? Extraheft

Prof. Dr. Helmut **List**,
Vorsitzender der Geschäftsführung,
AVL List GmbH, Graz:
Antriebssysteme im Wandel
Propulsion Systems in Transition Extraheft

Ing. F. **Steinparzer**, Dr. P. **Nefischer**, Dipl.-Ing. W. **Stütz**,
Dipl.-Ing. D. **Hiemesch**, BMW Motoren GmbH, Steyr:
Die Technik des neuen BMW Sechszylinder-Dieselmotors im X4 M40d.
The Technology of the New BMW 6-Cylinder Diesel Engine for the X4 M40d. 1 - 15

Dr.-Ing. A. **Kufferath**, Dr.-Ing. M. **Krüger**, Dipl.-Ing. D. **Naber**,
Dipl.-Ing. E. **Mailänder**, Dr.-Ing. R. **Maier**, Robert Bosch GmbH, Stuttgart:
Der Diesel Powertrain auf dem Weg zu einem vernachlässigbaren
Beitrag bei den NO_2-Immissionen in den Städten
The Path to a Negligible NO_2 Immission Contribution from the
Diesel Powertrain 16 - 36

Dr.-Ing. F.-T. **Metzner**, Dipl.-Ing. S. **Willmann**, Dipl.-Ing. C. **Helbing**,
Dr.-Ing. C. **Eiglmeier**, Dipl.-Ing. M. **Köhne**, Dipl.-Ing. A. **Krause**,
Dipl.-Ing. B. **Wietholt**, Volkswagen AG, Wolfsburg:
Die neue Vierzylinder-Dieselmotorengeneration von Volkswagen
The New Generation of Four-Cylinder Diesel Engines from Volkswagen 37 - 66

Dr. M. **Kemmner**, Ing. M. **Mürwald**, Dipl.-Ing. (FH) H. **Sass**,
Dipl.-Ing. M. **Bertelmann**, Dipl.-Ing. O. **Erlenmayer**, Dipl.-Ing. J. **Larbi**,
Dipl.-Ing. J. **Böhm**, Daimler AG, Stuttgart / Sindelfingen:
OM 654 1.6l – Der verbrauchsoptimierte 4-Zylinder-Einstiegsmotor
aus der neuen Dieselmotorenfamilie von Mercedes-Benz
OM 654 1.6l – The 4-Cylinder Entry Type of the
New Diesel Engine Family with Improved Fuel Efficiency Extraheft

Dipl.-Ing. Dr. techn. C. **Landerl**, Dr.-Ing. J. **Hahn**, Ing. D. **Kügler**,
Dr.-Ing. B. **Durst**, Dipl.-Ing. S. **Missy**, BMW Group, München:
Der neue BMW 8-Zylinder Ottomotor.
The New BMW 8-Cylinder Petrol Engine. Extraheft

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. J. **Königstedt**, Dr. N. **Ardey**, Dipl.-Ing. A. **Fröhlich**, Dipl.-Ing. J. **Helbig**, Dipl.-Ing. T. **Reuss**, Dipl.-Ing. J. **Stotz**, AUDI AG, Neckarsulm / Ingolstadt:
Die konsequente Weiterentwicklung des neuen V6-TFSI-Motors von Audi – der nächste Meilenstein der TFSI-Technologie
The Continued Development of the New Audi V6 TFSI Engine – The Next Milestone in TFSI Technology 67 - 92

Dr. W. **Demmelbauer-Ebner**, Dr. J. **Theobald**, Dipl.-Ing. J. **Worm**, Dr. P. **Scheller**, Volkswagen AG, Wolfsburg:
Der neue 1,5l EA211 TGI evo – Volkswagen gibt e-gas
The New 1.5l EA211 TGI evo – Volkswagen Steps on the e-Gas 93 - 108

Dipl.-Ing. C. **Weber**, Dr.-Ing. U. **Kramer**, Dipl.-Ing. R. **Friedfeldt**, Dr.-Ing. H. **Ruhland**, Dr.-Ing. F. **Krämer**, Ford-Werke GmbH, Köln:
Entwicklung eines speziell für den Betrieb mit Methan ausgelegten Verbrennungsmotors
Development of a New Combustion Engine Dedicated to Methane Operation 109 - 128

Dipl.-Ing. C. **De Marino**, Dipl.-Ing. G. **Maiorana**, Dipl.-Ing. P. **Pallotti**, Dipl.-Ing. S. **Quinto**, Dipl.-Ing. D. **Sacco**, FCA EMEA Powertrain Engineering, Turin:
Der Global 3 und 4-Zylinder-Turbo Motor: Die neue FCA-Familie von kleinen High-Tech Benzinmotoren
The Global Small Engine 3 and 4 Cylinder Turbo: The New FCA's Family of Small High-Tech Gasoline Engines 129 - 166

J. Y. **Kim** MSc, I. S. **Ryu** MSc, J. N. **Kim** PhD, D. H. **Han** PhD, K.-P. **Ha** PhD, J. Y. **Kong** MSc, J. D. **Rho** BSc, I. J. **Hwang** BSc, K. S. **Choi** MSc, Hyundai Kia Motor Group, Namyang, Korea:
Hyundai-Kia's SmartStream 1.6L DI-Turbo Motor
Hyundai-Kia's SmartStream 1.6L Turbo GDI Engine 167 - 190

Dr. J. **Adolf**, Dr. C. **Balzer**, Dr. A. **Janssen**, Dr. W. **Warnecke**, Shell, Hamburg;
Dr. K. **Gruenberg**, Dr. M. **Klokkenburg**, et al., Shell NL;
Dr. A. **Mehta**, Dr. J. **Powell**, Shell US; J. **Cadu**, Shell UK:
Der Weg zu nachhaltigen Kraftstoffen als Basis für Zero Emission Mobilität – hat PtX eine Chance?
The Route of Sustainable Fuels as the Basis for Zero Emission Mobility – has PtX a Chance? Extraheft

Prof. Dr. R. **Schlögl**, Fritz-Haber-Institut der Max-Planck-Gesellschaft (FHI), Berlin; Max-Planck-Institut für Chemische Energiekonversion (CEC), Mülheim a. d. Ruhr:
Erneuerbare Energien in der Mobilität: Das Potential synthetischer Kraftstoffe auf der Basis von CO_2
Renewable Energies in Mobility: The Potential of Synthetic Fuels Based on CO_2 191 - 201

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. M. **Härtl**, A. **Stadler** MSc, S. **Blochum** MSc, D. **Pélerin** MSc,
Dipl.-Phys. T. **Maier** MSc, Dipl.-Phys. V. **Berger**, Prof. Dr.-Ing. G. **Wachtmeister**,
Technische Universität München; Dr.-Ing. P. **Seidenspinner**, Dr. T. **Wilharm**,
ASG Analytik Service GmbH, Neusäß;
Dr. E. **Jacob**, Emissionskonzepte Motoren, Krailling:
DMC+ als partikelfreier und potenziell nachhaltiger Kraftstoff für DI Ottomotoren
DMC+ as Particulate Free and Potentially Sustainable Fuel
for DI SI Engines 202 - 229

D. **Neumann** MSc, Prof. Dr.-Ing. S. **Pischinger**, M. **Zubel** MSc,
Dipl.-Wirt.-Ing. B. **Heuser**, K. **Thenert** MSc, Prof. Dr. rer. nat. W. **Leitner**,
RWTH Aachen University; Dr.-Ing. M. **Schönen**, Dr.-Ing. J. **Schaub**,
Dipl.-Ing. C. **Jörg**, FEV Europe GmbH, Aachen:
Power-to-Liquids – Kompensation variierender E-Fuel
Zusammensetzungen mittels Digital Rate Shaping
Power-to-Liquids – Compensation of Varying E-Fuel
Compositions via Digital Rate Shaping 230 - 258

Dr. N. **Steininger**, Dr. D. **Savvidis**, Europäische Kommission, Brüssel:
CO_2 Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen in der EU:
Strategien und regulatorische Maßnahmen
CO_2 Emissions from Heavy Duty Vehicles in the EU:
Strategy & Regulatory Steps Extraheft

Dr.-Ing. S. **Klett**, A. **Haag** MEng, Dipl.-Ing. (FH) P. **Eder**,
ZIEHL-ABEGG Automotive GmbH & Co. KG, Kupferzell;
Dipl.-Ing. (FH) A. **Angermaier**, B. **Langer** BEng,
AVL Software and Functions GmbH, Regensburg:
Hocheffizienter elektrischer Antrieb für Nutzfahrzeuge
High Performance Electric Drivetrain for Heavy Duty Vehicles 259 - 272

Dipl.-Ing. M. **Bahne**, U. **Frey**, GETRAG B.V. & Co. KG, Magna Powertrain,
Untergruppenbach / Köln; Dr. G. **Schlager**, Magna Powertrain, St. Valentin:
Beitrag von Getriebetechnologien zur CO_2-Reduzierung –
Benchmark und Technologieausblick
Transmission Technology Contribution to CO_2 Roadmap – A Benchmark 273 - 290

Dipl.-Ing. M. **Sens**, Dr.-Ing. E. **Binder**, Dipl.-Ing. A. **Benz**,
Dr. rer. nat. L. **Krämer**, Dipl.-Ing. K. **Blumenröder**,
Dipl.-Ing. M. **Schultalbers**, IAV GmbH, Berlin / Gifhorn:
Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für
hocheffiziente Ottomotoren – neue Ansätze und Betriebsstrategien
Pre-Chamber Ignition as a Key Technology for Highly Efficient
SI Engines – New Approaches and Operation Strategies 291 - 320

Dr. E. **Achleitner**, Dipl.-Ing. H. **Frenzel**, Dipl.-Ing. J. **Grimm**, Dr. O. **Maiwald**,
Dr. G. **Rösel**, Dipl.-Ing. P. **Senft**, Dr. H. **Zhang**, Continental, Regensburg:
Systemansatz für ein Fahrzeug mit Benzindirekteinspritzung und
Partikel Filter im RDE
System Approach for a Vehicle with Gasoline Direct Injection and
Particulate Filter for RDE 321 - 336

M. **Younkins** PhD, J. **Serrano** PhD, J. **Fuerst** BSME MBA,
S. **Carlson** BSME, Tula Technology, San Jose, USA;
A. **Rayl** MSEE, GM Global Propulsion Systems, Milford, USA:
Dynamic Skip Fire: Technologie für innovative Antriebe
Dynamic Skip Fire: Technologies for Innovative Powertrains Extraheft

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Technik des neuen BMW Sechszylinder-Dieselmotors im X4 M40d

The Technique of the new BMW 6-Cylinder Diesel Engine for the X4 M40d

Ing. Fritz Steinparzer; Dr. Peter Nefischer; Dipl.-Ing. Wolfgang Stütz;
Dipl.-Ing. Detlef Hiemesch

BMW Motoren GmbH

Abstract

Mit Einführung des neuen BMW 7er startete in 2015 die Ausrollung der neuen Sechszylinder-Dieselmotorenfamilie. Neben der 30d Position wird auch eine 40d und 50d Leistungsstufe angeboten. Neu im Portfolio dieser Motorengeneration ist ein M-Performance Modell unter der Bezeichnung M40d. Zielsetzung bei der Entwicklung des neuen Antriebes waren die M-typischen Leistungs- und Dynamikeigenschaften sowie die Befähigung auf die neueste EU-Emissionsgesetzgebung.

In dieser Arbeit wird die Technik zur Erreichung der anspruchsvollen Gesamtzielsetzung beschrieben und es werden die Funktionsergebnisse für Fahrleistung, Verbrauch und Emissionen gezeigt.

1 Einleitung

Seit 1983 baut BMW Dieselmotoren in Reihen-Sechszylinder-Ausführung. Die ersten Sechszylinder Dieselmotoren hatten noch 2,5 Liter Hubraum und indirekte Einspritzung. Seit der Umstellung auf Direct Injection Brennverfahren (DI) im Jahre 1998 werden die Reihen-Sechszylindermotoren als Baukastenmotoren mit 3,0 Liter Hubraum ausgeführt. Von Beginn an war das Motto „Effiziente Dynamik“ ein Antrieb für die Entwicklung dieser Motorfamilie. Bester Kraftstoffverbrauch verbunden mit Top-Leistungswerten zeichnet jede Entwicklungsstufe aus.

Mit der Einführung der zweistufen Aufladung im Jahr 2004 löste BMW einen Trend für dynamische Dieselantriebe aus. Der aktuell vorgestellte Antrieb für den X4 M40d basiert auf dieser 35d/40d Leistungsschiene [2].

Darüber hinaus war die Einführung einer 50d Leistungsstufe in 2012 mit aktuell 294 kW und vier Turboladern ein Höhepunkt in der Entwicklung der BMW Sechszylinder-Dieselmotorenfamilie [3].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fig. 1 zeigt die Entwicklung der Motorleistung für die unterschiedlichen Leistungsstufen der Sechszylinder-Dieselmotoren.

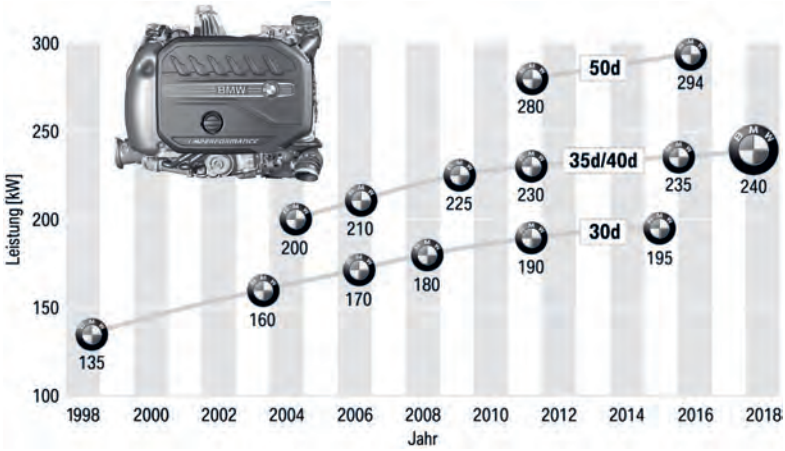


Fig. 1: Der BMW Sechszylinder-Dieselmotoren Baukasten.

2 Zielsetzung

M-Performance Automobile kombinieren das Beste der jeweiligen Baureihe mit den dynamischen Genen von BMW M und schaffen so ihre eigene Klasse. Die kompromisslose Kombination aus Sportlichkeit, Alltagstauglichkeit und Komfort wird in jedem M-Performance Automobil zur Perfektion gebracht.

Der X4 M40d ist das erste M-Performance Automobil auf der 40d Position. Neben den motorischen Maßnahmen zur Steigerung der Dynamik wird zum ersten Mal in einem Dieselantrieb bei BMW eine über die Dynamische-Stabilitäts-Kontrolle (DSC) geregelte, elektro-mechanische Hinterachssperre verbaut, die die querdynamischen Eigenschaften dieses Modells weiter steigert.

Ein wesentlicher Schwerpunkt bei der Entwicklung war natürlich auch die sichere Einhaltung der neuesten regulatorischen „Real Driving Emissions (RDE)“-Vorgaben.

Gesamthaft gesehen standen für dieses Antriebsprojekt folgende Ziele im Lastenheft (Fig. 2):

- Leistungs- und Drehmomentsteigerung
- Erhöhung der Dynamik
- Reduktion Kraftstoffverbrauch
- Erfüllung der aktuellsten Emissionsgesetzgebung EU6d-temp
- Optimierung der Motorakustik
- Beibehaltung des Baukastenprinzips

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

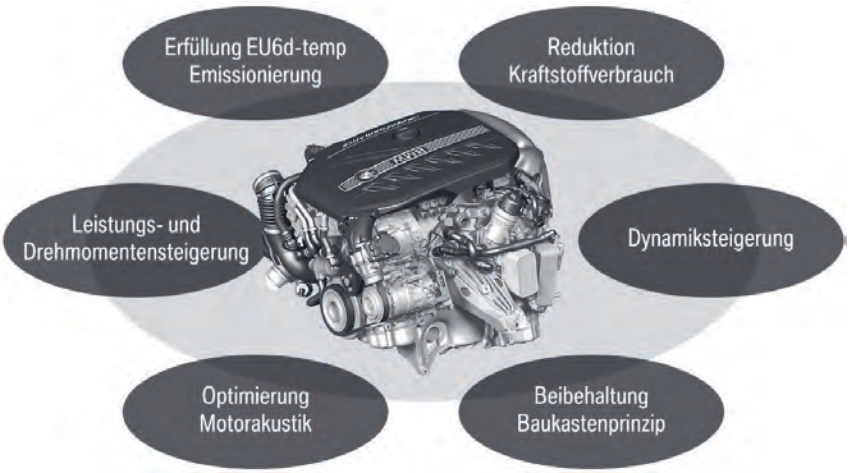


Fig. 2: Die Ziele für den Antrieb des X4 M40d.

3 Emissionsanforderungen und Gesetzgebung

Trotz kontinuierlicher Verbesserung der Luftqualität in vielen europäischen Städten können die ambitionierten europäischen NO_2-Emmissionszielvorgaben bis heute nicht vollständig eingehalten werden. Die im vorgeschriebenen europäischen Fahrzyklus NEFZ erzielten Verbesserungen wurden in realen Fahrten nur teilweise wirksam. Dies hat der Gesetzgeber bereits vor vielen Jahren erkannt und arbeitet seither an einer ergänzenden Emissionsvorschrift, der RDE Gesetzgebung (EU6d siehe Fig. 3). Die erste Stufe dieser neuen, auf Messungen im realen Straßenbetrieb basierenden Vorschrift (EU6d-temp) ist mit September 2017 für neue Typzulassungen in Kraft getreten. Dementsprechend lag der Fokus für den neuen X4 M40d auch auf der Erfüllung dieser Stufe.

Die grundlegende Umstellung von einem definierten Rollenzyklus auf sehr variable Randbedingungen auf der Straße stellt die Entwicklung vor große Herausforderungen. Die zahlreichen, nahezu beliebig miteinander kombinierbaren Anspannungsfaktoren machen diese Gesetzgebung zu einer der anspruchsvollsten weltweit. Während bei den meisten realen Fahrbedingungen bereits heutige EU6b- und EU6c-Fahrzeuge sehr niedrige Emissionen liefern, die in weiten Betriebsbereichen erheblich unter den neuen Grenzwerten liegen, sind die Randbereiche durch Kombinationen von anspruchsvollen Randbedingungen sehr herausfordernd. Einerseits ist dies der extreme Niedriglastbereich mit niedriger Abgastemperatur und entsprechend reduziertem Umsetzungsgrad der Abgasnachbehandlung, andererseits der Hochlastbereich mit sehr hohen Abgasdurchsätzen und -temperaturen.

Für Entwicklungszwecke sind die Realfahrten auf der Straße aufgrund der schlechten Reproduzierbarkeit wenig geeignet. Daher wird die RDE-Emissionstechnik zunächst

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

anhand mehrerer grenzlagiger Rollen-Ersatzzyklen bewertet, die auf Basis der definierten Randbedingungen für gültige RDE-Fahrten abgeleitet wurden [4]. Nachfolgend wird die Technik dann anhand realer Emissionsdauerläufe in Fahrzeugen abgesichert und in verschiedenen RDE-Fahrten bestätigt.

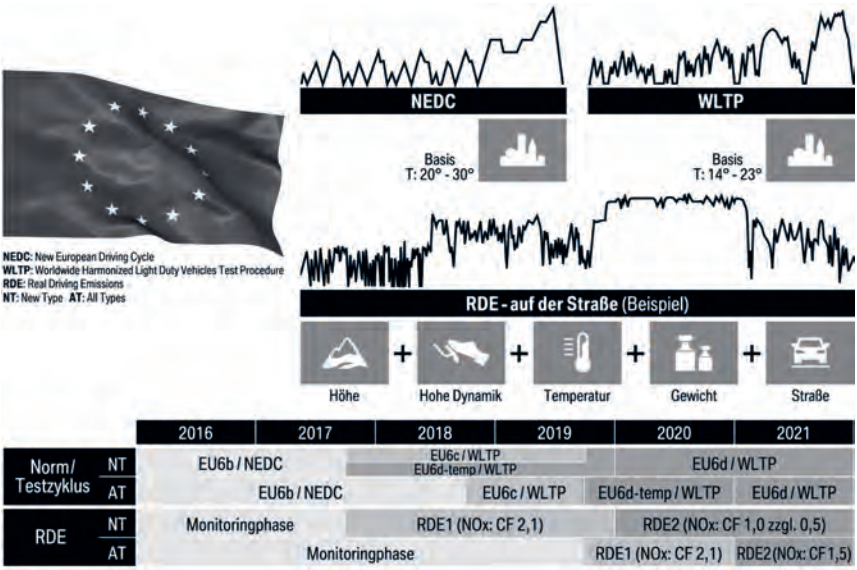


Fig. 3: Gesetzliche Emissionsanforderungen in Europa.

4 Technisches Lösungskonzept

Zur Erfüllung der angeführten Zielsetzung insbesondere der Leistungs- und Dynamiksteigerung sowie der Erreichung der anspruchsvollen Emissionszielwerte wurden folgende in Fig. 4 dargestellten Maßnahmen entwickelt:

- Entdrosselung der Luft- und Abgasführung
- Optimierung des Abgasrückführsystems
- Abgasnachbehandlung mit NOx-Speicherkatalysator (NSC) und Selective Catalytic Reduction (SCR) System mit jeweils optimierten Komponenten
- Verfeinertes Thermomanagement für die Abgasnachbehandlung
- Erweitere Sensorik

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

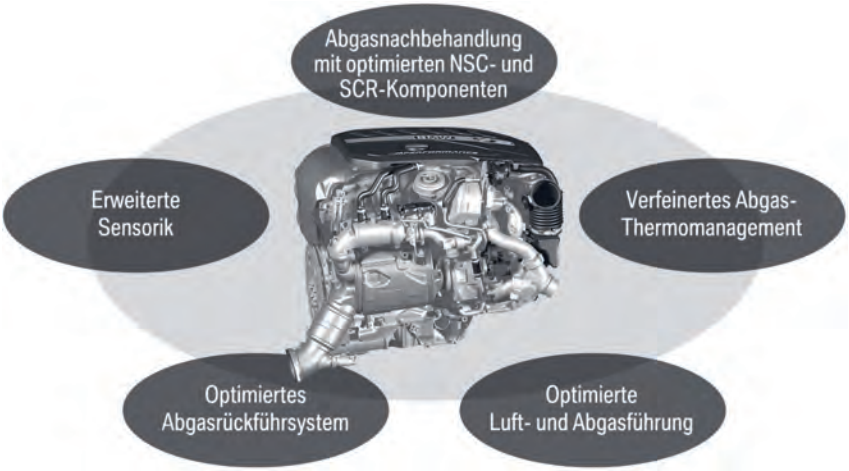


Fig. 4: Die Technik des M40d Motors.

Im Folgenden werden die entwickelten Maßnahmen im Detail erklärt.

4.1 Grundmotor

Bereits bei der Basisauslegung des neuen BMW Sechszylinder-Dieselmotors wurden M-Performance Varianten mit dazugehöriger Leistungs- und Drehmomenterhöhung berücksichtigt. Das Vollaluminium-Kurbelgehäuse in Closed-Deck Deep-Skirt-Bauweise mit geprägten Hauptlagerdeckeln, Lichtbogendrahtspitzen (LDS) Laufbahnbeschichtung, einer großzügig dimensionierten Stegkühlung zwischen den Zylindern und einem 2-teiligen Schubfeld besitzt die erforderlichen Sicherheitsreserven. Auch der Zylinderkopf und die restlichen Triebwerkskomponenten können unverändert aus dem Baukasten übernommen. Die vollvariable Flügelzellen-Ölpumpe und die elektrisch zentral schaltbare Kolbenkühlung bieten ausreichend Flexibilität zur applikativen Anpassung an die gesteigerten Betriebsbedingungen.

4.2 Abgasrückführung

Zur effizienten Stickoxidreduktion ist neben einer hochwirksamen Abgasnachbehandlung das Abgasrückführsystem (AGR) von zentraler Bedeutung. Der neue Sechszylindermotor ist mit zwei Abgasrückführsystemen, einem Hochdruck- und einem Niederdrucksystem, ausgestattet, die kombiniert betrieben werden. Das Hochdruck-AGR-System ist einerseits für hohe Kühlleistung ausgelegt, andererseits kann die Kühlleistung über einen AGR-Bypasskanal kennfeldbezogen angepasst werden, um so für alle Motorbetriebspunkte ein optimales Rohemissionsniveau zu erreichen. Dazu wurde u.a. die Strömungsführung des Abgases im Austrittsbereich

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

des Hochdruck-AGR-Systems durch eine sogenannte Flutentrennung zwischen dem AGR-Kühler und dem AGR-Bypasskanal optimiert, um damit eine wechselseitige Beeinflussung weitgehend zu vermeiden. Das elektrisch betätigte Hochdruck-Abgasrückführventil ist auf der "heißen Seite" vor dem AGR-Kühler angeordnet.

Beim Niederdruck-AGR-System erfolgt die Abgasentnahme unmittelbar nach dem Partikelfilter, durchströmt einen Rohrbündel-Abgaskühler und wird dem Ansaugsystem vor dem Verdichter des Abgasturboladers zugeführt.

Als Stellglieder werden ein Niederdruck-AGR-Ventil und eine Abgasklappe, beide elektrisch betätigt, verwendet. Mit der Abgasklappe kann das Spülgefälle und damit die Niederdruck-AGR-Rate betriebspunktabhängig bestmöglich angepasst werden.

4.3 Aufladung

Das zweistufige Aufladesystem mit - bisher exklusiv bei BMW - zwei variablen Turboladern bietet aus technischer Sicht optimale Voraussetzungen für hohe spezifische Motorleistung, ein niedriges Rohemissionsniveau und ein attraktives Verbauchskennfeld. Die Aufladeeinheit (siehe Fig. 5) ist dabei sehr kompakt gestaltet, um maximalen Bauraum für das motornahe Abgasnachbehandlung zu ermöglichen. Die Niederdruckstufe ist unterhalb des Abgaskrümmers platziert, die Hochdruckstufe sitzt direkt darüber. Beide Abgasturbolader haben zur Betätigung der variablen Turbinengeometrie elektrisch betriebene Stellelemente. Die zentrale Hauptregelklappe wird aufgrund der erforderlichen hohen Stellkräfte pneumatisch betätigt. Der Hochdruck-Verdichterbypass wird ebenfalls pneumatisch angesteuert.

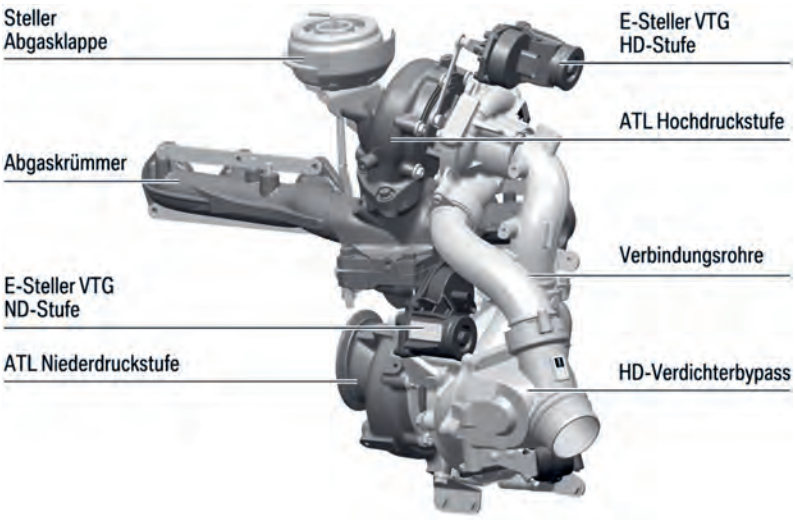


Fig. 5: Aufladegruppe des M40d Motors.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.4 Luftführung

Das Luftsystem des neuen BMW Sechszylinder-Dieselmotors im X4 M40d bietet günstige Voraussetzung zur Darstellung hoher Leistung und Drehmomente.

Gemeinsames Merkmal der BMW Längseinbau-Fahrzeugarchitektur ist ein auf der rechten Fahrzeugseite angeordneter großvolumiger Ansauggeräuschdämpfer mit integriertem Luftfiltereinsatz und optionalem Resonator. Die Rohluft wird über eine kurze Strecke mit großen Querschnitten zum Ansauggeräuschdämpfer geführt. Die Reinluftstrecke vom Ansauggeräuschdämpfer zum Verdichter des Abgasturboladers ist aufgrund der günstigen Gesamtsystemanordnung ebenfalls relativ kurz und strömungsgünstig ausgeführt. Im Reinluftrohr ist ein weiterer Resonator enthalten. Die Verwendung von mehreren Resonatoren in der Ladeluftstrecke ermöglicht es das volle thermodynamische Potential des Aufladesystems ohne akustische Nachteile auszuschöpfen.

Der Druckverlust in der Luftführung vor dem Verdichter konnte gegenüber bisherigen Ausführungen um bis zu 30 mbar reduziert werden und liegt selbst im Nennleistungspunkt unter 50 mbar.

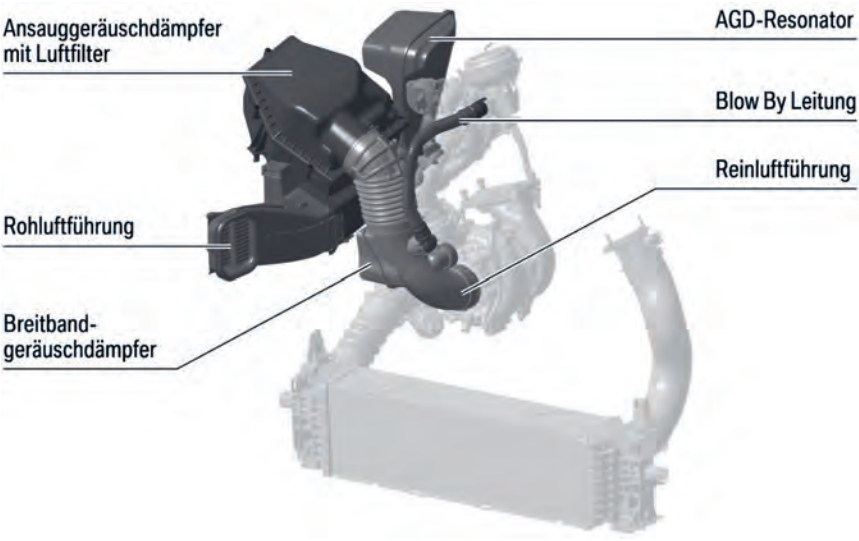


Fig. 6: Die optimierte Luftführung im X4 M40d.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.5 Abgasanlage

Das Abgassystem des neuen BMW X4 M40d ist eine wesentliche Voraussetzung zur Erfüllung der EU6d-Temp-Emissionsstufe und gleichzeitig einer der wichtigen Stellhebel zur Realisierung der Leistungssteigerung gegenüber dem Basismotor. Das aus Sicht der Abgasnachbehandlung sehr leistungsfähige und auch BMW typische Konzept einer motornahen Anordnung von NOx-Speicherkatalysator und Dieselpartikelfilter in einem gemeinsamen Gehäuse sowie eines großvolumigen SCR-Katalysators ergänzt durch einen Schlupfkatalysator in Unterflur-Anordnung wurde beibehalten (Fig. 7). Der Dieselpartikelfilter aus Siliziumkarbit ist mit einer katalytischen Beschichtung ausgeführt. Das gemeinsame Gehäuse für Katalysatoren und Partikelfilter ist zur Reduktion der akustischen und thermischen Abstrahlung mit einer Silikatfasermatte und einem gelochten Edelstahlblechmantel isoliert.

Die SCR-Dosiervorrichtung ist in den Rohrbogen nach dem Dieselpartikelfilter integriert. Durch Optimierung der Mischergeometrie und des Rohrverlaufs wird eine sehr gute Gleichverteilung über den kompletten Betriebsbereich erreicht.

Die Abgasrohrführung inkl. Einlauftrichter vor dem SCR-Katalysator ist zum Zweck des Abgastemperaturerhalts ebenfalls vollständig isoliert.

Um den Abgasgegendruck zu minimieren, werden folgende Konfigurationen aus dem BMW Baukasten (analog M550d xDrive) eingesetzt [3]:

- Vergrößerung der Trennstelle zwischen vorderer und hinterer Abgasanlage und Einsatz eines Entkoppelelements mit größerem Querschnitt
- Einsatz maximal möglicher Vorrohr-Querschnitte
- Einsatz eines größeren SCR-Mischers
- Optimierung des SCR Katalysator-Querschnittes
- Ovale Niederdruck-AGR-Abgasklappe
- zwei-flutiger Rohrverlauf im hinteren Teil der Abgasanlage mit jeweils 75 mm Querschnitt

Im Vergleich zur Ausgangslage konnte damit das Gegendruckniveau um bis zu 20 % reduziert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

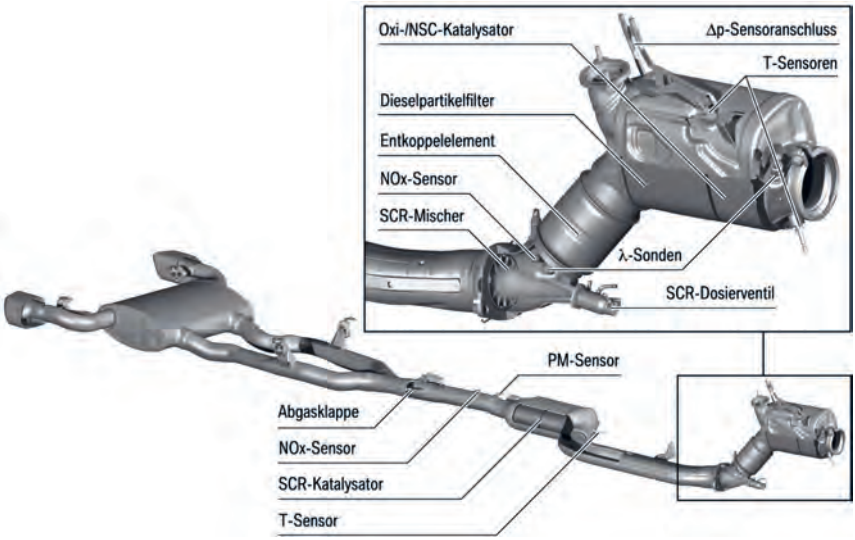


Fig. 7: Abgasanlage des X4 M40d.

4.6 Erweiterte Sensorik

Ergänzend zur hier nicht näher beschriebenen umfangreichen Basis-Sensorik zur Regelung und Kontrolle der Motorfunktionen wurden mit dem neuen Motor zwei weitere Sensoren eingeführt:

- Luftfeuchtigkeits-Sensor im HFM (Heißfilm-Luftmassensensor)
- Partikelmassen-Sensor in der Abgasanlage

Mit dem zusätzlichen, im HFM integrierten Luftfeuchtigkeits-Sensor konnte das Einsatzspektrum der Niederdruck (ND) AGR deutlich erweitert werden. Das Kondensationsmodell verwendet dadurch die reale Luftfeuchtigkeit und nicht wie bisher den schlechtesten Fall von 100 % Luftfeuchtigkeit. Damit kann der kundenwerte CO_2-Vorteil der ND-AGR in fast allen Feuchtigkeits-Bedingungen umgesetzt werden.

Der Partikelmassen-Sensor dient der On-Board-Diagnose (OBD) des Partikelfilters und wird durch die aktuelle OBD-Gesetzgebung erforderlich. Damit wird die Filtereffektivität des Partikelfilters über die Fahrzeuglebensdauer hinweg kontrolliert.

4.7 Funktionen des Emissionssystems

Das BMW Emissionskonzept setzt sich aus einer Reihe von innermotorischen Maßnahmen sowie dem dazu passenden Abgasnachbehandlungskonzept

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zusammen. Insbesondere die im X4 M40d eingesetzte kombinierte NOx-Abgasnachbehandlung aus NOx-Speicherkatalysator (NSC) und SCR-System ist ein wichtiger Grundstein zur robusten Erfüllung der RDE-Emissionsziele. Innermotorisch sorgt ein mehrstufiges Aufladesystem gepaart mit gekühlter Hoch- und Niederdruck-AGR für hohe AGR-Raten und ausreichend Sauerstoff für die Verbrennung in weiten Kennfeldbereichen. Die Kombination aus motornahem NSC und im Unterboden angeordnetem SCR-System ergänzt das innermotorische Konzept sehr gut. Der Speicherkatalysator kann bereits bei tiefen Temperaturen einspeichern und durch seine motornahe Anordnung auch bei kurzen Lastspitzen bereits regeneriert werden. Dies sorgt für sehr hohe Umsätze im normalen Stadt- und Überlandbetrieb. Mit steigender Last und damit steigenden Abgastemperaturen kann das Unterboden-SCR-System mehr zum gesamten NOx-Umsatz beitragen. Durch die im Vergleich zur motornahen Anordnung großzügigen Platzverhältnisse im Unterboden gibt es hier weniger Zielkonflikte bei der Auslegung.

Dieses Technikgerüst schafft bereits sehr gute Voraussetzungen zur Einhaltung niedrigster Emissionswerte in einem breiten realen Fahrspektrum. Die Randbereiche möglicher Fahrmanöver und hier insbesondere Kaltstart, extreme Stop & Go- und Hochlast-Fahrten erforderten jedoch zusätzlichen Hard- und Softwaremaßnahmen. Der Fokus liegt dabei auf dem Temperaturmanagement der Abgasanlage – schnelle Erwärmung, effiziente NSC Regeneration und Temperaturerhalt des SCR-Systems.

Der motornahe NSC übernimmt die Hauptfunktion im Kaltstart. Zur effizienten Steuerung des NOx-Speichers ist neben einer möglichst exakten Modellierung der NOx-Rohemissionen eine sichere zyklische Regeneration des NSC erforderlich. Dazu wurde der NSC-Regenerationsbereich über applikative Feinarbeit bis zu sehr kleinen Mitteldrücken (1 bar) ausgeweitet. Zusätzlich wird in derartigen Fahrprofilen mit einer neuen Softwarefunktion die Motorlast über die Schwelle robuster NSC-Regenerierbarkeit angehoben. Dazu werden einerseits elektrische Verbraucher des Bordnetzes zugeschaltet und andererseits das Moment des hydraulischen Drehmomentwandlers im Leerlauf angehoben. Die Anhebung der Motorlast erfolgt dabei bereits unmerklich im Schub. Mit diesen Maßnahmen wird eine effiziente NSC-Regeneration bei niedrigen Lasten bis hin zum Motorleerlauf ohne Komforteinbuße ermöglicht.

Zusätzlich zu diesem aktiven Temperaturmanagement wird durch passive Maßnahmen wie

- Isolierung des SCR-Katalysator Einlauftrichters (siehe 4.5)
- Reduktion der Motorraumdurchströmung und
- Abgasrezirkulation im Schub

eine Anhebung der Abgastemperatur unterstützt.

Auch für den Hochlastbereich wurden zusätzliche Verbesserungen eingeführt. So konnte über eine wesentlich verbesserte AdBlue-Gemischaufbereitung und einer exakten physikalischen Modellierung des SCR-Katalysators die AdBlue-Dosierung und -Regelung deutlich verbessert werden (siehe auch 4.5).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit den beschriebenen technischen Maßnahmen wird für ein sehr ausgewogenes Zusammenwirken der vorhandenen Emissionssysteme gesorgt. In Summe weist der X4 M40d damit ein sehr robustes RDE Gesamtsystem auf.

5 Funktionsergebnisse

Der beschriebene Basismotor wurde erstmals Ende 2015 im 740d eingesetzt [3] und wird mittlerweile auch als 40d-Position im neuen 5er angeboten. Neben den bereits beschriebenen Emissionsmaßnahmen konnten auch die weiteren kundenrelevanten Eigenschaften signifikant verbessert werden.

5.1 Leistung / Drehmoment

Trotz der Konzentration auf die robuste RDE Emissionierung konnten die Volllastkennwerte des X4 M40d Motors weiter gesteigert werden. Durch Entdrosselung des Ansaug- und Abgastraktes steht nun eine Nennleistung von 240 kW zur Verfügung. Das maximale Drehmoment konnte gegenüber dem Vorgänger um weitere 50 Nm auf 680 Nm angehoben werden. Neben diesen Absolutwerten war die Realisierung eines fülligen Drehmomentverlaufes Ziel der Entwicklung. Die Vollastkurven im Vergleich zum Vorgängermotor sind in Fig. 8 zu sehen.

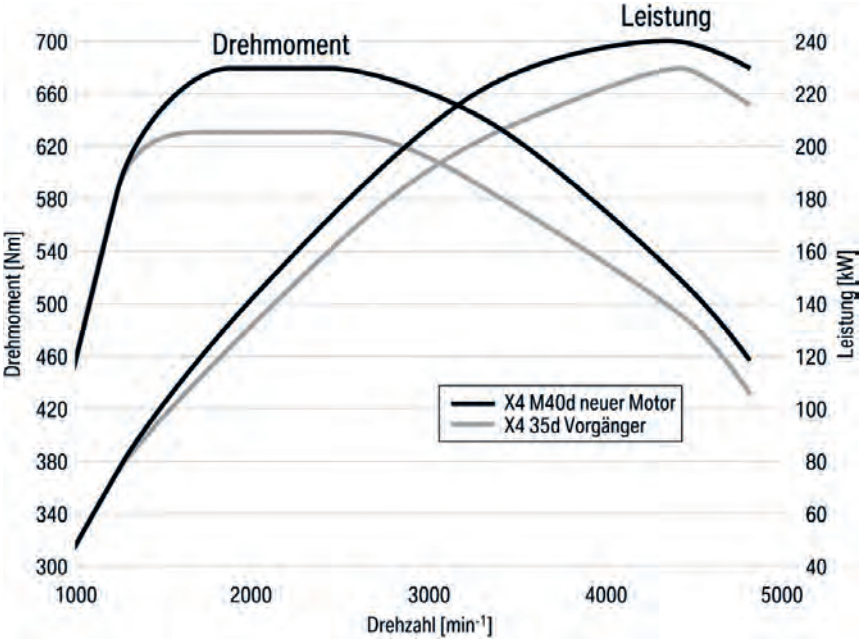


Fig. 8: Volllastkurve X4 M40d im Vergleich zum Vorgänger X4 35d.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.2 Verbrauch

Neben der Steigerung der Leistungs- und Drehmomentwerte war eine signifikante Reduktion des Kraftstoffverbrauchs gegenüber dem Vorgängerfahrzeug eines der wichtigsten Entwicklungsziele. Durch den Einsatz des neuen Sechszylindermotors in Verbindung mit den beschriebenen thermodynamischen Verbesserungen konnte der Kraftstoffverbrauch des M40d Motors in dem für den Kundenbetrieb typischen Motorkennfeld-Bereich um durchschnittlich 6 % reduziert werden.

5.3 Emissionen

Durch die beschriebenen innermotorischen Maßnahmen in Verbindung mit der effektiven Abgasnachbehandlung konnten die EU6-Emissionsgrenzen in der neuen Rollen-Prozedur WLTP deutlich unterschritten werden. Auch die Herausforderung die Emissionen bei realen Straßenfahrten mit verschärften RDE Randbedingungen unter dem vorgeschriebenen Conformity-Faktor (CF) von 2.1 zu halten, konnte robust umgesetzt werden. In Fig. 9 sind Ergebnisse realer Fahrten von Fahrzeugen mit höherer Laufleistung bei unterschiedlichsten Fahr- und Umweltbedingungen als Streuband dargestellt. Es ist klar zu erkennen, dass bei den meisten Betriebsbedingungen bereits mit dem aktuellen, nach EU6d-temp (RDE Stufe 1) zugelassenem Fahrzeug die erst ab Anfang 2020 geltenden EU6d-Grenzwerte (RDE Stufe 2) unterschritten werden.

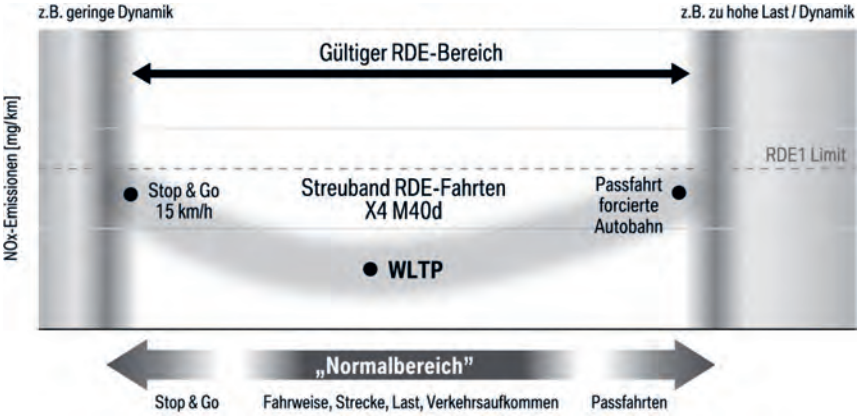


Fig. 9: NOx-Emissionen in realen Straßenfahrten.

5.4 Instationäre Fahrleistung

Neben der Sicherstellung geringster Abgasemissionen konnte mit dem neuen X4 M40d auch die Fahrdynamik verbessert werden. Fig. 10 zeigt die Dynamikvorteile gegenüber dem bereits sehr dynamischen Vorgängermodell bei kundennaher Beschleunigung von 0 auf 100 km/h.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

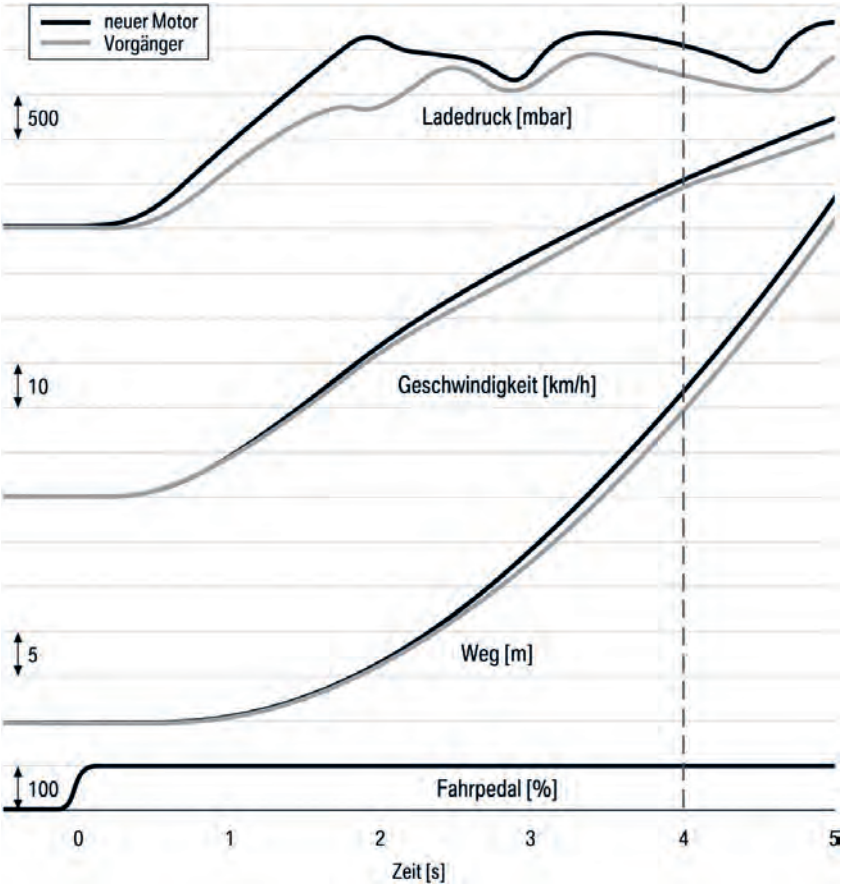


Fig. 10: Dynamik im Vergleich zum Vorgänger (kundennahe Beschleunigung).

5.5 Fahrleistung und Verbrauch

Mit den erreichten Dynamik- und Verbrauchswerten erreicht das neue Fahrzeug Spitzenwerte im Wettbewerbsumfeld. Tabelle 1 fasst die Eckdaten des neuen Fahrzeugs im Vergleich zum Vorgänger zusammen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

		Vorgängerfahrzeug X4 xDrive 35d	Neues Fahrzeug X4 xDrive M40d
Verbrauch			
CO_2 im neuen WLTP Zyklus	[g/km]	nicht relevant (Verbrauchsangabe noch im NEDC)	195 - 209
Fahrleistungen / Gewicht			
Beschleunigung 0-100 km/h	[s]	5,2	4,9
Höchstgeschwindigkeit	[km/h]	247	250
Leergewicht	[kg]	1865	1895
Emissionen			
Emissionsstufe		EU6b	EU6d-temp

Tab. 1: Fahrleistung, Verbrauch und Emissionen im Vergleich zum Vorgänger.

Aufgrund der für den neuen WLTC Fahrzyklus eingeführten Randbedingungen - wie die Berücksichtigung von Sonderausstattungen und Reifengruppen - und der zeitlichen Überlappung von NEDC und WLTC Ergebnissen im Wettbewerbsumfeld, ist eine absolute Bewertung der erzielten Verbrauchsergebnisse nur mit Einschränkungen möglich.

Fig. 11 zeigt für unterschiedliche Otto- und Dieselantriebe im neuen X4 die Relation der Fahrleistungs- und Verbrauchswerte bei gleicher Bewertungsbasis. In diesem Bild ist ersichtlich dass, abhängig von der Leistungsstufe, die Dieselantriebe um ca. 15 bis 20 % bessere CO_2-Werte erreichen.

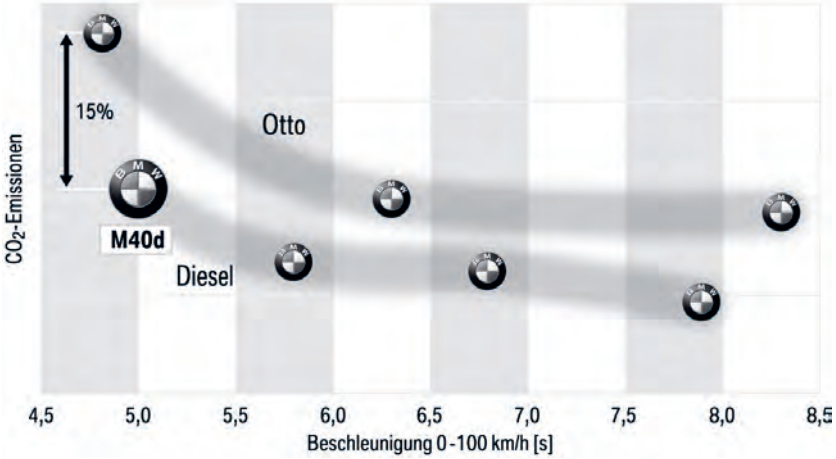


Fig. 11: Verbrauch und Fahrleistung im Gesamtfahrzeug.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6 Zusammenfassung

Moderne Dieselmotoren stellen bei der Auflösung der Zielkonflikte attraktives Leistungs- und Dynamikverhalten, niedriger Kraftstoffverbrauch und damit geringe CO_2-Emissionen sowie hohe Umweltverträglichkeit weiterhin äußerst attraktive Antriebssysteme dar. Der hier vorgestellte X4 M40d belegt dies in sehr eindrucksvoller Weise.

Moderne Einspritztechnologie, leistungsfähige zweistufige Abgasturboaufladung und ein hocheffizientes Abgasreduktionssystem in Kombination mit einer akribisch durchgeführten Fahrzeugintegration bringen dieses Fahrzeug im Wettbewerbsvergleich in eine führende Position.

7 References

[1] Steinparzer, F.; Ardey, N.; Mattes, W.; Hiemesch, D.
Die neue BMW Efficient Dynamics Motorenfamilie
MTZ 75 (2014)
Nr. 5

[2] Steinparzer, F.; Nefischer, P.; Hiemesch, D.; Kaufmann, M.; Steinmayr, Th.
Die neuen Sechszylinder-Dieselmotoren aus dem BMW Reihenmotorenbaukasten
24. Aachen Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik 2015
Aachen, 2015

[3] Steinparzer, F.; Nefischer, P.; Hiemesch, D.; Rechberger, E.
Die neue BMW Sechszylinder Spitzenmotorisierung mit innovativem Aufladekonzept
MTZ 77 (2016)
Nr. 10

[4] Steinparzer, F.; Hiemesch, D.; Salmansberger, M.; Steinmayr, T.; Stütz, W.
Die neuen 3- und 4-Zylinder Dieselmotoren der BMW Group - Baukasten NEXT Generation
26. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
Aachen (2017)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Andreas Kufferath, Dr.-Ing. Michael Krüger, Dipl.-Ing. Dirk Naber,
Dipl.-Ing. Ellen Mailänder, Dr.-Ing. Rudolf Maier

Robert Bosch GmbH, Geschäftsbereich Powertrain Solutions, Stuttgart

Der Diesel Powertrain auf dem Weg zu einem vernachlässigbaren Beitrag bei den NO_2-Immissionen in den Städten

The Path to a Negligible NO_2 Immission Contribution from the Diesel Powertrain

Kurzfassung

Seit September 2017 gilt in der EU die erste Stufe (Euro 6d temp) des Maßnahmenpakets zu Realfahremissionen (RDE), welches erstmals Regelungen über die Messung der Stickoxid- und Partikelanzahlemissionen von neuen Pkw-Typen unter Bedingungen des realen Fahrbetriebs beinhaltet. Die zweite Stufe (Euro 6d final) tritt zum ersten Januar 2020 in Kraft. Die damit einhergehenden Anforderungen bzgl. Fahrzeuggewicht, erhöhter Fahrdynamik, ein weiter Bereich der Umgebungstemperatur sowie Steigungsfahrten werden einen deutlichen Beitrag zur weiteren Reduktion der Luftbelastung durch Pkw-Emissionen in Städten leisten. Durch den flächendeckenden Einsatz von Partikelfiltern bei Dieselmotoren werden die Partikel nicht weiter als Handlungsfeld für diesen Antrieb betrachtet, sondern der Fokus der Entwicklungsaktivitäten liegt auf der weiteren Senkung der Stickoxidemissionen und auf der robusten Absicherung eines niedrigen Emissionsniveaus auch unter kritischen Fahr- bzw. Umgebungsbedingungen. Hierfür sind ein optimales Zusammenspiel von Verbrennungsmotor und Abgasnachbehandlungssystem sowie ein effizientes Temperaturmanagement unerlässlich. Eine konsequente Umsetzung dieser Maßnahmen steht ausdrücklich nicht im Widerspruch zu dem CO_2-Vorteil, den der Diesel Powertrain mitbringt. Die Auflösung dieses Zielkonfliktes wird an einem Versuchsträger detailliert aufgezeigt. Weiterhin werden die Emissionsergebnisse dieser Untersuchungen als Eingangsparameter in eine Immissionssimulation am kritischen Hotspot „Am Neckartor“ in Stuttgart verwendet. Es kann gezeigt werden, dass die These eines vernachlässigbaren Anteils des Diesel Powertrain zu den NO_2-Immissionen selbst an den kritischen Hotspots Realität werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1 Einleitung

Die technische Weiterentwicklung der Pkw Dieselmotoren hat dazu geführt, dass die Schadstoffemissionen in den letzten Jahrzehnten deutlich verringert wurden. Durch Einführung des Partikelfilters konnten die Partikelemissionen soweit reduziert werden, dass sie einen nur noch sehr geringen Beitrag an der Feinstaubbelastung in Städten ausmachen. Mit Einführung der Real Driving Emissions (RDE) Anforderungen werden auch die Stickoxidemissionen (NO_x) im realen Fahren weiter reduziert werden, wodurch der Beitrag zur NO_2-Immission zukünftig deutlich abnehmen wird. Die innerhalb der EU typischerweise seit Jahren rückläufigen und zudem weit unter dem jeweiligen Immissionsgrenzwert liegenden Luftschadstoffe Kohlenmonoxid (CO) und (unverbrannte) Kohlenwasserstoffe (HC) konnten soweit verringert werden, dass diese Bestandteile nicht mehr standardmäßig von allen Messstationen erfasst werden.

Bei allen Diskussionen rund um das Thema Luftqualität und Schadstoffbelastung, die zuletzt auch in der Öffentlichkeit heftig und teilweise ohne ausreichende Kenntnis der Fakten geführt wurde, darf nicht vergessen werden, dass Deutschland seine Ziele beim Klimaschutz ohne den Dieselmotor in puncto CO_2-Emissionen bzw. Ausstoß klimaschädlicher Gase nur schwer erreichen wird. Aktuelle Daten der Zulassungsstatistik des Kraftfahrtbundesamtes zeigen, dass die Abnahme des Dieselanteils an den Pkw-Neuzulassungen bereits zu einem Anstieg der durchschnittlichen CO_2-Emissionen führt. Dieser Trend ist nicht verwunderlich, da ein Großteil der ersetzten Diesel-Pkw durch Modelle mit Benzinmotor ersetzt wurden, die bzgl. ihrer CO_2-Emission im Mittel um 15-20 % höher liegen als vergleichbare Dieselmodelle, wie unter anderem der auto motor und sport Vergleich Mitte des Jahres 2017 unter realen Fahrbedingungen belegt hat [1]. Ziel muss es also sein, die Emissionen von Diesel-Pkw weiter zu senken, vor allem bzgl. der Stickoxide, und dabei den CO_2-Vorteil zu vertretbaren Kosten für den Endkunden zu halten. Wie dies gelingen kann, wird im folgenden Beitrag ausgeführt.

2 Lokale Immissionssituation in den Städten – Fokus Stuttgart

Für die Verbesserung der Luftqualität in Städten stehen die Immissionen von Partikeln (PM10) und Stickstoffdioxid (NO_2) im Fokus. Es handelt sich dabei in der Regel um ein lokales, d.h. kleinräumiges Problem. Beide Luftschadstoffe sind durch Immissionsgrenzwerte reglementiert. Für die Partikelmassenimmissionen (PM10) muss einerseits ein Jahresmittelwert von 40 µg/m³ eingehalten werden, andererseits gibt es einen Grenzwert von 50 µg/m³, der pro Jahr an maximal 35 Tagen überschritten werden darf.

Während an den relevanten Messstationen der Jahresmittelwert für die Partikel eingehalten wird, lag in Stuttgart 2016 noch eine Überschreitung der Anzahl der Tageswerte vor. Diese Überschreitungen werden maßgeblich durch Bremsen- sowie Reifenabrieb und dessen Wiederaufwirbelung verursacht [2]. Die direkten Emissionen aus dem Verbrennungsmotor spielen seit dem flächendeckenden Einsatz von Partikelfiltern bei Dieselmotoren nur noch eine untergeordnete Rolle [2]. Daher werden die Partikelemissionen auch im Weiteren nicht mehr betrachtet.

Anders als bei der Partikelimmission wird nach Auswertung durch die zuständigen Behörden die NO_2-Immission zu einem maßgeblichen Teil durch im Pkw-Bestand befindliche Die-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sel-Pkw beeinflusst. Für die NO_2-Immissionen gilt es ebenfalls einen Jahresmittelwert einzuhalten, dieser liegt bei 40 µg/m³. Der zusätzlich geltende stündliche Maximalwert von 200 µg/m³ darf in Summe im Jahr nur maximal 18 Stunden überschritten werden. Auffällig ist, dass in den USA ein deutlich höherer Jahresmittelwert als Grenzwert festgelegt wurde. Hier gilt zwar mit 100 ppb (~ 205 µg/m³) ein ähnlicher Grenzwert für die Stundenmittelwerte, jedoch mit 53 ppb (~ 108 µg/m³) ein mehr als doppelt so hoher Wert für den NO_2-Jahresmittelwert [1].

Aufgrund der Relevanz der dieselmotorischen NO_x-Emissionen für die NO_2-Immissionssituation an sog. Hotspots, also an Stellen, die bzgl. der Immissionssituation als besonders kritisch erachtet werden, wurde bereits im letztjährigen Vortrag [4] die Situation für die Messstelle „Am Neckartor" in Stuttgart beschrieben. Diese besondere Situation jenes Hotspots wird durch das hohe Fahrzeugaufkommen, die topografischen Besonderheit der Kessellage und die Positionierung der Messstation verursacht. Der lokale Beitrag der Dieselmotoren lag 2015 hier bei ca. 50%. Die damit verbundenen Überschreitungen der NO_2-Grenzwerte finden gemäß Auswertung der zuständigen Behörden nur sehr lokal auf wenigen Prozent des gesamten Streckennetzes in Stuttgart statt.

Aktuell zeigt Stuttgart mit der Messstation „Am Neckartor" im Vergleich der deutschen Städte die höchsten Werte für Partikel und Stickoxide. Daher wird in diesem Beitrag bewusst auf diese kritische Messstelle fokussiert, da eine mögliche Lösung aus unserer Sicht auch auf andere belastete Städte übertragen werden kann. In diesem Zusammenhang ist es wichtig, das Emissions- und Immissionsverhalten miteinander zu verknüpfen, was in diesem Beitrag dargestellt werden soll.

Betrachtet man die Entwicklung der Immissionsmesswerte an dieser Station über die letzten Jahre, so zeigen die aktuellen Messwerte für das Jahr 2017, dass der Jahresmittelwert für NO_2 von 40 µg/m³ mit etwa 73 µg/m³ zwar noch nicht erreicht wird, dass jedoch eine deutliche Abnahme im Vergleich zum letzten Jahr zu verzeichnen ist. Zudem wird 2017 erstmalig der Grenzwert bzgl. der Überschreitungsstunden eingehalten, Bild 1.

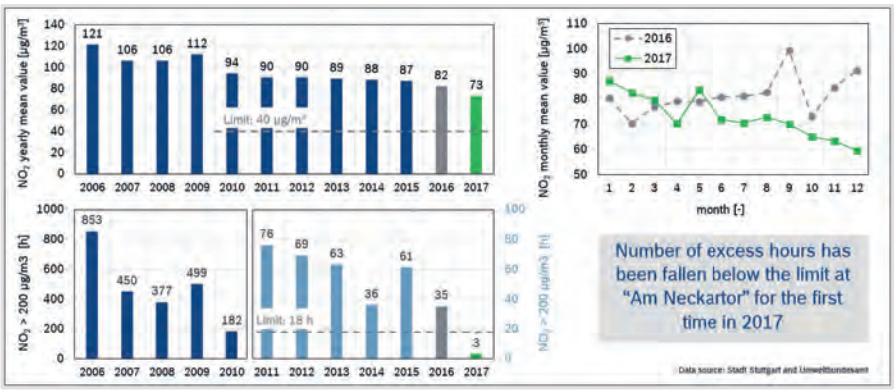


Bild 1: Entwicklung der NO_2-Immissionsmesswerte „Am Neckartor" in Stuttgart

Im Weiteren ist zu erkennen, dass sich der Trend des Mittelwerts für Stickoxid im Jahr 2017 zu besseren Werten hin entwickelt hat (Bild 1, oben rechts). Inwieweit die Erneuerung der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Flotte, vorgenommene Software-Updates oder auch positive Witterungseinflüsse einen Beitrag leisten, ist Gegenstand laufender Untersuchungen.
Nachfolgend wird ausgeführt, wie auf Basis der weiteren technologischen Verbesserungen an Dieselmotoren die oben diskutierten Anteile an den Stickoxidimmissionen zukünftig verringert werden. Als Grenzbetrachtung soll zudem untersucht werden, in wie weit die motorischen Immissionsbeiträge vernachlässigbar werden, vor allem im Vergleich zu der vorhandenen städtischen Hintergrundbelastung, die ebenfalls einen hohen Anteil an der Gesamtimmission ausmacht.

3 Realfahremissionen, gesetzliche Randbedingungen und untersuchte Testfälle

Mit der Einführung der Gesetzgebung zu den Realfahremissionen (RDE) muss ein breites Spektrum an Fahrrandbedingungen berücksichtigt werden. Dies sind nicht nur Fahrbedingungen im städtischen Umfeld, sondern ebenfalls Fahrzustände im Überland- und höherlastigen Autobahnbetrieb. Im gesamten Realfahrzyklus müssen zudem weitere Anforderungen an Fahrdynamik, Fahrzeuggewicht, Umgebungstemperatur sowie Steigungs- und Gefällefahrten robust abgesichert werden. Eine umfangreichere Beschreibung der gesetzlichen Randbedingungen ist in den entsprechenden Gesetzesvorlagen nachzulesen.

Die gewählten Testfälle sind in Bild 2 dargestellt. Der Rollentest NEDC ist durch den WLTC abgelöst worden. Der Test zur Abbildung hochdynamischen Fahrens „RTS 95“ wird nur noch gelegentlich zu Vergleichszwecken betrachtet, da die untersuchten Betriebszustände mit den oben beschriebenen weiteren Anforderungen in einen neuen Zyklus, den bei Bosch entwickelten sogenannten „Challenge Cycle“ integriert wurden.

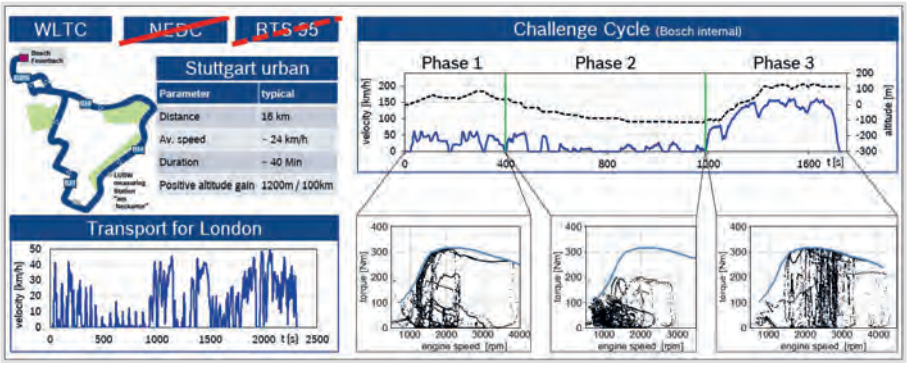


Bild 2: Verwendete Bosch Testfälle

Der Schwerpunkt beim Straßentest liegt auf einer reinen Stadtstrecke in Stuttgart, die in den Kriterien Steigungen und Streckenlänge bewusst im Rahmen der RDE- Randbedingungen an den anspruchsvollen Rand gelegt wurde. Die kurze Gesamtstrecke bietet relativ wenige Möglichkeiten die Startemissionen zu verteilen, die Gefällestrecken haben Potential die Katalysatoren abzukühlen und die Steigungsstrecke stellt relativ fordernde Fahrbedingungen dar.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Umsetzung der Untersuchung der Emissionen nach Kaltstart auf dem Rollenprüfstand erfordert eine Fallunterscheidung:

- Kaltstart und nachfolgende langsame Fahrt, Stop & Go und damit schwierige Bedingungen zum Aufwärmen der Katalysatoranlage.
- Kaltstart mit nachfolgender Beschleunigung bei niedrigen Drehzahlen aber hohem Drehmoment. Hierbei wird zwar relativ viel Energie in das Abgassystem eingetragen, gleichzeitig ist mit deutlich höherer Rohemission gegenüber dem ersten Fall zu rechnen.

Zur Abbildung des ersten Falls wird weiterhin der sog. „Transport for London“ (TfL) Zyklus verwendet [5], der mit einer Länge von 8,9 km und einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 13,9 km/h (in der ersten Phase 8,9 km/h) etwas außerhalb der RDE- Bedingungen liegt. Der zweite Fall wird im Bosch-intern neu gestalteten Fahrzyklus, dem sogenannten „Challenge Cycle“ abgedeckt, der in drei Phasen eingeteilt werden kann:

- In Phase 1 werden direkt nach Start mehrere Vollastbeschleunigungen in der Rauchbegrenzung gefahren, die zusätzlich noch teilweise bergauf erfolgen. Dieses Szenario ist gerade noch am Rande der Regulierung denkbar, im praktischen Fahrbetrieb aber eher unrealistisch. Diese Phase wurde bewusst so gestaltet, dass eine differenzierende Beurteilung von potentiellen Maßnahmen ermöglicht wird. Für sich allein betrachtet, ist die erste Phase mit einer Länge von 3,6 km und einer positiven Steigung von gut 3000 m / 100 km deutlich außerhalb des Regulierungsrahmens, könnte aber durch Hinzufügen weiterer Fahrstrecke mit mäßigeren Anforderungen zu einem gültigen RDE-Stadtanteil ergänzt werden.
- In Phase 2 wird die Abfahrt der Stuttgarter Stadtrunde vom Pragsattel in das Neckartal mit gleichzeitigem Stop & Go Verkehr nachgebildet. Um sicherzustellen, dass ein hohes Potential zum Auskühlen der Katalysatoren vorhanden ist, wurde der Höhenunterschied gegenüber der realen Topografie in Stuttgart deutlich vergrößert. Die Durchschnittsgeschwindigkeit in diesem Abschnitt liegt unter 11 km/h.
- In Phase 3 wird ein weiterer anspruchsvoller Fahrzustand abgedeckt, der nicht zum Stadtverkehr gehört: Eine Autobahnfahrt mit deutlicher Beschleunigung bergauf. Es wird hier ein Abschnitt der A8 bei Pforzheim nachgebildet, der mit gut 7 % maximaler Steigung für eine Autobahn ungewöhnlich steil ist. Diese Strecke wird an die vorangegangene Abkühlphase angeschlossen und das Fahrzeug auf gut 160 km/h beschleunigt. Dieser Abschnitt liegt bzgl. der maximalen Geschwindigkeit leicht, bzgl. des Anteils mit Geschwindigkeiten über 145 km/h deutlich, außerhalb der RDE-Spezifikationen, wurde aber bewusst gewählt, um einen Robustheitstest einzuschließen.

Mit dem TfL und dem Challenge Cycle gehen wir derzeit davon aus, die wesentlichen kritischen Fahrzustände abzudecken. Kämen die Fahrzustände aus den Rollentests in einer realen RDE-Fahrt vor, so entstünde nur dann ein regelkonformer Test, wenn weitere Streckenanteile ergänzt würden, die dann aber nur relativ wenig anspruchsvolle Fahrzustände enthalten könnten. Aus diesem Grunde wurde auch auf eine Nachbildung des RDE-Anteils Landstraßenfahrt (bis auf einen vernachlässigbaren Teil am Beginn von Phase 3 im Challenge Cycle) verzichtet. Die Rollenprüfstandszyklen werden jeweils auch als Simulation auf dem instationären, ggfs. klimatisierten, Motorprüfstand nachgebildet, um relativ schnell Applikationsvarianten optimieren zu können.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Werden diese beschriebenen kritischen Fahrzustände robust abgedeckt, ergeben sich für das Fahren in den immissionskritischen Stadtanteilen oftmals deutlich moderatere Randbedingungen, was sich bzgl. der dort verursachten Emissionen - und damit auch auf die resultierenden Immissionen - günstig auswirken kann. Darauf wird im Kapitel 8 näher eingegangen.

4 Beschreibung des Versuchsträgers und Rückblick

Der verwendete Versuchsträger wurde bereits mehrfach beschrieben, Details finden sich bspw. unter [6, 7, 8]. Die wesentlichen herausragenden Merkmale sind wie folgt aufgelistet:

- Kompaktklasse-Fahrzeug
- Hubraum ca. 1.7 l
- Leistung / Drehmoment 110 kW / 340 Nm
- Einspritzsystem mit Systemdruck 2200 bar (Magnetventile), Digital Rate Shaping
- RDE-optimierter Abgasturbolader (gutes Transient- und low-end Torque-Verhalten)
- Funktionen zur Verminderung transienter NO_x-Spitzen durch Eingriffe in Luft- und Kraftstoffpfad [6]
- Kennfeldoptimierung auf günstigen Kraftstoffverbrauch bei moderat niedrigen NO_x-Rohemissionen ex Motor
- Temperaturmanagement des Abgasnachbehandlungssystems
- Verschiedene Layouts des Abgasnachbehandlungssystems, ein DOC-SCR-System (Diesel Oxidation Catalyst - Selective Catalytic Reduction) und ein kombiniertes NSC-SCR-System (NO_x Storage Catalyst).

Für alle in diesem Beitrag dargestellten Ergebnisse gelten folgende Randbedingungen:

- Die Abgasnachbehandlungskomponenten sind nach Abstimmung mit den involvierten Katalysator-Zulieferern einer Ofen- bzw. Brenneralterung unterzogen worden, mit dem Ziel, einen Zustand entsprechend einer hohen Feldlaufleistung darzustellen. Darüber hinaus sind die Bauteile tlw. bereits einige zehntausend Kilometer (bzw. mehrere hundert Stunden am Motorprüfstand) im Versuchsbetrieb genutzt worden.
- Alle Messergebnisse werden als reine streckenbezogene Emission, d. h. ohne Anwendung der derzeit in der Regulierung vorgesehenen Normalisierungstools, dargestellt (Summe Emissionen / gesamte Fahrstrecke). Ebenfalls wurden weiterhin keine Korrekturfaktoren als Funktion der Umweltbedingungen wie Außentemperatur oder Höhe angewendet.

Die im Vorjahr berichteten Ergebnisse [4] sind in Bild 3 noch einmal zusammengefasst, um die erfolgten weiteren Entwicklungsschritte einordnen zu können. Im WLTC ergab sich ein Vorteil für das kombinierte Abgasnachbehandlungssystem aus Speicherkat (NSC) und SCR. Die Straßenmessungen dagegen zeigen einen Gleichstand zwischen beiden Systemen, wobei der Einfluss des Kaltstarts zu erkennen ist. Die Messergebnisse mit Kaltstart liegen erwartungsgemäß etwas höher, bleiben aber im Bereich des Zyklusgrenzwertes von 80 mg/km. Nur gezielte Fahrmanöver durch Entwicklungsingenieure, denen die Systemeigenschaften und zu dem Zeitpunkt vorhandenen Schwächen bekannt waren, haben zu höheren Messwerten im Bereich des Euro 6d final Grenzwertes geführt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

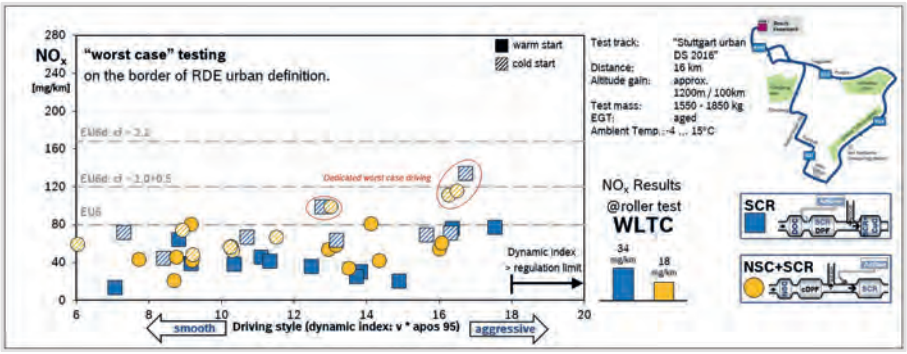


Bild 3: Rückblick Ergebnisse 2017, Straßentest und WLTC [4]

In Bild 4 sind die Ergebnisse der Straßenmessungen in der Stadt aus Bild 3 als Verläufe der kumulierten NO_x-Emission über der Fahrstrecke dargestellt. Insbesondere fällt die Bedeutung der Kaltstartphase auf, die einen sehr großen Anteil an der Gesamtemission über die Strecke von 16 km annehmen kann, obwohl die vom Kaltstart geprägte Fahrstrecke nur maximal 2,5 km beträgt.

Generell war eine große Bedeutung der Emissionsanteile kurz nach Kaltstart zu erwarten, da unvermeidbar der Verbrennungsmotor Emissionen verursacht und die Nachbehandlungsanlage aufgrund der Temperatursituation zunächst noch nichts umsetzt.

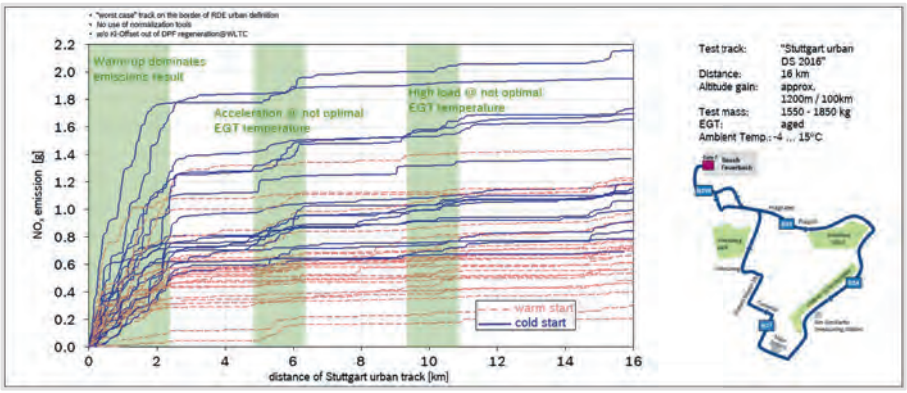


Bild 4: Rückblick Ergebnisse 2017, Analyse der verbleibenden Schwachpunkte

Weiter fällt auf, dass es „Stufen", d. h. Phasen erhöhter Emission, insbesondere im Bereich nach 5 - 6 km Fahrstrecke und nach 10 - 11 km Fahrstrecke gibt. Die nähere Analyse zeigt, dass hier vornehmlich ein Temperaturproblem am Nachbehandlungssystem vorliegt. Im ersten Fall zeigt sich die erhöhte Emission im Anschluss an die lange Bergabfahrt ins Neckartal. Durch Schub- und Niedriglastbetrieb kühlt die Katalysatoranlage ab. Aufgrund der nach der Bergabfahrt vorhandenen Ampeln ist dort mit einem Stopp zu rechnen. Wird dann anschließend scharf beschleunigt, trifft eine in diesem Augenblick erhöhte Emission ex Motor auf

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eine durch die vorangegangene Auskühlung nur mit begrenzter Effizienz arbeitende Katalysatoranlage. Im zweiten Fall verhält es sich ähnlich: Hier ist durch Fahrt mit mäßiger Geschwindigkeit auf flacher Straße mit einem wiederum relativ abgekühlten Nachbehandlungssystem zu rechnen, mit dem dann eine längere Steigung - je nach Verkehrsfluss mit Beschleunigung - befahren wird. Damit ergibt sich als Aufgabe die Optimierung der Emission der ersten Phase ab Kaltstart mit folgenden Teilaufgaben:

- Verringerung der Rohemission des Motors, solange das Katalysatorsystem noch nicht eine ausreichend hohe Effizienz erreicht hat
- Beschleunigung des Aufwärmens des Nachbehandlungssystems
- Nach erfolgtem Aufwärmen des Nachbehandlungssystems möglichst effizientes Warmhalten bzw. Verminderung der Abkühlung in Niedriglast- und Schubphasen
- Falls unvermeidbar, Ergreifen von Maßnahmen zum Aufwärmen des Nachbehandlungssystems, um hohe Effizienz zu gewährleisten.

5 Weiterentwicklung, Fokus Temperaturmanagement

Für das weitere Entwicklungsprogramm wurden auf Basis des oben beschriebenen Versuchsträgers folgende Entscheidungen getroffen:

- Zunächst Beschränkung auf das reine SCR-System, da das vor allem applikativ aufwändigere Kombisystem aus Speicher- und SCR- Katalysator auf der Straße in der damals vorliegenden Variante keinen Vorteil zeigte.
- Identifikation der auf dem erreichten Stand noch emissionsauffälligen Betriebszustände und deren gezielte Optimierung, möglichst im Rahmen der bestehenden Hardware.
- Überprüfung und Anpassung der „RDE-Testfälle“ für Rollenprüfstandsmessung und Simulation der Fahrzeugmessung auf dem Motorprüfstand, um einen effizienten und zielgerichteten Entwicklungsablauf sicherzustellen.

Die Aufgabenstellung des Temperaturmanagements des Abgasnachbehandlungssystems lässt sich in zwei Teilaufgaben unterteilen:

Aufwärmen des Abgassystems nach Start:

- Möglichst schnelle Temperaturanhebung der Katalysatoren durch motorische Maßnahmen, was mit einen Verbrauchseinfluss verbunden sein kann.
- So lange die Aufwärmmaßnahmen notwendig sind (d. h. Ziel-Kattemperatur noch nicht erreicht), muss gleichzeitig auf niedrigste Rohemissionen vor allem für NO_x aber auch auf HC und CO geachtet werden.

Warmhalten des einmal aufgewärmten Abgassystems:

- Hier muss speziell das Abkühlen der Katalysatoren durch den Abgasstrom vom Motor, der z. B. in Schub- / Niedriglastphasen kälter ist als die aktuelle Katalysatortemperatur, verhindert bzw. vermindert werden. Vorzugsweise durch Minimierung des Durchflusses durch die Abgasanlage. Bei allen Maßnahmen muss darauf geachtet werden, den Verbrauchseinfluss zu minimieren.
- Bei sehr hohen Temperaturen in der Abgasanlage werden bei Schub oder Niedriglast keine Maßnahmen zur Verringerung der Durchströmung getroffen, da in diesem Fall eine gewisse Temperaturabsenkung erwünscht ist.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Im Leerlauf möglichst konsequentes Abstellen des Motors.

Eine Übersicht über die realisierten Maßnahmen gibt Bild 5. Die Applikation des Motors folgt für den überwiegenden Betrieb bei betriebswarmen Motor und Abgasanlage mit der Maßgabe, besten Verbrauch bei moderater NO_x-Emission zu realisieren. Die Abgasanlage hat somit eine hohe Konversion sicherzustellen, was aber unproblematisch ist, wenn die Auslegung – wie zur RDE-Erfüllung notwendig – auch sehr anspruchsvolle Fahrzustände berücksichtigt. Es wird darauf verzichtet, um den Preis einer stark erhöhten NO_x-Emission das „letzte g/kWh" in Verbrauch zu realisieren.

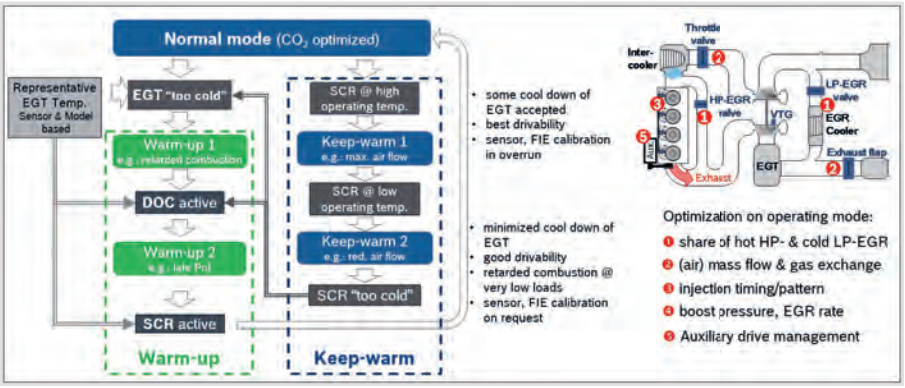


Bild 5: Übersicht Temperaturmanagement des Abgassystems

Die Nutzung der Aufwärm- und Warmhaltefunktionen wird, physikalisch korrekt, durch die Diagnose des Zustands des Abgassystems initiiert. Hierzu ist es notwendig, die wirklich relevanten Bauteiltemperaturen in den Katalysatoren möglichst gut zu kennen. Über eine Modellierung der Temperaturen in den Katalysatoren kann eine erhebliche Genauigkeitssteigerung gegenüber einer Auswertung der vor bzw. nach dem Katalysator verbauten Temperatursensoren der Motorsteuerung erreicht werden.

Wie beschrieben stellt der TfL für den Diesel Powertrain aufgrund der niederen Lasten und damit verbundenen geringen Abgastemperaturen einen anspruchsvollen Zyklus dar. Bild 6 zeigt den TfL als Fahrzeugtest auf dem Rollenprüfstand. Als Endergebnis wird ein NO_x-Wert von 64 mg/km erreicht. In Anbetracht der Tatsache, dass die Durchschnittsgeschwindigkeit im gesamten Test nur 13,9 km/h beträgt, in der ersten Phase sogar nur 8,9 km/h und der Kaltstart eingeschlossen ist, u. E. ein gutes Ergebnis. Nach bereits 80 s ist der Light-off des Oxidationskatalysators (DOC) erreicht, ab ca. 250 s nach Start gelingt es, ≥ 85% der NO_x Emission zu konvertieren.

Aufgrund der sehr guten Reproduzierbarkeit (u. a. kein Fahrereinfluss) wird zur weitergehenden Analyse ein TfL am Motorprüfstand gefahren, was in Bild 7 dargestellt ist. Es gelingt, die Temperaturen nach DOC und im NO_x-Katalysator um ca. 100 K (nach DOC @ 300 s) bzw. 75 K (im SCR-on-DPF @ 350 s) zu steigern. Für den Erfolg sehr wichtig ist, dass gleichzeitig mit den Temperaturmaßnahmen auch die Rohemission aus dem Motor (Messstelle EGT_in = Eintritt in den ersten Katalysator) erheblich abgesenkt werden kann.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Vergleich der Tailpipe-Emissionen zeigt, dass gleichzeitig die Effizienz der Nachbehandlung gesteigert wurde, was i. W. auf das erhöhte Temperaturniveau zurückzuführen ist. Unvermeidlich ist in diesem Niedriglastzyklus ein Verbrauchsanstieg, hier 5,4 %. Der Vergleich zu den im Vorjahr berichteten Ergebnissen [4, 7] zeigt, dass die Emissionsverbesserung im TfL um gut 30 % bei tendenziell leicht vermindertem Verbrauchanstieg erreicht wurde. Die Effizienz der Temperaturmanagementmaßnahmen wurde also erheblich gesteigert.



Bild 6: NO_x- Ergebnis im Rollentest „Transport for London“ bei 23°C

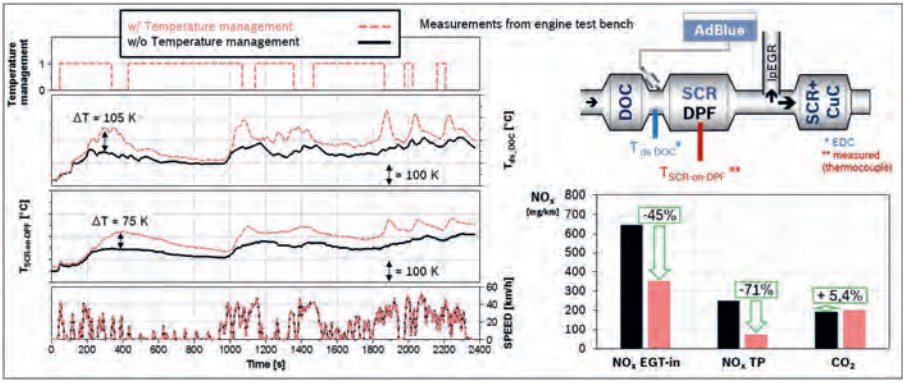


Bild 7: Wirkung des Temperaturmanagements im Rollentestzyklus „Transport for London“

Es ist zu beachten, dass der Verbrauchsnachteil nur in der betrachteten Situation der direkten Staufahrt nach Start in der genannten Größenordnung auftritt, im WLTC werden derzeit ca. 1,5 % Einfluss gesehen, im Challenge Cycle oder RTS 95 jeweils klar unter 1 %. Hierbei ist zu beachten, dass aufgrund der Priorität auf die emissionsseitig herausfordernden Fahrzustände keine gezielte Optimierung im WLTC stattgefunden hat. Der ermittelte NO_x-Wert

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

bei 23°C von 15 mg/km zeigt, dass noch Potential für etwas Verbrauchsoptimierung bestehen könnte.

Im Challenge Cycle stellt sich die Situation direkt nach dem Kaltstart völlig anders dar. Aufgrund der Abfahrt mit hoher Motorlast und damit sehr hohem Energieeintrag ins Abgassystem, erfolgt dort ein schneller Temperaturanstieg und bereits 80 – 90 s nach Motorstart ist eine sehr hohe NO_x-Konversion und somit ein Tailpipe-Verlauf nahezu „flat-line“ erreicht. Allerdings sind in dieser Zeit aufgrund des Betriebs des Motors an Volllast und in der Rauchbegrenzung bereits ca. 1,5 g NO_x als Engine-out-Emission angefallen, etwa genau so viel wie in der gesamten Phase 1 des TfL, die immerhin 20 Minuten dauert. Ein Ansatzpunkt für Verbesserungen wäre hier der Versuch, die Rohemission weiter zu begrenzen. Weitere Details zu Auswirkungen der ergriffenen Maßnahmen im Challenge-Cycle lassen sich unter [8] nachlesen und werden hier nicht weiter aufgegriffen.

Neben den Messungen bei 23 °C wurde in den Untersuchungen ein weiterer Schwerpunkt auf die niederen Umgebungstemperaturen gelegt. Zusammenfassend zeigt Bild 8 die Auswirkung unterschiedlicher Umgebungs- und Kaltstarttemperaturen auf die NO_x-Ergebnisse in den Rollentestzyklen WLTC, TfL und dem Challenge Cycle. Die Messungen waren bei Fertigstellung des Manuskripts noch nicht vollständig abgeschlossen, es ist aber schon jetzt klar erkennbar, dass der zu erwartende NO_x-Anstieg bei niedrigeren Temperaturen moderat ausfällt. Die hier aus Platzgründen nicht dargestellten HC- und CO-Emissionen zeigen einen ebenso moderaten Anstieg zu niedrigen Temperaturen hin, den wir jedoch als unkritisch bewerten.

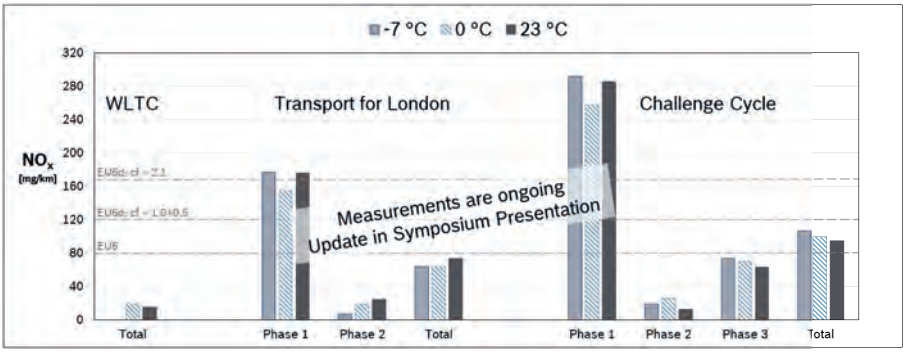


Bild 8: Einfluss der Kaltstart- und Umgebungstemperatur auf das NO_x-Ergebnis

Nur bei ausschließlicher Betrachtung der nur 3 bzw. 3,6 km langen ersten Phase des TfL bzw. des Challenge Cycle können Messwerte über dem Euro 6-WLTC-Limit von 80 mg/km beobachtet werden. Es muss hierbei aber beachtet werden, dass jeweils extreme, zwar mögliche aber sicher sehr seltene Fahrkollektive betrachtet werden und eine Bewertung dieser kurzen Abschnitte als „typisches Fahrkollektiv“ selbst für streng innerstädtischen Verkehr sicher unzulässig ist. Da das Motor- und Abgassystem selbst nach den 3 km „Stauzyklus“ TfL praktisch vollständig aufgewärmt ist, reicht es also für eine weitere Fahrt mit den gleichen Randbedingungen und Emissionen nicht aus, nur kurz zu stoppen. Vielmehr muss das Fahrzeug einige Stunden abkühlen, um erneut die gleichen Herausforderungen für das Aufwärmen des Abgassystems zu bekommen. Damit werden aber maximal noch ca. drei solche Fahrten an einem Tag überhaupt darstellbar. Rechnet man damit die sich ergebende

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Jahresfahrleistung hoch und vergleicht diese mit dem Durchschnittswert für Diesel-Pkw in Deutschland von gut 20.000 km [9], so wird klar, dass die realen durchschnittlichen Fahrstrecken zwischen zwei Kaltstarts bedeutend länger sein müssen.

Generell ist eine höhere Emission am Messbeginn mit Kaltstart unvermeidbar, da ab Start eine gewisse Emission des Motors vorhanden ist, aber etwas Zeit vergeht, bis die Nachbehandlungsanlage effizient arbeitet. Bezogen auf die zurückgelegte Strecke dauert diese Phase etwa einen Kilometer im „Stauzyklus“ TfL und nochmals weniger im Challenge Cycle. Diese Betrachtung wird im Kapitel 8 noch einmal separat aufgegriffen, um den Immissionseinfluss des Kaltstarts richtig zu bewerten.

6 Realfahremissionen bei Straßenmessungen

Die Messungen mit portabler Messtechnik im realen Straßenverkehr wurden begleitend zu den vorgestellten Funktions- und Applikationsoptimierungen durchgeführt und konzentrierten sich auf die beschriebene Runde in Stuttgart, da diese uns weiterhin wie beschrieben als ein herausforderndes Testkriterium erscheint. Die Fälle, die hier evtl. unzureichend abgebildet sind, werden durch die in Bild 2 gezeigten Rollentestfälle ergänzt.

Eine Übersicht über die bis zur Manuskripterstellung erzielten Ergebnisse zeigt Bild 9. Es sind die gemessenen Mittelwerte wie beschrieben ohne Anwendung von Gewichtungsfunktionen dargestellt. Da die Realverkehrsmessungen notwendigerweise auch nur bei den real gerade vorkommenden Außentemperaturen durchgeführt werden können, haben wir, um ein breites Temperaturspektrum abdecken zu können, im Bild auch die Messreihe bis August mit einem älteren Applikationsstand dargestellt. Wiederum wurde versucht, durch Versuchsingenieure gezielte „worst case“ – Fahrten darzustellen, die sicher nicht die Regulierungsanforderung nach „normalem Fahren“ erfüllen, aber helfen die Robustheit abzusichern.

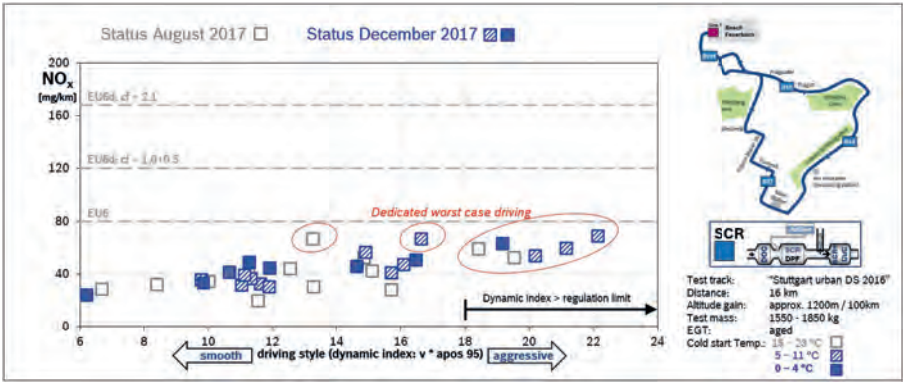


Bild 9: Straßenmessergebnisse „Stuttgart – Urban“

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Festzuhalten ist:

- Alle an diesem Versuchsträger ermittelten NO_x-Ergebnisse unterschreiten 80 mg/km.
- Die gezielten „worst case“ – Fahrten markieren das obere Ende des Streubandes.
- Die Variationsbreite der NO_x-Emission bei konstantem Wert des Fahrdynamikparameters zeigt, dass letzterer nicht ausreicht um alle Effekte des realen Fahrens abzubilden.
- Der Eindruck, dass praktisch keine Abhängigkeit von Kaltstart- und Umgebungstemperatur vorliegt, ist u. E. zum Teil der Weiterentwicklung des Temperaturmanagements geschuldet, die im Verlauf des Jahres 2017 erarbeitet wurde. Wir erwarten, dass bei Wiederholung mit dem aktuellsten Kalibrierstand der Software, die Messungen im Temperaturbereich um 20 °C noch etwas verbessert wären. Andererseits sehen wir die hohe Robustheit, die sich in den Rollentests zeigt, bestätigt.
- Der AdBlue®-Bedarf lag bei 0,6 – 1,0 l / 1000 km.

Wie bereits erwähnt, wurden die Landstraßenanteile in den Testfällen unterrepräsentiert, da wir diese in der Regel nicht als kritisch-relevante Testfälle im Vergleich zu den untersuchten Testfällen sehen. Als Beleg hierfür werten wir eine Veranstaltung mit Motorjournalisten, die Bosch Mobility Experience im Sommer 2017, bei der Journalisten die Gelegenheit gegeben wurde, auf einer Landstraßen- und Stadtstrecke selbst zu fahren und dabei zu messen [10]. Die Landstraßen- und Stadtstrecke wies erhebliche Steigungs- und Gefällestrecken auf, so dass potentielle Abkühlphasen mit anschließender Hochlast (Beschleunigung bergauf) abwechseln. Das entsprechende RDE-Kriterium war mit 1600 m/100 km deutlich überschritten. Die Fahrzeugmasse lag bei den Journalistenfahrten nahe dem zulässigen Gesamtgewicht (Fahrzeuge i. d. R. voll besetzt + Messequipment). Obwohl die Journalisten deutlich aufgefordert wurden, im Rahmen der Straßenverkehrsordnung, zu versuchen so anspruchsvoll zu fahren wie möglich, lag keine der Journalistenfahrten außerhalb der RDE-Vorgaben, was u. E. belegt, dass die Vorgaben der Regulierung sinnvoll gewählt sind und außerhalb dieser Grenzen nicht mehr von „normalem Fahren“ zu sprechen ist. Zudem lagen alle Messungen für das NO_x deutlich unter 80 mg/km bei AdBlue®-Verbräuchen zwischen 0,5 – 1,8 l / 1000 km und das selbst bei außerstädtischer, teils aggressiver Fahrweise.

An dieser Stelle ist als Zusammenfassung der erreichten Ergebnisse festzuhalten:

- Eine robuste Erfüllung von Euro 6d final (alle Messwerte lagen sogar unterhalb des Zyklusgrenzwertes) konnte unter ausschließlicher Verwendung von – in vielen Applikationen in Serie befindlicher – „State of the Art“ Technologie gezeigt werden.
- Auf Seiten der Abgasnachbehandlung ist ein SCR-System notwendig, die reine Kombination mit einem DOC ist zumindest im gezeigten Beispiel ausreichend.
- Aufgrund unserer Messergebnisse erwarten wir im gemischten Kundenbetrieb AdBlue®-Verbräuche im Bereich unterhalb von 1 – 1,5 l / 1000 km.
- Die Fortschritte gegenüber dem vor einem Jahr gezeigten Stand beruhen auf Optimierung der Applikationsstrategie und der Steuerungs- und Regelfunktionen v. a. zum aktiven Temperaturmanagement des Abgassystems. Hier sehen wir, trotz der erreichten Fortschritte, noch weiteres Potential.
- Die Basishardware von Motor und Fahrzeug muss natürlich grundsätzlich für die RDE-Anforderungen ausgelegt sein (ATL- Matching (Abgas Turbo Aufladung), Package Abgassystem, …).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7 Weiteres zu erschließendes Potential

Wegen der erreichten vielversprechenden Ergebnisse werden wir die begonnenen Entwicklungen konsequent fortsetzen und versuchen das Emissionsniveau weiter zu senken und gleichzeitig die Robustheit gegenüber verschiedener Fahrbedingungen noch zu erhöhen.

Die hier im Folgenden stichpunktartig aufgelisteten weiteren Maßnahmen sind bereits in konkrete Untersuchungsprogramme bei der Robert Bosch GmbH eingeflossen. Die Liste soll zudem aufzeigen, dass das Spannungsfeld den Diesel Powertain nicht mit einer deutlichen Kostensteigerungen zu belasten und gleichzeitig den CO_2-Vorteil zu halten, eine lösbare Aufgabe ist.

- Zum Komplex „Temperaturmanagement, Niedriglast, Kaltstart“ gehören die Punkte variable Ventilsteuerung und ATL mit Bypass, d. h. einem zusätzlichen Waste Gate zum Bypass des VTG-Apparats (Variable Turbinen Geometrie) zur Reduzierung der Wärmeverluste.
- Ebenfalls dem Komplex “direkt nach Kaltstart”, jetzt allerdings Abfahren mit hoher Last ist die ATL-Optimierung auf „RDE-Ansprüche“ zuzuordnen.
- Als additive Maßnahme zu beiden vorgenannten Themen ist die erneute Betrachtung eines Kombisystems aus NSC- und SCR-Katalysator mit angepasster Katalysatorchemie zu sehen, siehe hierzu [4].
- Ein Ansatz, die Wirkung eines zusätzlichen SCR-Katalysators in Unterbodenposition zu verbessern, ist der Einsatz einer zweiten Dosierungsstelle für das Reduktionsmittel. Außerdem besteht hiermit ein Verbesserungspotential für die NO_x-Emission während DPF Regeneration (Diesel Partikel Filter), die Diagnostizierbarkeit der Katalysatoren und die Robustheit der Niederdruck–Abgasrückführung [8].
- Wie bereits angedeutet sehen wir, trotz der erreichten und aufgezeigten Fortschritte, noch Weiterentwicklungspotential hinsichtlich der Steuerungs- und Regelungsfunktionen bis hin zu dem Ansatz einer modellbasierten, prädiktiven Funktion, die alle notwendigen Maßnahmen zu einer robusten RDE-Erfüllung koordiniert.

Im Rahmen dieses Beitrags soll noch kurz auf eine Einbringung von Zusatzenergie im Abgasstrang, hier durch einen elektrisch beheizten Katalysator, eingegangen werden. Bei Bosch sind hierzu umfangreiche simulative Betrachtungen angestellt worden, von denen hier nur ein kurzer Ausschnitt gezeigt werden soll, Bild 10.

Die Simulation erfolgt auf Basis vom TfL-Zyklus, da dieser aufgrund seines Schwachlast- und Niedriggeschwindigkeitscharakters für eine Optimierung durch Einbringung von Zusatzenergie prädestiniert scheint. Das hier dargestellte Beispiel startet ohne motorische Temperaturmanagementmaßnahmen und versucht durch zusätzlichen Energieeintrag vor DOC das Emissionsverhalten zu optimieren. Als Ansatz wurde eine einzukoppelnde Leistung von 2 kW gewählt (das absolute Maximum, dass in einem 12 V Bordnetz u. E. vorstellbar ist), dieses allerdings aufgrund der notwendigen Zykluscharakteristik über 1000 s (also mehr als 15 Minuten, was in einem konventionellen 12 V Bordnetz fraglich ist).

Die (vereinfachende) Annahme ist zunächst, dass die Energie der Batterie entnommen wird. Die Simulation zeigt, dass die Tailpipe-Emission tatsächlich deutlich verbessert wird. Allerdings zeigt die Simulationsrechnung auch, dass ausgehend von 210 mg/km (s. Bild 10) eine

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verbesserung auf 160 mg/km erreicht wird, was das Ergebnis verfehlt, das über motorische Maßnahmen (Bild 6, 64 mg/km) im Versuch ermittelt wurde. Der entscheidende Nachteil einer elektrischen Aufheizung anstatt motorischer Maßnahmen liegt darin, dass damit keine Reduktion der Stickoxidemission ex Motor realisiert werden kann. Häufig wird eingewandt, dass die motorischen Maßnahmen nicht verbrauchsneutral sind, rekuperierte elektrische Energie aber quasi kostenfrei verwendet werden könnte. Diesem Argument ist entgegen zu halten, dass es kaum möglich ist, die im Beispiel benötigte Energie von mehr als 0,5 kWh ohne weiteres, jedenfalls nicht ohne große E-Maschine, zu rekuperieren.

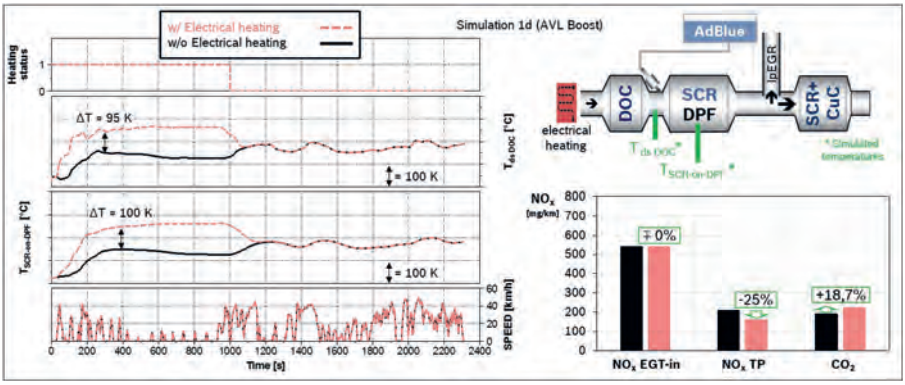


Bild 10: Simulation elektrische Energieeinbringung in das Abgassystem

Wenn hingegen eine E-Maschine vorhanden ist, die ein so großes Rekuperationspotential erschließt, kann die so gewonnene Energie natürlich alternativ und kraftstoffsparend z. B. zur Versorgung des Bordnetzes oder zum eigentlichen Fahren verwendet werden. Wird diese Energie zum Aufheizen des Abgassystems verwendet, steht sie also nicht für andere, direkt Kraftstoff sparende Verwendung zur Verfügung. Mithin ist es nicht richtig, die rekuperierte Energie in diesem Fall mit dem Preis „0“ zu versehen.

Aus unserer Sicht ist, ausgedrückt in Kraftstoffverbrauchsäquivalent, mindestens ein der Willanslinie entsprechender Wert von ca. 200 g/kWh für den Pkw anzusetzen. Dadurch würde die Maßnahme „Heizen mit 2 kW für 1000 s“ für den Fall unseres Demonstratorfahrzeugs über die Verluste bei der mehrfachen elektrischen Wandlung zu einem Mehrverbrauch von ca. 18 % führen, ohne dass das Emissionsziel erreicht wäre. Auch die Lasterhöhung, die ja prinzipiell das Aufwärmen unterstützt, hilft nur bedingt, da durch die höhere Last auf dem Verbrenner auch die NO_x-Emissionen ex Motor steigen, was gegenläufig wirkt. Eine Einkopplung einer Leistung größer 2 kW dürfte auch keinen nennenswerten Vorteil bringen, da in Summe die benötigte Energie von ca. 0,5 kWh zum Aufheizen und vor allem Warmhalten des Systems eher eine Frage der Wärmekapazität denn der Leistung ist.

Es ergibt sich aus unserer Sicht folgendes Fazit:

- Die vorgestellten motorischen Maßnahmen im Warmlauf mit den Optimierungszielen geringste NO_x-Emission bei hohem Abgasenthalpiestrom und geringstem Zusatzverbrauch sind zur Emissionszielerreichung unverzichtbar.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Eine elektrische Einbringung von Zusatzenergie kann als add-on sinnvoll sein, wenn die motorischen Maßnahmen ausgeschöpft wären und dennoch das Ziel nicht erreicht wird. Diese Maßnahme muss allerdings in Bezug auf Bauaufwand und wie beschrieben Betriebsenergiebedarf abgewogen werden.
- Der elektrische Energiebedarf und vor allem die notwendige Leistung ist bei Fahrzuständen mit höherem Abgasdurchsatz als im gezeigten Beispiel nochmals erheblich höher. Der Challenge Cycle kann hierfür mit seinen Vollastbeschleunigungen zu Beginn als Beispiel genommen werden. Auch eine Leistungseinkopplung von deutlich mehr als 2 kW wird zu keinem nennenswerten Vorteil beitragen.

8 Zukünftiger Beitrag des Diesel Powertrain zu den NO_2-Immissionen „Am Neckartor“ in Stuttgart

Insbesondere aufgrund der Tatsache, dass nur am Markt verfügbare bzw. bereits in Serie bewährte Technologien eingesetzt wurden, um die vorgenannt niedrigen NO_x-Emissionen zu erreichen, sind wir der Überzeugung, dass die verstärkt in den Verkehr kommenden Diesel-Pkw der Emissionsnorm Euro 6d einmal eine rasche Verbesserung der Immissionssituation mit sich bringen. Zusätzlich wird bei entsprechender Durchdringung die Pkw-Dieselflotte in Zukunft keinen relevanten Beitrag mehr zu Luftqualitätsbeanstandungen liefern. Der Beschreibung dieses Sachverhaltes widmet sich dieses Kapitel.

Obwohl es aufgrund unterschiedlicher Einflussgrößen schwierig ist, einen direkten Zusammenhang zwischen NO_x-Emissionen und NO_2-Immissionen herzustellen, wurde bereits im letztjährigen Vortrag [4] der Versuch unternommen, am Beispiel des Luftqualitäts-Hotspots „Am Neckartor“ in Stuttgart abzuschätzen, welches Reduktionspotential der NO_2-Immission durch verbessertes NO_x-Emissionsverhalten von Pkw-Dieselmotoren erschlossen werden kann. Dabei gilt es zunächst die spezifische Situation „Am Neckartor“ näher zu beleuchten.

Im Vergleich zur Verteilung der durchschnittlichen Stickoxid-Emissionen, die auf der gesamten Stuttgart-Runde (Länge 16 km) in zahlreichen PEMS-Messfahrten ermittelt werden konnten (Bild 11, linke Darstellung), ergibt sich für die direkte Umgebung von +/- 2 km um das Neckartor bzgl. der dargestellten Emissionsklassen ein interessantes Bild. Der Mittelwert für die NO_x-Emissionen liegt hier bei nur etwa 10 mg/km (Bild 11, rechte Darstellung) und damit niedriger als für die Strecke durch das gesamte Stadtgebiet. Dies resultiert aus den Fahrbedingungen, die auf diesem Streckenabschnitt bzgl. Geschwindigkeit, Beschleunigung und vor allem Steigung eher als moderat einzustufen sind. Hinzu kommt, dass die Abgasanlage mit den Katalysatoren in der Regel bereits warm ist, wenn die Messstation passiert wird. Analysen der Pkw-Fahrstreckenweiten und Fahrzeiten zum Neckartor mit Hilfe des Verkehrsnachfragemodells der Region Stuttgart [12] zeigen in der Nähe kaum Quellverkehr, d.h. Fahrzeuge, die das Neckartor passieren, sind meist bereits einen oder mehrere Kilometer gefahren. Die Höhe des Kaltstarteinflusses zeigt zudem ein Vergleich des linken und mittleren Teildiagramms in Bild 11. Wie man erkennt, reduziert sich die streckenbezogene Stickoxidemission der gesamten Stadtstrecke bei Ausschluss des Kaltstarts von 43 mg/km auf 23 mg/km.

An dieser Stelle sei noch einmal ausdrücklich angemerkt, dass der Kaltstartanteil an vielen stark befahrenen Straßenabschnitten aus Sicht der Verfasser keine nennenswerte Rolle

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spielen dürfte, womit die für Immissionsberechnungen anzusetzenden realistischen lokalen NO_x-Emissionen sorgfältig bedacht werden müssen. In dem hier gezeigten Beispiel wäre damit vor allem das rechte Teilbild für eine solche Betrachtung relevant. Da nicht davon auszugehen ist, dass bei hoher Verkehrsdichte ein Großteil der Verkehrsteilnehmer ihre Fahrzeuge in unmittelbarer Nähe des Hotspots starten, dürfte die am Beispiel des Stuttgarter Neckartors gemachte Ableitung auch für viele andere kritischen Hotspots Gültigkeit haben.

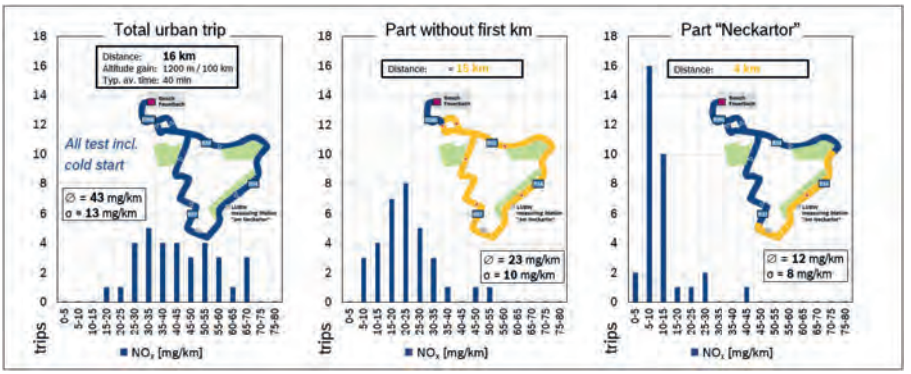


Bild 11: Emissionen der Stickoxide in der gesamten Stadtrunde (mit und ohne Kaltstarteinfluss) und Fokus „Am Neckartor“

Mit den oben gewonnenen Erkenntnissen bzgl. der zukünftigen NO_x-Emissionen von Diesel-Pkw und einem methodisch aufwändigen Ansatz für die Immissionsberechnung werden die im letztjährigen Beitrag bereits skizzierten Szenarien in diesem Jahr konkretisiert. Für die Simulation der NO_2-Immissionen „Am Neckartor“ wurde die AVISO GmbH beauftragt und es kam ein sog. Chemie-Boxmodell zum Einsatz, das die atmosphärische Ausbreitung sowie die chemische Umsetzung von Emissionen aus unterschiedlichen Quellen sowie die Hintergrundkonzentration unter Berücksichtigung von meteorologischen Parametern (z.B. Windgeschwindigkeit, Sonnenstrahlung) berechnet. Wesentliche Eingangsgrößen in das Modell sind zum einen die direkten Emissionen aus dem Straßenverkehr (z.B. NO_x) sowie die Hintergrundbelastung (siehe Bild 12). Um auf die NO_2-Immission an einer Messstation wie bspw. „Am Neckartor“ zur schließen, wird innerhalb der sog. Chemie-Box die chemische Umwandlung diverser Stoffe simuliert, wofür ca. 140 thermochemische und weitere 21 photochemische Reaktionen berücksichtigt werden [13].

In den vorliegenden Immissionsberechnungen wurden die NO_x-Emissionen aus dem Verkehr für die Simulation im Chemie-Boxmodell analog des Handbuchs für Emissionsfaktoren (HBEFA) Version 3.3 hinterlegt [14]. Es werden die unterschiedlichen Fahrzeugsegmente Pkw, leichte und schwere Nutzfahrzeuge sowie Busse abgebildet, jeweils entsprechend ihres Antriebs (vor allem Benzin- und Dieselmotoren) und entsprechend der unterschiedlichen EU-Emissionsstufen aus der Zertifizierung (Euro 5, Euro 6 etc.). Des Weiteren geht grundsätzlich ins Modell die Verteilung der unterschiedlichen Fahrzeuge im Bestand ein sowie die statistische Verteilung der Verkehrssituationen, d.h. ob es sich um flüssigen, starken oder sogar Stop & Go Verkehr handelt, denn mit zunehmend stockendem Verkehr steigen die hinterlegten NO_x-Emissionen an.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

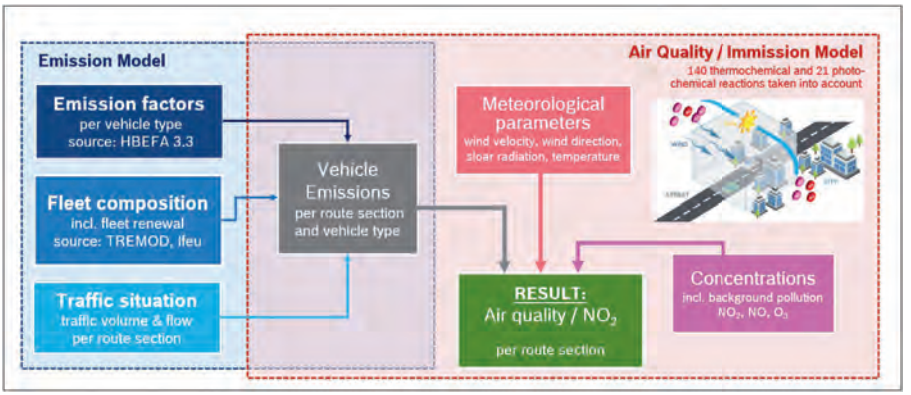


Bild 12: Schematische Darstellung AVISO-Simulationsmodell

Das Modell rechnet in relativ kurzen Zeitschritten, die dann für den Jahresmittelwert aufsummiert werden. Im vorliegenden Fall wurde das Simulationsmodell auf Ist-Werte der Messstation „Am Neckartor“ in Stuttgart kalibriert. Entsprechend finden sich im Referenzszenario A für das Jahr 2015 (Bild 13) die 87 µg/m³ Jahresmittelwert für die NO_2-Immission wieder.

Folgende zwei Szenarien wurden als Ausblick in die Zukunft simuliert, wobei hierfür die komplette Flottendurchdringung mit Fahrzeugen der unten genannten Emissionen unterstellt wurde:

- Szenario B: NO_x-Emissionen von 80 mg/km für Diesel- & 20 mg/km für Benzin-Pkw (entspricht Euro 6d final mit cf = 1.0 für Diesel (conformity factor))
- Szenario C: Grenzpotenzial-Betrachtung mit der Prämisse NO_x-Emissionen 10 mg/km für alle Pkw (Diesel & Benzin)

Dass solch geringe NO_x-Emissionen mit zukünftigen Dieselmotoren erreichbar sind und wie dies technisch realisiert werden kann, wurde in Kapitel 5 und 6 ausführlich beschrieben. Zudem wurde für den Hotspot am „Am Neckartor“ mit Bild 11 diese Datenlage untermauert. Mangels belastbarer Prognosen für die städtische Hintergrundbelastung wurde diese für die Zukunftsszenarien auf dem Niveau von 2015 konstant gehalten.

Die Betrachtung der Ergebnisse beider Zukunftsszenarien in Bild 13 zeigt, dass eine Fahrzeugflotte mit Diesel- und Benzin-Pkw, die NO_x-Emissionen wie für die Szenarien angenommen emittieren, nur noch einen vernachlässigbaren Beitrag zur NO_2-Gesamtimmission leisten würde. Für den Fall einer Emission von 80 mg/km der Diesel-Pkw in der gesamten Flotte beträgt dieser Beitrag ca. 7 µg/m³ und für den in Szenario C als Grenzbetrachtung unterstellten Emissionswert von 10 mg/km NO_x für alle Pkw lediglich noch ca. 1 µg/m³.

Das zeigt, dass der Beitrag der NO_2-Immissionen des Verkehrs in Zukunft deutlich abnehmen wird. Dadurch rückt die Reduktion der nicht verkehrsbedingen städtischen Hintergrundbelastung aus Kraftwerken, Industrieanlagen oder Hausfeuerungen, die bereits knapp die Hälfte des erlaubten NO_2-Jahresmittelwerts von 40 µg/m³ ausmacht, in den Vordergrund.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

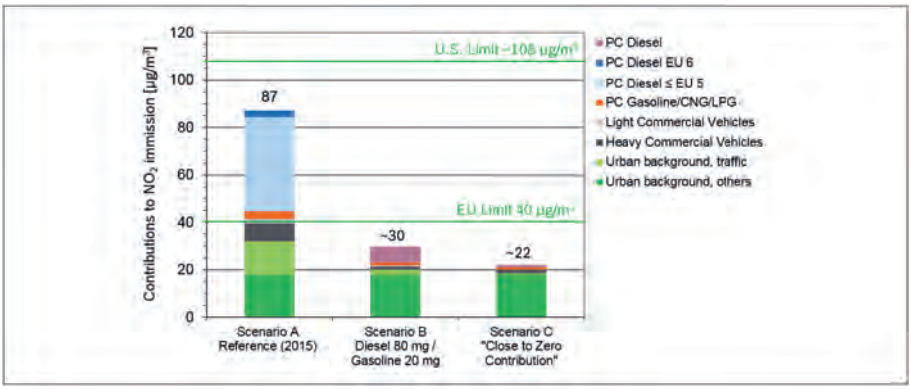


Bild 13: Szenarien zur Prognose der NO_2-Immission in Stuttgart „Am Neckartor“

9 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird am Beispiel eines Kompaktklasse-Fahrzeugs aufgezeigt, wie durch eine konsequente Optimierung noch weitere signifikante Potentiale bei der Stickoxidemissionsreduktion unter Realfahrbedingungen erreicht werden können. Unserer Einschätzung nach lassen sich diese Erkenntnisse bei entsprechender Systemauslegung und Applikation auch auf andere Fahrzeugklassen übertragen. Die Erschließung dieser wichtigen Reduktionspotentiale steht nicht im Widerspruch zu der Anforderung an den Diesel Powertrain, das bisher erreichte CO_2-Niveau zu halten bzw. sogar weiter abzusenken. Lediglich in speziellen Niedriglastzyklen und Stop & Go Zyklen ist aufgrund von aktivem Thermomanagement mit einer Verbrauchserhöhung im einstelligen Prozentbereich (TfL ca. 5%) zu rechnen. Durch Verwendung von in Serie verfügbaren Technologien kann ein signifikanter Kostenanstieg des Diesel Powertrain vermieden werden. Aus Sicht der Verfasser ist das Hauptaugenmerk mehr auf ein optimales Zusammenspiel der verschieden NO_x-Minderungsmaßnahmen zu richten als auf die Hinzunahme von zusätzlichen Technologiebausteinen.

Unseres Erachtens wird die angelaufene RDE-Regulierung durch die breite Abdeckung der möglichen Fahr-, Topografie- und Umweltrandbedingungen die Immissionssituation speziell an den kritischen Hotspots deutlich verbessern. Basierend auf unseren Erfahrungen, ist die Definition der RDE-Randbedingungen, mit den dafür gesetzten Emissionsgrenzen, ein sinnvolles Abbild realen Fahrens. Dazu im Folgenden noch ein paar kurze Erläuterungen.

Das Ziel der RDE-Regulierung war es, mit RDE mindestens 95 % des realen Fahrens abzubilden. Dieser Sachverhalt ist schematisch in Bild 14 dargestellt. Innerhalb des markierten Bereiches (95 % of real world driving) muss das Emissionsergebnis auch bei realem Fahren innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegen. Der Regulierungsrahmen beschreibt maßgebliche Parameter zum Fahrverhalten, Topografie und klimatischen Randbedingungen.

In den Randbereichen lassen sich links und rechts vom dem durch RDE abgedeckten Bereich durch Aufsummierung von extremen Randbedingungen Zustände generieren, die auch auf der Emissionsseite eine Überschreitung des für den gültigen RDE-Bereich Grenz-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wertes bedingen können. Als einen Extremwert, der auch durch die RDE-Regulierung abgefangen wird, ist der Stau zu sehen, bei dem die Grenzwertbetrachtung mit keiner Fahrleistung eine Division durch die Strecke „0 km“ mit sich zieht, was dann ein unendliches Emissionsergebnis bringt.

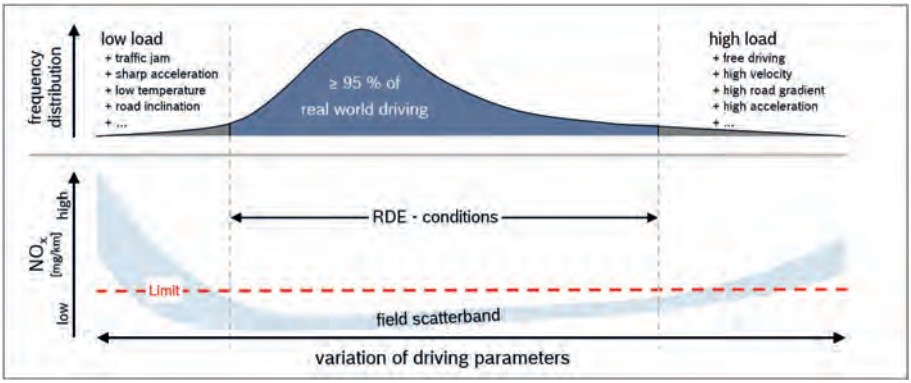


Bild 14: Schematische Darstellung “Reales Fahren” und Emissionen

Daher steigt die Emission auch auf der linken durch Niedriglast dominierten Seite steil an. Genau so lässt sich auf der rechten Seite ein Fall generieren, bei dem hohe Last mit den aufgelisteten weiteren Randbedingungen zu einer Überschreitung des Grenzwertes führen kann. Betrachtet man beide Grenzfälle, so lässt sich eindeutig feststellen, dass diese Fahrzustände vom gesamten realen Fahren in der Flotte nur einen sehr kleinen Anteil ausmachen, was durch die entsprechende Fläche unter der Kurve in den jeweiligen Randbereichen dargestellt ist.

Wie das Bild zeigt, werden die höchsten Stickoxidemissionen im linken und rechten Randbereich des realen Fahrens auftreten. Zusätzlich erkennt man auch, dass die statistische Relevanz der Randbereiche im Vergleich zum „normalen Fahren“ deutlich reduziert ist. Das zeigt, dass eine nach den Maßstäben der jetzigen RDE-Regulierung erfolgte Auslegung des Pkw Diesel Powertrain bei einem Großteil der durchgeführten Alltagsfahrten zu einem Stickoxidergebnis nennenswert unterhalb des Grenzwertes führt bzw. führen wird. Die damit verbundenen Verbesserungen bei der Immissionssituation konnten im Rahmen dieses Beitrags eindrucksvoll dargestellt werden. Dieser Sachverhalt wurde in Bild 11 für die Stuttgart-Runde aufgezeigt. Oder von der anderen Seite her argumentiert würde ein Wert im mittleren Bereich nahe des Grenzwertes an den Randbereichen zu einer Verletzung des Grenzwertes führen.

Der dieselmotorbasierte Antriebsstrang hat sich damit als eine zukunftsträchtige Lösung im gesamten Mobilitätsmix von morgen qualifiziert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

10 Literatur

[1] NO_x, Feinstaub, CO_2 im Real-Fahr-Test, Elf Autos im Abgas-Check, Veröffentlichung auto-motor-sport, AMS Heft 15 06.07.2017, https://www.auto-motor-und-sport.de/testbericht/nox-partikel-co2-11-autos-im-real-fahr-test-706486.html

[2] Landesanstalt für Umwelt, Messungen und Naturschutz Baden-Württemberg, Luftreinhaltepläne für Baden-Württemberg, Grundlagenband 2015, https://www4.lubw.baden-wuerttemberg.de/servlet/is/265221/luftreinhalteplaene_grundlagen_2015.pdf?command=downloadContent&filename=luftreinhalteplaene_grundlagen_2015.pdf

[3] United States Environmental Protection Agency (EPA), National Ambient Air Quality Standards, https://www.epa.gov/criteria-air-pollutants/naaqs-table, abgerufen am 15.12.2017

[4] A. Kufferath, M. Krüger, D. Naber, R. Maier, J. Hammer, Robert Bosch GmbH, Stuttgart: "Fuel consumption in accordance with real driving emissions, the future of Diesel Passenger Car", 38. Internationales Wiener Motoren Symposium, Wien 2017

[5] "Developing a test programme and analysis of emissions data from passenger cars in London", Transport for London, http://content.tfl.gov.uk/london-exhaust-emissions-study-developing-a-test-programme.pdf

[6] M. Krüger, R. Maier, D. Naber, S. Scherer, H. Schumacher, M. Strobel, Robert Bosch GmbH, Stuttgart: „Emission Optimization of Diesel Passenger Cars to Fulfill „Real Driving Emission (RDE) Requirements", 24th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen 2015

[7] D. Naber, A. Kufferath, M. Krüger, R. Maier, S. Scherer, H. Schumacher, R. Bosch GmbH, S.: „Measures to Fulfill „Real Driving Emission (RDE)" with Diesel Passenger Cars", 17. Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart 2017

[8] D. Naber, S. Bareiss, A. Kufferath, M. Krüger, H. Schumacher, Robert Bosch GmbH, Stuttgart: „Measures to Fulfill „Real Driving Emission (RDE)" with Diesel Passenger Cars", 18. Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart 2018

[9] Verkehr in Zahlen 2017/2018, Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, Seite 308/309

[10] J. M. Gitlin, Automotive Editor, A diesel emissions test you can't game? We try it out, Bosch Mobility Experience, https://arstechnica.com/cars/2017/07/a-diesel-emissions-test-you-cant-game-we-try-it-out/

[11] T. Bayer, Double Injection SCR – Bosch Weiterentwicklung zur Erreichung zukünftiger Emissionsanforderungen, 18. Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart 2018

[12] M. Friedrich, Institut für Straßen- und Verkehrswesen und Verkehrsleittechnik (ISV), Universität Stuttgart: Pkw-Fahrtweiten und Fahrzeiten zum Neckartor (Stuttgart), errechnet auf Basis des Verkehrsnachfragemodells der Region Stuttgart, Juli 2017

[13] Nicola Toenges-Schuller, C. Schneider, A. Niederau, R. Vogt, S. Hausberger: Modelling the effect on air quality of Euro 6 emission factor scenarios, Journal of Earth Sciences and Geotechnical Engineering, vol.6, no. 4, 2016

[14] Handbuch für Emissionsfaktoren HBEFA Version 3.3 (inkl. 2017 Aktualisierung der betriebswarmen NOx-Emissionsfaktoren von Diesel-Pkw der Emissionsnormen Euro 4, Euro 5 und Euro 6 unter Berücksichtigung neuer Messungen), http://www.hbefa.net/e/index.html

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr-Ing. F.-T. Metzner, Dipl.-Ing. S. Willmann, Dipl.-Ing. C. Helbing, Dr.-Ing. C. Eiglmeier, Dipl.-Ing. M. Köhne, Dipl.-Ing. A. Krause, Dipl.-Ing. B. Wietholt, Volkswagen AG, Wolfsburg



Die neue Vierzylinder-Dieselmotorengeneration von Volkswagen

1 Kurzfassung

Der Dieselantrieb stellt im Antriebsportfolio der Volkswagen AG einen wichtigen Baustein zur Erfüllung der Kundenbedürfnisse und zur Erreichung der CO_2-Ziele des Unternehmens dar. Die konsequente Weiterentwicklung des Dieselantriebs zum Motor sauberer Mobilität unter Beibehaltung seiner gewohnten positiven Eigenschaften ist daher ein wesentliches Ziel der Entwicklungsarbeit des Volkswagen Konzerns. Der Beitrag beschreibt die Zielsetzungen für die neue Vierzylinder Dieselmotorengeneration von Volkswagen und ihre wesentlichen technischen Merkmale. Der neue Motor wurde im Hinblick auf eine weitere deutliche Effizienzsteigerung, auf die Erfüllung sämtlicher, auch zukünftiger Abgasanforderungen im Bereich EU28 und der Anwenderländer, auf die Verbesserung von Leistungsentfaltung und Komfort und auf eine deutliche Gewichtsreduzierung entwickelt. Der neue Vierzylinder Dieselmotor von Volkswagen kommt zunächst in den Fahrzeugen der Marke Audi mit längs eingebautem Motor und mit einer milden Hybridisierung zum Einsatz. Der Motor wird in der Folge in den Konzernfahrzeugen mit quer eingebautem Motor zum Einsatz kommen und die Vorgängergeneration bis 2021 dort vollständig ersetzen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2 Einleitung

Der Pkw-Dieselmotor steht seit September 2015 in der öffentlichen Diskussion in der Kritik. Die angedrohten Einfahrverbote für Fahrzeuge mit älteren Dieselmotoren tragen ihren Teil zur allgemeinen Verunsicherung der Dieselkunden bei. Infolgedessen sind sinkende Einbauraten von Dieselmotoren zu verzeichnen.

Im Mittelpunkt dieser Diskussion stehen vor allem EU5-Motoren, deren Betriebsbedingungen im realen Fahrbetrieb deutlich von den Typprüfungs-Randbedingungen im NEFZ abweichen. Daraus ergeben sich im realen Fahrbetrieb abweichende Stickoxidemissionen.

Mit der heute von Volkswagen angebotenen Dieselmotorenfamilie der Generation EA288, die im Jahr 2012 eingeführt wurde, konnten die positiven Eigenschaften des Dieselantriebs hinsichtlich CO_2-Ausstoß, Reichweite und Dynamik deutlich verbessert werden. Gleichzeitig erzielen diese Motoren bei Testfahrten im realen Straßenverkehr Bestwerte beim Ausstoß von Stickoxiden, die zum Teil bereits heute unter den gesetzlich geforderten Grenzwerten der Abgasnorm EU6d liegen. Die Messergebnisse wurden von verschiedenen unabhängigen behördlichen Quellen, wie auch von NGO's, generiert bzw. bestätigt.

Die neue Vierzylinder-Dieselmotorengeneration des Volkswagen Konzerns, die Motorbaureihe EA288 evo, die in diesem Beitrag erstmals vorgestellt wird, ist konsequent auf die Anforderungen der Zukunft ausgerichtet. Sie erfüllt die aktuellen Emissionsvorschriften der Norm EU6d-temp und ist bereits auf die Abgasnorm EU6d (ab September 2019 für neue Typen) vorbereitet.

In der neuen Motorbaureihe EA288 evo kommen zusammen mit dem flächendeckenden Einsatz von SCR-Systemen (Selective Catalytic Reduction) zur Stickoxidreduktion neueste Technologien für einen weiter verminderten CO_2-Ausstoß zum Einsatz. Darüber hinaus erlaubt die neue Motorengeneration als Mild-Hybrid eine kundenerlebbare Funktionserweiterung verbunden mit einer Verbrauchseinsparung und erfüllt in Bezug auf Leistung, Drehmoment, Ansprechverhalten und Motorakustik die gesteigerten Kundenerwartungen an den Dieselmotor.

Beim EA288 evo hat Volkswagen das Konzept der Modularität konsequent umgesetzt und die Varianten erheblich reduziert. Bei allen Varianten beträgt der Hubraum jetzt 2,0 Liter, die heute noch verfügbaren kleineren Hubraumvarianten (1,4 l und 1,6 l) entfallen zukünftig. Die Leistungsdifferenzierung erfolgt über zwei verschiedene Leistungsklassen (LK). Die Spreizung reicht von 100 – 120 kW (LK1) und 120 bis 150 kW (LK2). Beide Leistungsklassen unterscheiden sich lediglich durch die Variation von Kurbeltrieb, Aufladung, Gemischaufbereitung und Kühlung.

Bei allen Teilen, die von der Einbaulage des Motors im Fahrzeug und seiner Leistung unabhängig sind, kommt eine konsequente Gleichteilestrategie zur Anwendung, sodass sich die Motoren einer Leistungsklasse in allen Fahrzeugen auf der jeweiligen Plattform zu 100 Prozent gleichen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Ziele / Strategie

Bei der Entwicklung des EA288 evo standen folgende Ziele im Fokus:

- niedrigste Emissionen in allen Fahrzyklen und im RDE-Betrieb
- robuste Abgasnachbehandlungstechnologien für stabile Emissionen über Laufzeit
- Verringerung der CO_2-Emissionen um bis zu 10 %
- verbesserte Akustik sowie ein um bis zu 20 kg verringertes Gewicht.
- gesteigerte Leistungs- und Drehmomentwerte
- spontaneres Ansprechverhalten

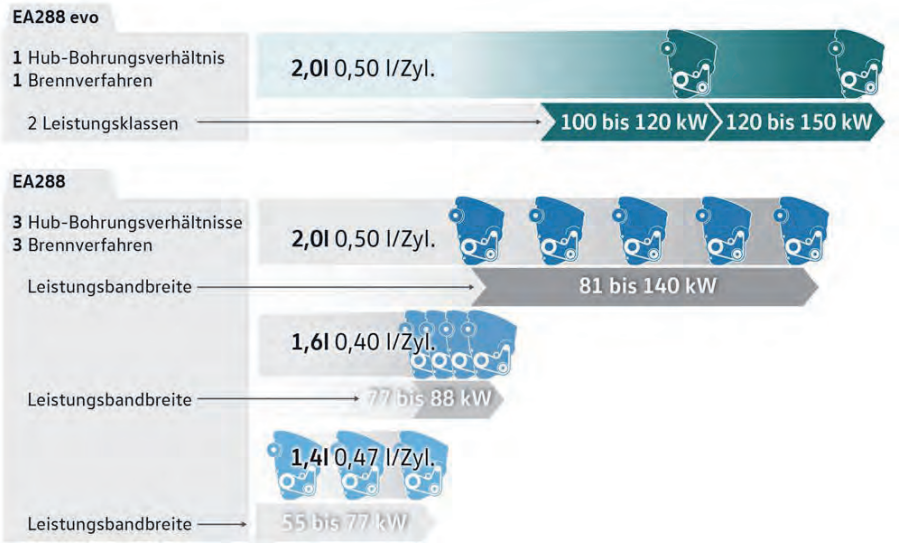


Abb. 1. Verschlankung Aggregateprogramm/Variantenreduzierung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.1 Technische Daten und Leistungskurven

		EA288 evo LK1	EA288 evo LK2
Hubraum	cm^3	1968	
Bohrung	mm	81	
Hub	mm	95,5	
Hub/Bohrung (Verhältnis)	-	1,18	
Zylinderabstand	mm	88	
Blockhöhe	mm	236	
Pleuellänge	mm	156	144
Hauptlagerdurchmesser	mm	48	54
Pleuellagerdurchmesser	mm	47,8	50,9

Abb. 2. Tabelle: Technische Daten

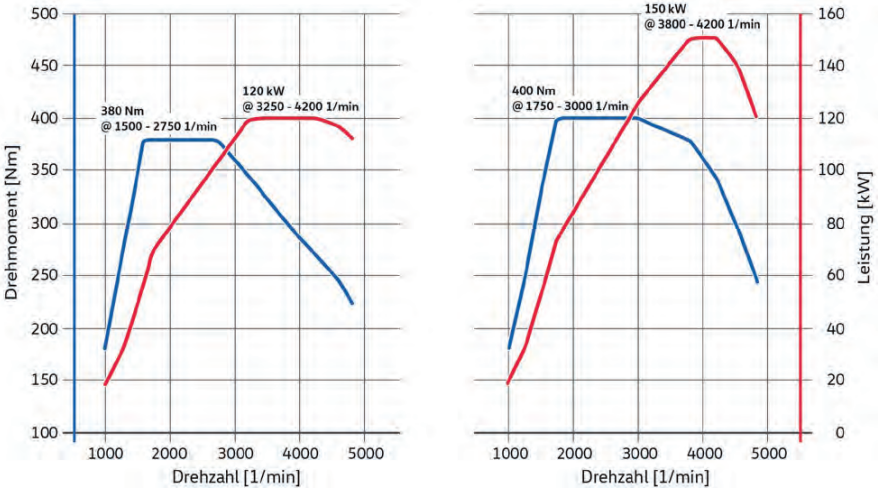


Abb. 3. Leistungskurven für die Obergrenze der Leistungsklassen: LK1 (links) / LK2 (rechts)

4 Entwicklungsmethoden

Die Einführung der virtuellen Baustufe im Rahmen der Digitalisierungsoffensive ist ein integraler Bestandteil im Frontloadingprozess der Dieselentwicklung bei Volkswagen. Die Zielsetzung der virtuellen Baustufe ist die vollständige Berechnung des ersten Konstruktionsstandes und die Entscheidung des Technikkonzeptes. Hierbei werden die virtuellen Methoden zum Festigkeit-/Lebensdauernachweis, zur Ermittlung von

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lastkollektiven sowie zur Motorprozesssimulation, Verbrennung, Akustikberechnung und Schwingungsdynamik in der frühen Konzeptphase eingesetzt.

Die virtuellen Entwicklungsmethoden erlauben sowohl eine Reduzierung der Versuchsträger in Konzept und Serienentwicklungsphase als auch eine Effizienzsteigerung durch Erhöhung der Qualität der Erprobungsträger und damit eine Verbesserung der Feldqualität vor Kunde.

Weiterhin gehören die Reifegradsteigerung durch virtuelle Methoden insbesondere für die thermisch und dynamisch hochbeanspruchten Motor- und Abgasnachbehandlungskomponenten und die damit verbundenen Einsparungen von Messkampagnen/Applikationen (Temperaturmessung) zu den wesentlichen Benefits der virtuellen Roadmap.

Die prozessuale Verankerung der virtuellen Methoden liefert einen wesentlichen Beitrag im Produktentstehungsprozess mit den Meilensteinen für Datenlieferbeziehungen (verbindliche CAD-Daten) und Berechnungsfreigaben als Verbindlichkeit vor der Hardware-Bestellung. Dies führt zur Effizienzsteigerung der Wirkkette Konstruktion, Digitalisierung und Berechnung. Insgesamt ergibt sich durch die Einführung der virtuellen Absicherung eine deutlich positive Kosten-Nutzen-Bilanz.

Im Folgenden werden einige Beispiele an neuen Berechnungsmethoden für die virtuelle Entwicklung am EA288 evo gezeigt:

Um die thermische Belastung des Motors präzise zu simulieren, kamen innovative multidisziplinäre Berechnungsmethoden zur Anwendung. Die Temperaturfeldberechnung wurde mittels eines Conjugate Heat Transfer (CHT)-Modells durchgeführt. Bei der Kühlmittelströmung wurde ein Zwei-Phasen-Ansatz verwendet, um örtlich auftretende Siedeeffekte zu erkennen.

Der Wärmeeintrag des Brennverfahrens wurde durch eine 3D-CFD-Verbrennungssimulation auf ein Vierzylinder-Modell modelliert. Die Berechnung der Wärmeübertragung zwischen Kolben und Laufbuchse erfolgte mithilfe eines MKS-Modells (Reibungswärme) mit integriertem Wärmeleitmodell.

In der Entwicklung des EA288 evo kamen weiterhin neue Berechnungsmethoden zum Einsatz, beispielsweise bei der Konzeption der Halter für die Abgasanlage auf der heißen Seite des Motors. Dabei wurde die Berechnungsmethode der Schwingungsdynamik mit der Thermomechanikberechnung so gekoppelt, dass die vorab simulierten thermischen Beanspruchungsgrößen als Randbedingungen in der Schwingungsdynamik berücksichtigt wurden. Somit wurde die bisherige Methode der Betriebsschwingungsanalyse um die thermischen Beanspruchungen erweitert.

Abbildung 4 zeigt den schematischen Ablauf der Überlagerung der Berechnungsdisziplinen Thermomechanik und Schwingungsdynamik bei der Auslegung der Halterung der motornahen Abgasreinigung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

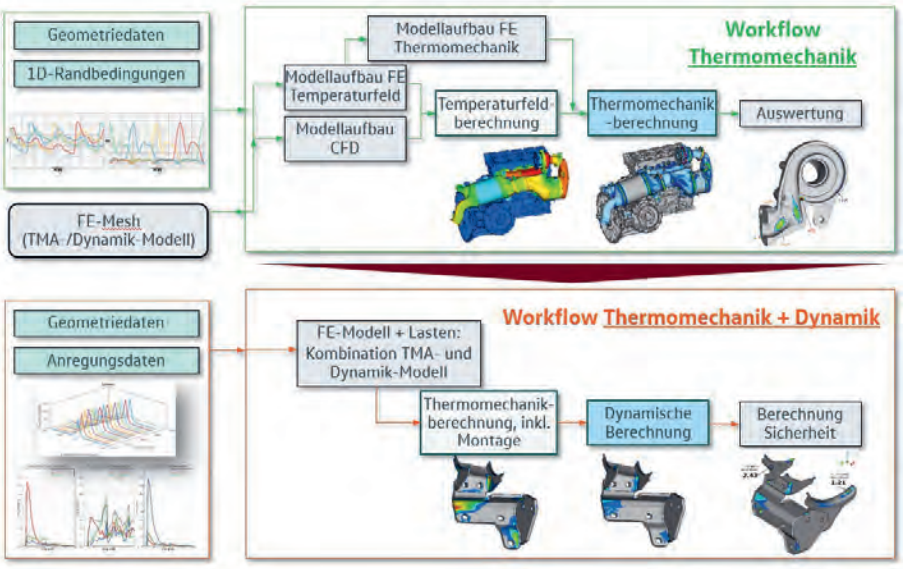


Abb. 4. Schematischer Ablauf der Festigkeitsanalyse des Halters der Abgasanlage auf der heißen Seite des Motors

Insgesamt konnte durch die Erweiterung der virtuellen Entwicklungsmethoden beim EA288 evo nicht nur der Aufwand für die Erstellung von Versuchsträgern und die Versuchsdurchführung erheblich reduziert werden, sondern auch ein wichtiger Beitrag zur Einhaltung des Projektterminplans geleistet werden.

5 Grundmotor

5.1 Kurbelgehäuse

In beiden Leistungsklassen des EA288 evo kommt ein Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) zum Einsatz, das in einem neuartigen Kokillengussverfahren mit zentraler Speisung und gedrehter Gießlage entsteht. Gegenüber dem Vorgängermotor sind Hub (95,5 mm) und Bohrung (81,0 mm) unverändert geblieben. Das Gießkonzept ermöglicht hohe Festigkeiten und geringe Porositäten im Hauptlagerstuhl, in der Brennraumplatte und im Stegbereich und gewährleistet geringe Porosität im Zylinderrohr. Als Werkstoff kommt AlSi8Cu3 zum Einsatz.

Das Aluminium-ZKG wiegt 26,5 kg und damit 20 kg weniger als das Grauguss-ZKG des Vorgängermotors. Die Dünnwand-Laufbuchsen sind aus Grauguss TL125 und werden thermisch gefügt.

Mit der Zielstellung einer vorbildlichen Akustik des Gesamtmotors wurde das Zylinderkurbelgehäuse rechnerisch hinsichtlich der Schallabstrahlung und der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mechanischen Festigkeit optimiert. Die Steifigkeit des ZKG konnte über die Integration von Kanälen zur Kühlmittel- und Ölführung in dem Maße verbessert werden, dass bei Reduzierung der Bauteile gleichzeitig positive Effekte für die Akustik erzielt wurden.

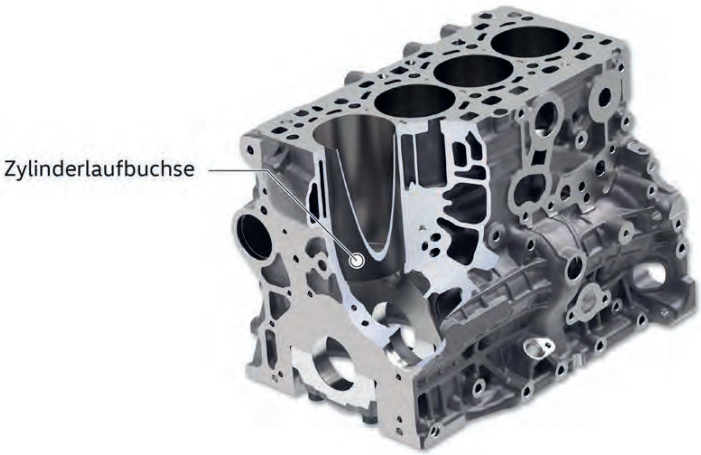


Abb. 5. Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse mit Laufbuchsen

5.2 Kurbeltrieb

Ein wesentlicher Unterschied der Leistungsklassen beider Motoren besteht in der Kolbengruppe und im Kurbeltrieb.

Bei der Leistungsklasse 2 bestehen die Kolben aus Aluminium, bei der Leistungsklasse 1 aus geschmiedetem Stahl. Einheitliche Merkmale sind das reibungsreduzierte Kolbenringpaket und die gewichtserleichterte Kurbelwelle.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

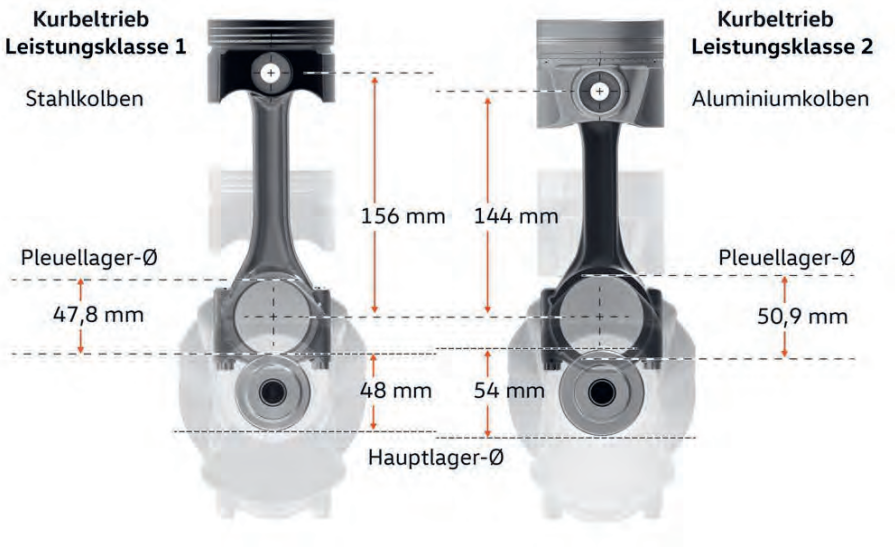


Abb. 6. Kurbeltriebe im Vergleich (LK1 links; LK2 rechts)

Der Einsatz der Stahlkolben wurde aufgrund thermodynamischer Vorteile, hoher Festigkeit und geometrischer Auslegung gewählt. Die hohe Festigkeit im Vergleich zu Aluminium ermöglicht zunächst eine geringere Kolbenhöhe. Die entsprechend längeren Pleuel führen dazu, dass die Kolben geringere Seitenkräfte erfahren und somit geringere Reibverluste erzeugen. Durch geometrische Optimierung konnte das Gesamtgewicht der Kolbengruppe gegenüber dem Vorgänger in Aluminium nahezu gleich gehalten werden.

Ebenfalls zur Verbesserung der Reibleistung wurden bei den Motoren der Leistungsklasse 1 die Durchmesser der Kurbelwellenhauptlager gegenüber dem Vorgängermotor von 54,0 mm auf 48,0 mm reduziert, bei den Pleuellagern von 50,9 mm auf 47,8 mm.

Die bereits oben beschriebene Systematik sogenannter gekoppelter Berechnungen wurde auf den Grundmotor des EA288 evo erfolgreich angewendet und führte zu genauen Voraussagen der mechanischen Belastungen im Triebwerk wie auch im Zylinderkurbelgehäuse, vgl. Abbildung.7.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

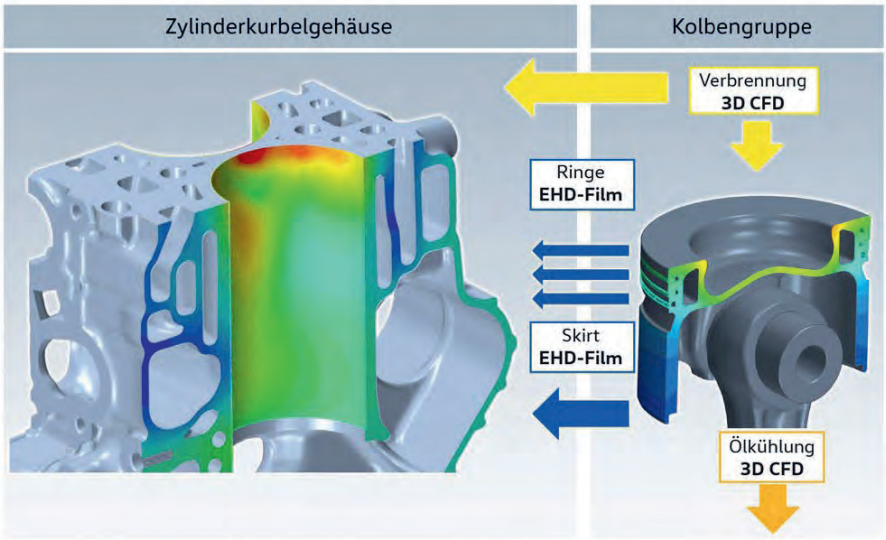


Abb. 7. Darstellung der Systematik zur Berechnung thermischen Belastung von Triebwerk und Zylinderkurbelgehäuse

Die Rohteile der stahlgeschmiedeten Kurbelwellen wurden konsequent in Struktur und Massenausgleich optimiert. Bei annähernd gleicher Belastbarkeit konnte so die Masse der Variante Leistungsklasse 2 um mehr als 2 kg reduziert werden.

Die Kurbelwelle für die Leistungsklasse 1 konnte in Verbindung mit den verkleinerten Durchmessern der Haupt- und Pleuellagerzapfen sogar um ca. 2,8 kg leichter als der Vorgänger ausgeführt werden.

5.3 Ausgleichswellen-Trieb

Der Ausgleichswellen Trieb (AGW-Trieb) wurde gegenüber dem Vorgänger gewichtsreduziert und lässt sich nunmehr durch die ZKG-seitig gefügten Radiallagerbuchsen montieren. Die zwei AGW-Radiallager sind weiterhin wälzgelagert. Der Durchmesser wurde mit der Vorgabe geringerer Lagerreibung gegenüber dem Vorgänger auf 29 mm reduziert. Die dritte Lagerstelle des AGW-Triebs ist gleitgelagert, der Axiallageranteil ist im ZKG eingelassen, der Radiallageranteil in einer AlSn-Gleitlagerbuchse. Die Ölversorgung erfolgt über die Druckölumlaufschmierung des Motors.

Der Antrieb der Ausgleichswellen erfolgt über einen geradverzahnten Zahnradsatz. Die Verzahnung wurde hinsichtlich der Laufruhe und des geringen Einflusses auf Achsabstandsänderungen im Temperatureinsatzbereich des Aluminium-Zylinderkurbelgehäuses ausgelegt. Die Ausgleichswelle auf der Saugseite des Motors wird direkt vom Kurbelwellen-Zahnrad angetrieben, die Ausgleichswelle auf der Abgasseite

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zusätzlich über ein Zwischenrad. Die beiden AGW-Zahnräder sind identisch als zweiteilige Verspannräder ausgeführt, um ein mögliches Leerlaufrasseln zu verhindern und die Gesamtmotorakustik zu verbessern. Die Verspannscheibe eliminiert das vorhandene Zahnflankenspiel über eine integrierte Feder. Über die Geometrie und den Werkstoff wird das Verspannmoment eingestellt, welches ein Abheben des antriebsmomentübertragenden Festrads im jeweiligen Zahnkontakt verhindert.

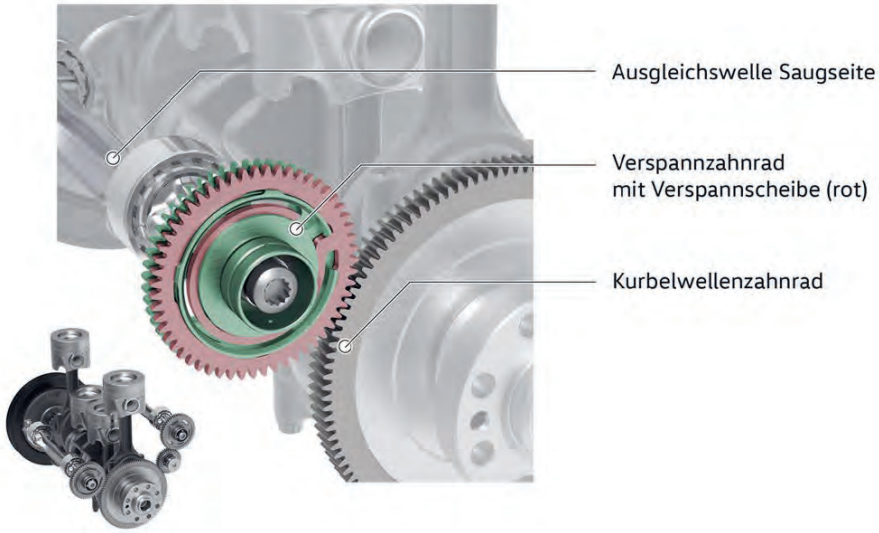


Abb. 8. Ausgleichswellen-Trieb mit Antriebsrädern und Verspanntechnik

5.4 Zylinderkopf und integriertes Ventiltriebsmodul (iVM)

Der Zylinderkopf des EA288 evo stellt eine komplette Neukonstruktion dar. Anders als beim Vorgängermotor wurde ein achsparalleler Ventilstern mit zentraler Injektorlage entwickelt. Der Zylinderkopf wird in der Legierung AlSi10Mg(Cu) abgegossen und anschließend einer Wärmebehandlung unterzogen. Die Herstellung der Kerne erfolgt wie beim heutigen Serienmotor in einem anorganischen Verfahren. Die Zylinderköpfe werden im sogenannten Rotacast-Verfahren abgegossen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

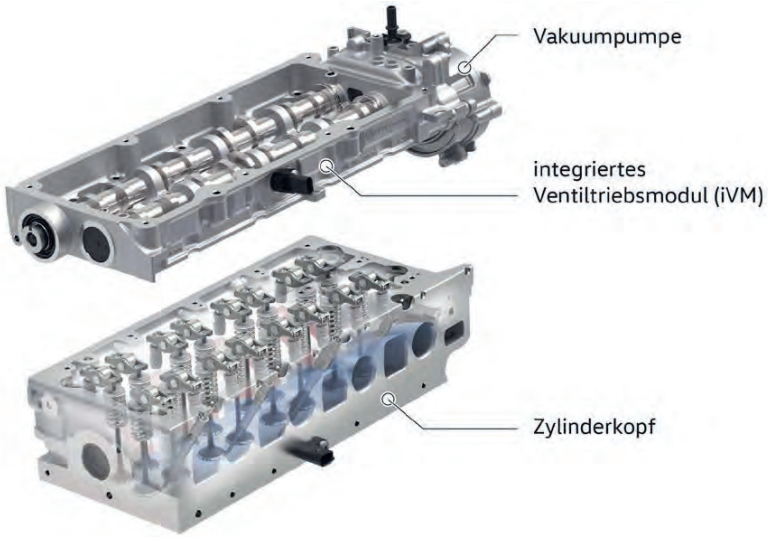


Abb. 9. Zylinderkopf mit Kanalkonzept

Die Kanalführung besteht aus einem Spiral- und einem Tangentialkanal. Bei der Kanalauslegung wurde höchste Priorität auf die Entdrosselung der Kanäle gelegt. Der Ladungswechsel wurde zusätzlich zur Kanalgeometrie über zwei Sitzdrallfasen optimiert, die durch mechanische Bearbeitung in die Planfläche des Zylinderkopfes eingearbeitet werden. Diese sind für die Drallerzeugung bei kleinen Ventilhüben maßgeblich. Auf die Integration eines kostenintensiven und nicht CO_2-neutralen Schaltsaugrohrsystems konnte verzichtet werden.

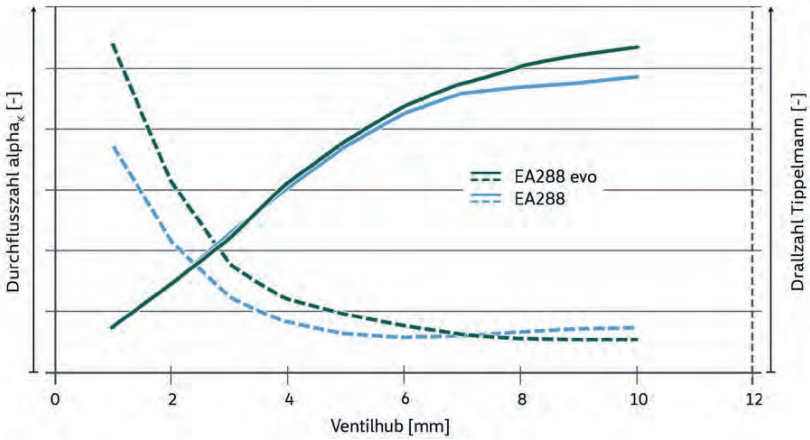


Abb. 10. Einlasskanal: Drall/Durchfluss

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei den Auslasskanälen wurden im Vergleich zum Vorgänger EA288 erhebliche Verbesserungen im Durchflussverhalten erreicht. In aufwendigen Flowboxversuchen wurde hierzu eine strömungsoptimierte Geometrie entwickelt, die spezifische Leistungen von über 80kW/l ermöglicht.

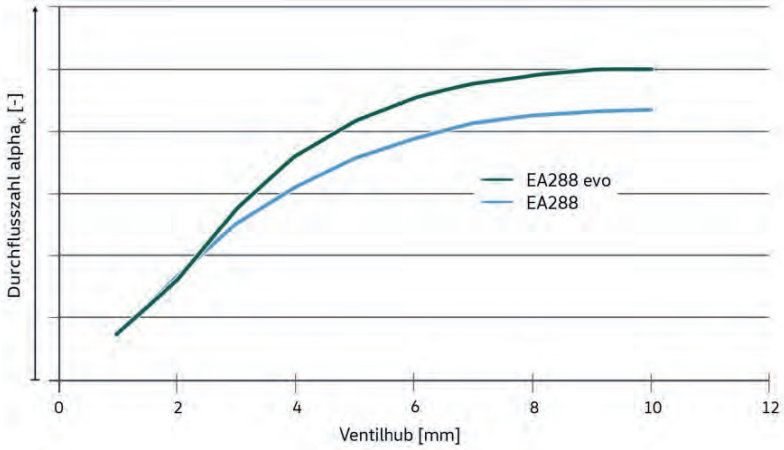


Abb. 11. Auslasskanal: Durchfluss

Bei der Kanalauslegung wurde zusätzlich zur CFD Simulation ein 3D PIV (particle Image velocimetry) Strömungsprüfstand eingesetzt. Diese Messtechnik liefert ein dreidimensionales Strömungsfeld im Zylinder, (vgl. Abb.12) das zur Berechnung aller notwendigen Strömungskennzahlen herangezogen wurde und eine genauere Validierung der CFD-Berechnungsergebnisse zulässt.

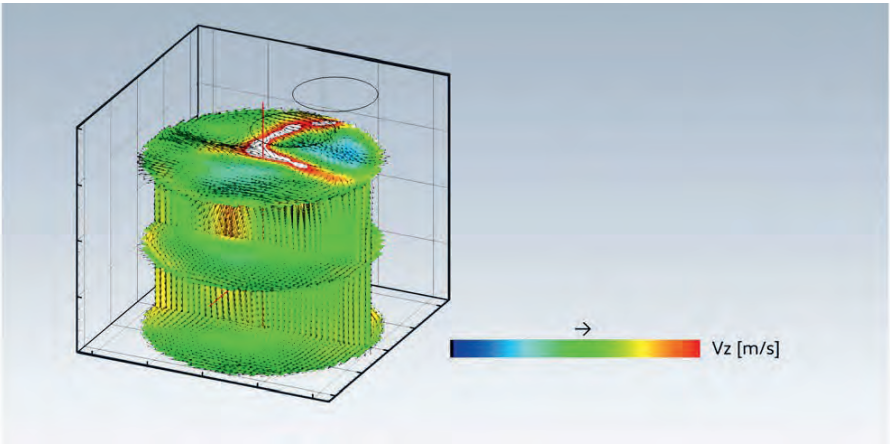


Abb. 12. 3D-Strömungsfeld im Zylinder PIV (particle Image velocimetry)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die mechanische Belastung des Zylinderkopfes wurde mit einem gekoppelten Berechnungsverfahren mit hoher Genauigkeit ermittelt, vgl. Abb. 13.

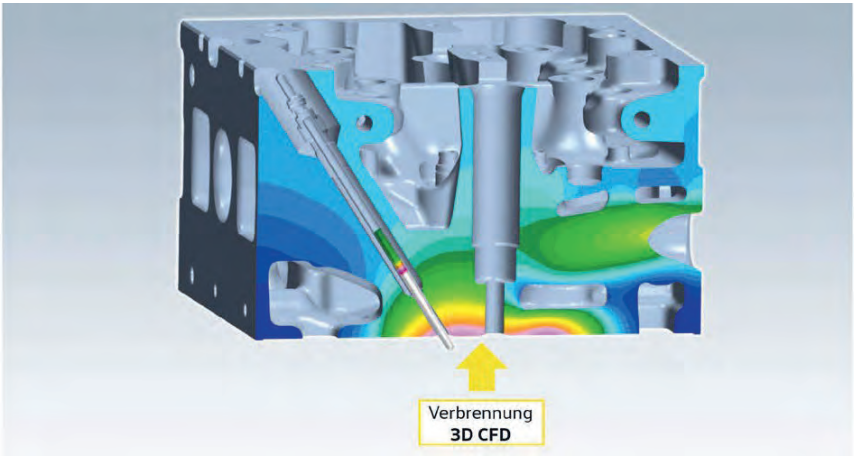


Abb. 13. Temperaturfeld Zylinderkopf

Der Ventiltrieb wurde hinsichtlich der Reibleistung geometrisch überarbeitet. Die Ein- und Auslassventile wurden auf einen Schaftdurchmesser von 5 mm reduziert. Zusammen mit der Verringerung der bewegten Massen und der Reduzierung des Abgasgegendrucks konnten auch die Ventilfederkräfte reduziert werden.

Der Antrieb der Vakuumpumpe erfolgt, anders als beim Vorgängermotor, zur Reduzierung der Pumpendrehzahl und damit der Antriebsleistung über die Nockenwellen. Da in Zukunft vermehrt elektrische Bremskraftverstärker (E-BKV) zum Einsatz kommen, wurde das Konzept der Tandempumpe aus dem Vorgängeraggregat nicht weiterentwickelt. Stattdessen wird die Vakuumpumpe getrennt von der Ölpumpe am Zylinderkopf verbaut, um so flexibel auf neue Fahrzeug– und Antriebskonzepte reagieren zu können.

5.5 Ölversorgung

Die Ölversorgung des EA288 evo erfolgt über eine Flügelzellenpumpe mit vollvariabler Öldruckregelung. Sie wurde für den Einsatz von 0W20-Leichtlaufölen ausgelegt. Der gesamte Druckölkreislauf des Motors wurde hinsichtlich Strömungsverlusten berechnet und konstruktiv in den einzelnen Bauteilen entsprechend optimiert, um die Antriebsleistung der Ölpumpe in allen Betriebspunkten zu minimieren. Zur Optimierung der Akustik sind die Flügelzellenkammern asymmetrisch im Rotor angeordnet.

Für den Antrieb der Ölpumpe wird ein Zahnriemen in Öl eingesetzt. Dieses Antriebsprinzip hat sich bereits in den Vorgängeraggregaten bewährt und erfüllt gleichzeitig die hohen akustischen Anforderungen an das Aggregat.
Die Öldruckregelung erfolgt kennfeldbasiert und ist im Wesentlichen von Drehzahl, Öltemperatur und Last abhängig. Im unteren Drehzahl- und Lastbereich können die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kolbenkühldüsen, die über eine separate Galerie versorgt werden, mittels eines Magnetventils elektrisch abgeschaltet werden.

Das gesamte Öldruckniveau konnte gegenüber dem Vorgängermotor abgesenkt werden. Hierzu wurden die Betriebsgrenzen der verschiedenen Reibpartner mittels RNT-Methode bestimmt und mit Berechnungsdaten abgeglichen, so dass eine bedarfsgerechte Ölversorgung realisiert werden konnte.

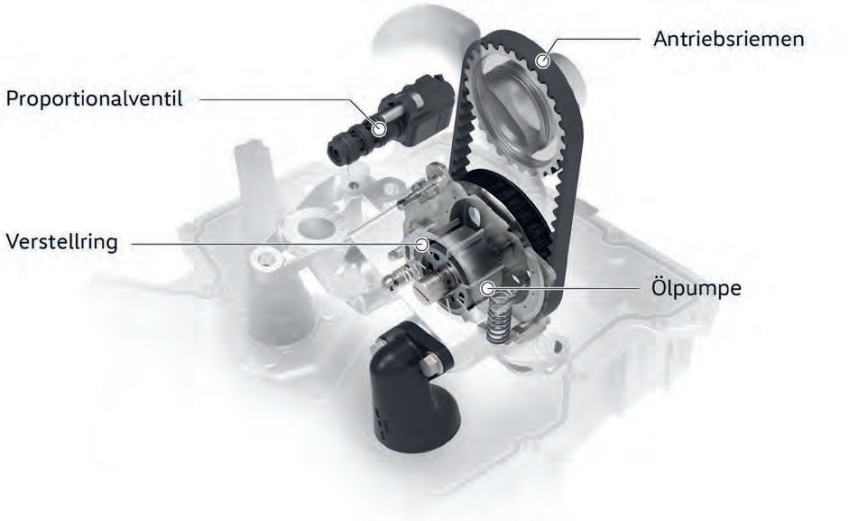


Abb. 14. Vollvariable Ölpumpe

5.6 Reibleistungsreduzierung

Durch die gezielte Optimierung aller Motorkomponenten konnte die Reibleistung des EA288 evo gegenüber dem Vorgängeraggregat deutlich reduziert werden, in der LK 1 um 25 %. Abb. 15 zeigt das Reibleistungsverhalten des EA288 evo LK1 im FEV-Streuband und gegenüber dem Vorgängermotor. Der EA288 evo der Leistungsklasse 1 markiert über einen weiten Drehzahlbereich die untere Begrenzung des Streubandes.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

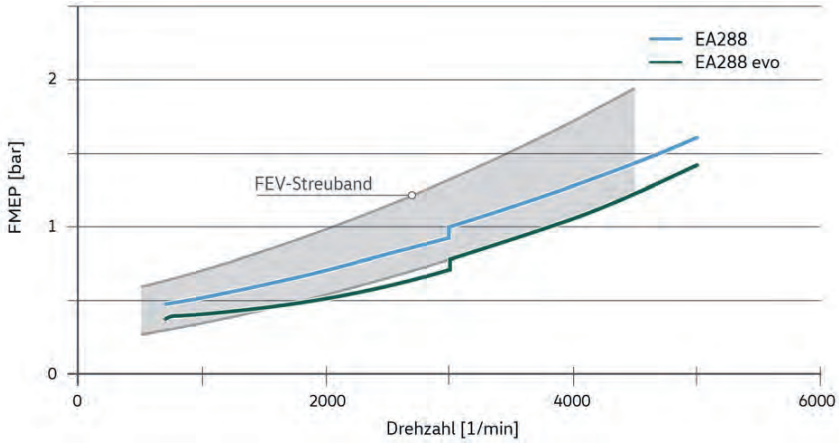


Abb. 15. Reibmitteldruck im FEV-Streuband (Volkswagen Eigenmessungen)

6 Anbauteile

6.1 Saugrohr mit integriertem Ladeluftkühler

Das Konzept des saugrohrintegrierten Ladeluftkühlers (SiLLK) mit Ladelufttemperaturregelung wurde vom Vorgänger übernommen, jedoch für erhöhte Motorleistung und hinsichtlich der Ladeluftführung optimiert. In das Bauteil wurden die Kühlmittelleitungen und zusätzliche Funktionsumfänge ergänzt.

Ein Kühlmittelkanal übernimmt Kühlmittel aus dem Zylinderkopf, der in den Hochtemperatur-Kühlkreislauf eingebunden ist. Der Kanal führt das Kühlmittel zum AGR-Ventil und anschließend zu der am SiLLK verschraubten Regelklappe und gewährleistet die Entlüftung des Zylinderkopfes. Der Ladeluftkühler ist in den Niedertemperatur-Kreislauf eingebunden.

Um die Zuströmung der gekühlten Ladeluft zu den einzelnen Einlasskanälen des Zylinderkopfes zu optimieren, wurde die Geometrie der entsprechenden Kanäle im SiLLK trichterförmig ausgelegt.

Hohe Luftmassenströme und Temperatur führen bei Volllast für die Ladeluftkühlung zu einem hohen Energieeintrag in das Kühlmittel am Kühlereintritt. Um hier lokales Sieden des Kühlmittels und damit eine Schädigung zu vermeiden, wurde der kühlmittelseitige Turbulator mit einem Bypass versehen, der die Strömungsgeschwindigkeit dort gezielt erhöht.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

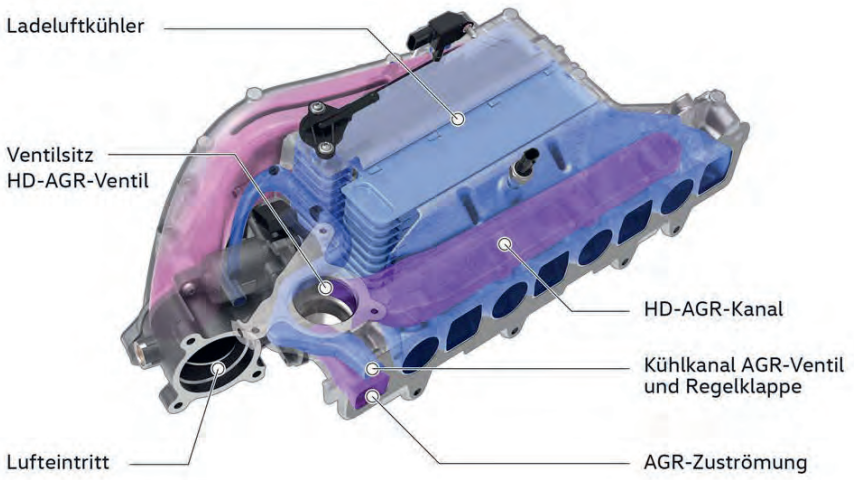


Abb. 16. Saugrohrintegrierter Ladeluftkühler (SiLLK) mit integriertem Kühlkanal (blau) für Kühlung AGR-Ventil und Regelklappe sowie Entlüftung Zylinderkopf

Des Weiteren wurde zur Verbesserung der Regelgüte der Ladelufteintrittstemperatur in den Zylinderkopf eine stufenlose Kühlmitteltemperaturregelung eingeführt, die die Kühlmittel-Vorlauftemperatur des SiLLK im Niedertemperatur-Kreislauf in Abhängigkeit von Betriebs- und Außentemperaturen variiert.

6.2 AGR-System

Die Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführungssysteme des EA288 evo wurden hinsichtlich Funktion und Leistung gegenüber dem Vorgänger weiterentwickelt und neu angeordnet.

Das aus Kühler und elektrischem Ventil bestehende Niederdruck-AGR-Modul (Abb. 17) ist bei Fahrzeugen mit längs eingebautem Motor über dem Getriebe an der Stirnseite des Zylinderkopfes befestigt und erzielt eine Kühlleistung von bis zu ca. 8 kW. Der AGR-Massenstrom verläuft durch AGR-Rohre zwischen dem DPF und dem AGR-Modul sowie zwischen dem AGR-Modul und dem strömungsoptimierten Lufteinlass am Verdichter.

Das Hochdruck-AGR-System wurde querschnittsoptimiert und entdrosselt. Das System ermöglicht mit dem zugehörigen passiv gekühlten AGR-Ventil am SiLLK den Einsatz im erweiterten Kennfeldbereich, z.B. während des Kaltstarts und in der Warmlaufphase des Aggregats.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

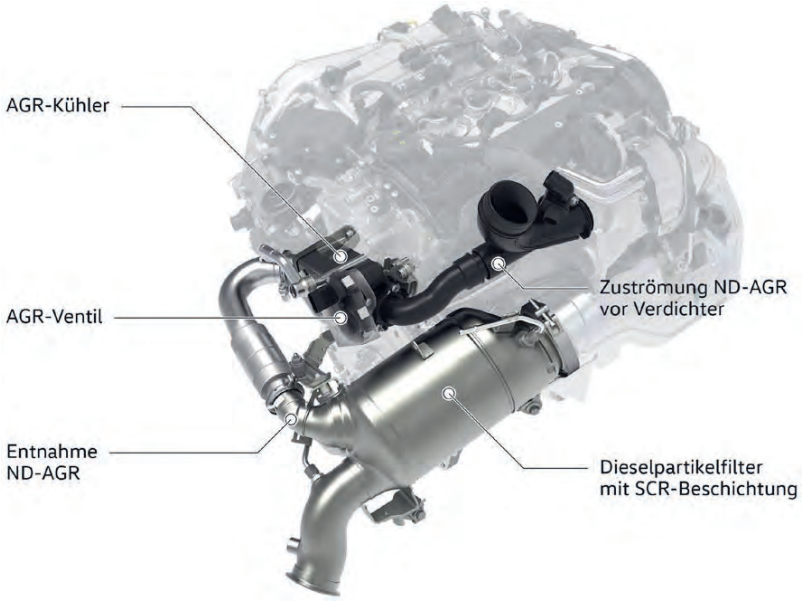


Abb. 17. AGR-System

6.3 Aufladung

Für beide Leistungsklassen des EA288 evo kommt ein jeweils eigenständiger, neuentwickelter Abgasturbolader (ATL) zum Einsatz. Ziel der Auslegungen war es, den Gasdurchsatz und den ATL-Gesamtwirkungsgrad gegenüber dem Vorgängermotor zu steigern. Erreicht wurde dies durch neu entwickelte Verdichter- und Turbinenstufen in Verbindung mit einem strömungsoptimierten Verdichtergehäuse und Abgaskrümmermodul. Zudem kommt für die Motoren der Leistungsklasse 1 eine neue VTG-Generation zum Einsatz.

Durch diese Maßnahmen konnten sowohl auf der Verdichter- als auch auf der Turbinenseite die Kennfeldbreite signifikant erhöht werden – bei gleichzeitig deutlich gesteigerten Wirkungsgraden im gesamten Kennfeld. Die jeweilige Rumpfgruppe eignet sich gleichermaßen für längs und quer eingebaute Aggregate.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

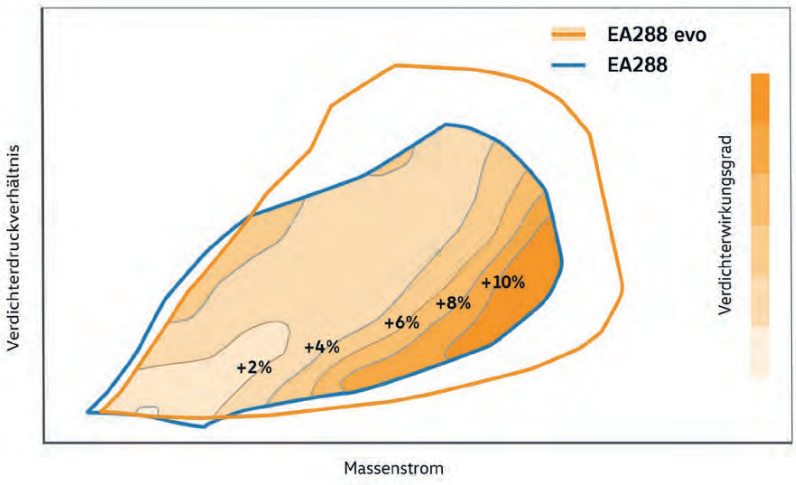


Abb. 18. Vorteile EA288 evo LK1 im Verdichterkennfeld

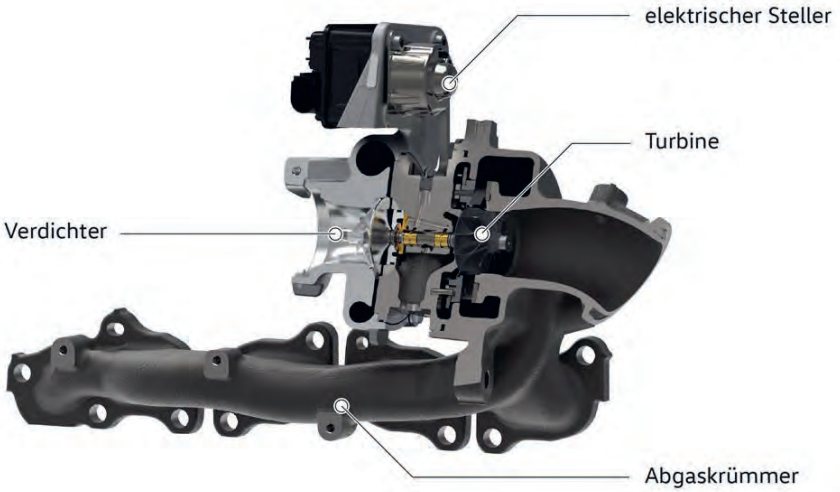


Abb. 19. Aufladegruppe mit elektrischem VTG-Steller (LK1)

Die variable Turbinengeometrie (VTG) des ATL wird für beide Leistungsvarianten des neuen Dieselmotors nicht mehr durch eine Unterdruckdose wie beim Vorgängeraggregat, sondern mit hoher Präzision über einen elektrischen Steller angesteuert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Reduktion von Strömungsgeräuschen ist am Verdichteraustritt ein Dreikammer-Edelstahldämpfer angeordnet, der auf eine maximale Wirksamkeit im Frequenzbereich zwischen 1.500 bis 3.000 Hz ausgelegt wurde. Das Dämpfungsvolumen wurde dabei gegenüber dem Vorgängermotor deutlich gesteigert.

6.4 Einspritzsystem

Das Einspritzsystem wurde auf einen Systemdruck von maximal 2.200 bar ausgelegt. In der Zusammenarbeit mit dem Systemlieferant Robert Bosch GmbH wurde vor allem auf die Eignung für alle weltweiten Märkte ein besonderes Augenmerk gelegt.

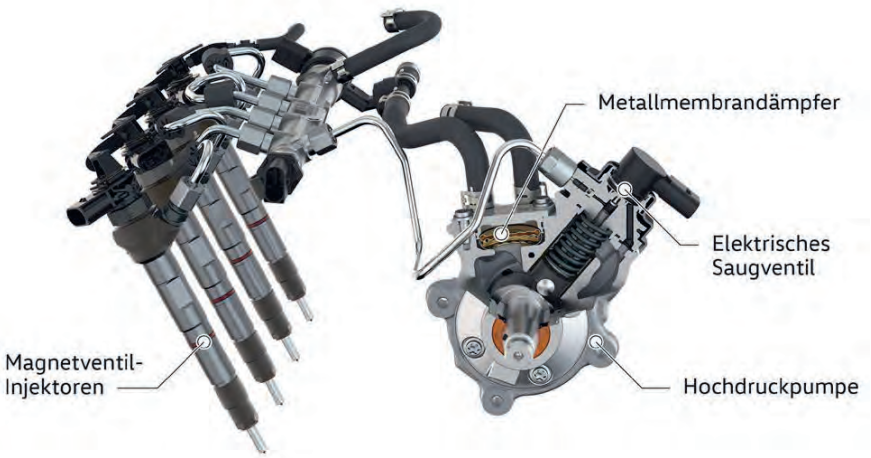


Abb. 20. Einspritzsystem (Pumpe, Rail, Injektoren)

6.4.1 Hochdruckpumpe

Die Hochdruckpumpe, die über den Zahnriemen angetrieben wird, eignet sich aufgrund ihrer robusten Auslegung auch für die Verwendung von Diesel-Kraftstoffen mit geringer Qualität. Verglichen mit dem Vorgänger EA288 ist die Tribologie des Nocken-/Rollen-/Rollenschuhverbunds durch die Vergrößerung des Laufrollendurchmessers von 10 auf 12 mm optimiert worden.

Zu den Neuentwicklungen der Hochdruckpumpe gehören das elektrische Saugventil und der Metallmembrandämpfer, mit dem die Druckpulsationen im Niederdruckbereich auf ein Minimum reduziert werden können. Zudem ist ein Überströmventil mit flacher Kennlinie integriert, um den Kraftstoffvorlaufdruck bedarfsgerecht und temperaturabhängig zu regeln. Eine asymmetrisch ausgeführte Nockenwelle optimiert das Antriebsmoment und reduziert dadurch die Belastung des Zahnriemens.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.4.2 Injektoren

Die Magnetventilinjektoren wurden von Grund auf neu entwickelt. Bei der Einspritzdüse handelt es sich um eine iMidi-Sacklochdüse mit acht Einspritzlöchern. Um die Dynamik zu verbessern und die Leckagen zu minimieren, wurden die hydraulisch wirksamen Durchmesser am Schaltventil und an der Düsennadel reduziert. Die Injektoren können pro Arbeitstakt fünf Einspritzungen absetzen – drei Piloteinspritzungen, eine Haupt- und eine Nacheinspritzung. Im Regenerationsbetrieb der Abgasreinigung erfolgen bis zu acht Einspritzungen.

6.5 Abgasnachbehandlung

Die Volumina der motornahen Abgasreinigung (MAR) wurden gegenüber dem Vorgänger von 4,3 l auf 5,2 l vergrößert, das Volumen des Unterbodenkatalysators wurde von 1,5 l auf 2,0 l erhöht. Neben dem Dieselpartikelfilter (DPF) mit SCR-Beschichtung gehören der Oxidationskatalysator (DOC), der SCR-Mischer und das SCR-Dosiermodul zu den Hauptbestandteilen der MAR. Zur Reduzierung von Wärmeverlusten und zur Erreichung eines frühen Light-Offs wurde die MAR ausgehend vom Turbolader bis zum Eingang des DPF durchgängig mit einer Integraldämmung beziehungsweise einer Luftspaltisolierung versehen. Die Beschichtungen der Katalysatoren wurden hinsichtlich Alterungsbeständigkeit und NO_x-Umsatz optimiert.

Das Gegendruckverhalten und eine gleichmäßige Anströmung der Katalysatoren ist von entscheidender Bedeutung für die Komponenten der Abgasreinigung um hinsichtlich Alterung und Konvertierungsleistung ein optimales Ergebnis zu erzielen. Durch eine optimale Ausführung der Trichter und der Gasführung wurde eine Anströmung der jeweiligen Katalysatoren mit Gleichförmigkeitsindizes >0,9 realisiert (Abb. 21). Zudem konnte der Gegendruck der gasführenden Komponenten im Vergleich zum Vorgängermotor EA288 deutlich gesenkt werden. Zur optimalen SCR-Gleichverteilung ist eine Eindosierstelle koaxial zum Abgasstrom installiert worden. Die Mischergruppe besteht aus einem zweiteiligen Konzept, wobei die erste Stufe primär eine Prallfunktion zur Tropfenzerkleinerung und die zweite Stufe zur Verwirbelung dient. Die Rohrführung wurde zudem zur Gemischaufbereitung hinsichtlich des Abgasgegendrucks optimiert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

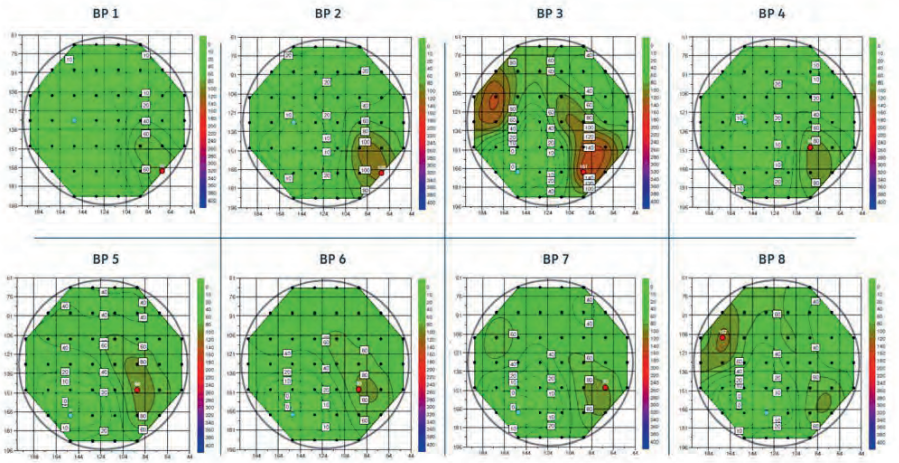


Abb. 21. NH_3-Gleichverteilung am Eingang des SCR-beschichteten Dieselpartikelfilters in verschiedenen Betriebspunkten

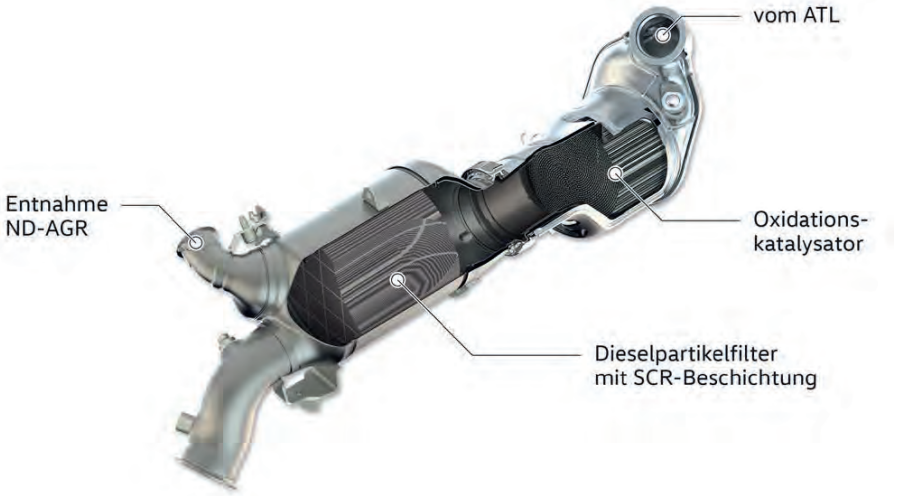


Abb. 22. Motornahe Abgasreinigung (MAR)

6.5.1 Funktion „Temperatur halten“

Die neu entwickelte Funktion „Temperatur halten“ wurde durch die hohe Effizienz des EA288 evo mit niedrigeren Abgastemperaturen erforderlich. Sie zielt darauf ab, im Betrieb bei niedriger Last das Abkühlen des SCR-Systems unter eine Betriebstemperatur von 200

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

°C zu verhindern, ohne den Ausstoß an NOx, HC und Partikeln zu erhöhen. Im Stadtverkehr kann die mittlere Temperatur im SCR-Katalysator wirkungsvoll um circa 30 K angehoben werden.

Wenn die Funktion „Temperatur halten“ aktiv ist, wird die Gesamtfüllung aus Frischluft und zurückgeführtem Abgas stufenweise verringert. Dies führt zu gesteigerten Ladungswechselverlusten, die die Temperatur vor Abgasturbolader (T3) erhöhen. Des Weiteren wird im Schubbetrieb die Drosselklappe im Saugrohr angestellt und das Hochdruck-AGR-Ventil geöffnet, um den Abgasmassenstrom durch den SCR Katalysator zu minimieren und dadurch das Auskühlen zu vermeiden. Dieser Effekt wird durch das zusätzliche Anstellen der Abgasklappe hinter dem zweiten SCR-Katalysator nochmals verstärkt.

6.5.2 Nacheinspritzstrategie Dieselpartikelfilter

Die erforderlichen Abgastemperaturen für die Regeneration des DPF werden über eine Mehrfach-Einspritzung erreicht. Die Voreinspritzungen (VE) beginnen mit einer möglichst großen Spreizung und Spätstellung, um den Brennraum für die Haupteinspritzung (HE) nach dem oberen Totpunkt des Kolbens (OT) ausreichend zu konditionieren. Im Anschluss wird die erste Nacheinspritzung (NE 1) abgesetzt, sie dient zur Rußoxidation und zur Brennraumkonditionierung für die zweite Nacheinspritzung (NE 2).

Mit der NE 2 wird die Temperatur nach dem Auslassventil geregelt. Sie wird geteilt (NE 2A, NE 2B) abgesetzt, um ein Auftreffen des Einspritzstrahls an die Zylinderwandung und damit die Verdünnung des Öls zu vermeiden. Die NE 2 hat die Aufgabe, ein möglichst hohes Temperaturniveau vor dem Oxidationskatalysator (Oxi-Kat) zu erzielen.

Die dritte Nacheinspritzung (NE 3) wird im Bereich des unteren Totpunktes des Kolbens (UT) abgesetzt. Sie dient dazu, mit den entstehenden HC-Emissionen eine Exothermie auf dem mit Edelmetall beschichteten Oxi-Kat und/oder Dieselpartikelfilter (DPF) darzustellen und damit die Temperatur vor dem DPF zu regeln. Auch hier wird das Einspritzevent bei großen Mengen analog zur NE2 geteilt.

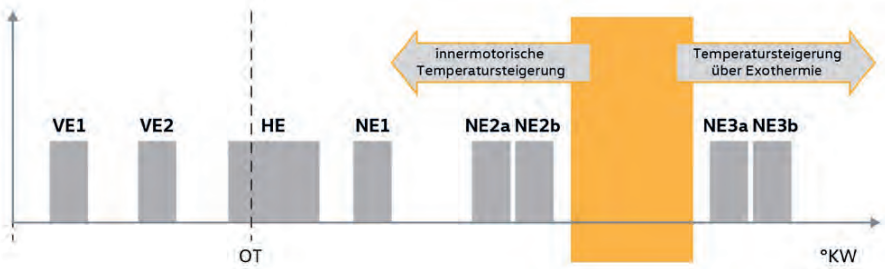


Abb. 23. Nacheinspritzstrategie Dieselpartikelfilter

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.6 Nebentrieb mit Riemen-Starter-Generator

Bereits zum Ersteinsatz wird der EA288 evo mit einem Riemen-Starter-Generator (RSG) kombiniert. Im Zusammenspiel mit einer Lithium-Ionen-Batterie ermöglicht er eine milde Hybridisierung, die dem Kunden Vorteile bei Komfort und Kraftstoffverbrauch bringt.

Im Start-Stopp-Betrieb wird zudem das Ansprechverhalten des Motors aus der Stopp-Phase gegenüber konventionellen Systemen mit Ritzelstarter erheblich verbessert. Der Start-Stopp-Betrieb beginnt bei etwa 20 km/h Restgeschwindigkeit, bei höherem Tempo erlaubt das System „Segeln“ mit deaktiviertem Motor. Die Rekuperationsleistung beträgt bis zu 5 kW, beim Gasgeben kann der Generator zudem den Verbrennungsmotor unterstützen.

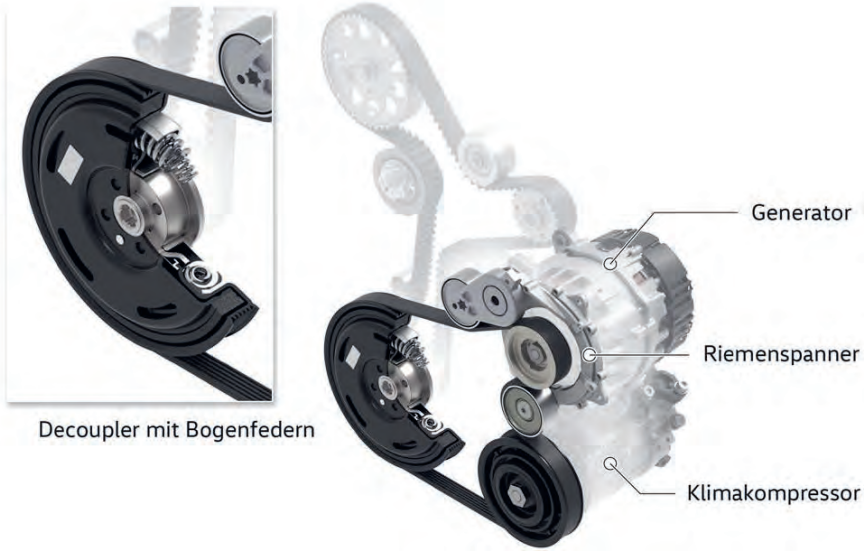


Abb. 24. Nebenaggregatetrieb mit Kurbelwellendecoupler

Die Motorsteuergerätefunktion „Softstart“ verringert im Wiederstartfall die Anregung aller schwingenden Bauteile des Antriebsstrangs und verbessert damit den Startkomfort zusätzlich. Hierfür wird beim Motorstart die Drosselklappe angestellt, die Füllung reduziert und damit die resultierende Kompressionsarbeit verringert. Oberhalb der ZMS-Resonanzdrehzahl öffnet sich die Drosselklappe wieder.

Als Antriebselement im Nebentrieb kommt ein Keilrippenriemen mit Aramid-Zugstrang zum Einsatz. Über einen Schwingungsdämpfer (Kurbelwellen-Decoupler) von der Kurbelwelle angetrieben, findet der Kraftfluss zum Klimakompressor und von dort zum Riemen-Starter-Generator (RSG) statt (Abb. 24).

Wesentliches Merkmal des Nebentriebs ist die auftretende Drehmomentumkehr. Dadurch ergeben sich weitreichende Auswirkungen auf die Funktion und die Bauweise des

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Spannsystems. Der Spanner richtet sich im jeweiligen Betriebspunkt (Starten/Boosten beziehungsweise Rekuperation/Generatorbetrieb) selbsttätig anhand des gespannten Riementrums aus und sorgt dafür, dass immer ausreichend Spannkraft im Nebentrieb vorherrscht.

Um die auftretenden erheblichen Drehmomentspitzen zu reduzieren, wurde mit dem Kurbelwellen-Decoupler ein Bauteil geschaffen, das die Funktionen eines Torsionsschwingungsdämpfers und einer Riemenscheibenentkopplung miteinander vereint. Die Riemenscheibenentkopplung im Decoupler wurde durch zwei Bogenfeder-Paare mit unterschiedlichen Kennlinien realisiert. Sie nehmen die Drehmomentspitzen in beide Richtungen auf.

7 Systemfunktionen

Bei der Entwicklung des EA288 evo galt den Systembetrachtungen auf mehreren Gebieten großes Augenmerk. Dies waren insbesondere das Luft- und Gassystem, das Thermomanagement und die Motorsteuerung.

7.1 Gassystem

Abb. 24 zeigt das Gesamt-CFD-Modell des Gassystems des EA288 evo. Mit Hilfe eines 4-Zylinder CFD-Modells wurden die Zusammenhänge zwischen Ladungswechsel, Verbrennung und Wärmeverlusten modelliert. Eine separate Simulation von kalter und heißer Seite sowie der Niederdruck-AGR wurde mit der Motorsimulation gekoppelt. Bei diesen Modellen wurde besonderer Wert auf die präzise Einbindung der Verdichter- und Turbinenseite des Turboladers in das Gassystem gelegt. Die Strömungsanalyse des Modells ermöglichte eine präzise Identifikation potenzieller Optimierungsstellen, sowie deren Einfluss auf die betreffenden Bauteile.

Durch die Detailoptimierung der Gesamtstrecke gelang es, den Druckverlust im Gassystem um 50 % im Vergleich zum Vorgängermotor zu verringern und zugleich die Anströmung des Verdichters deutlich zu verbessern.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

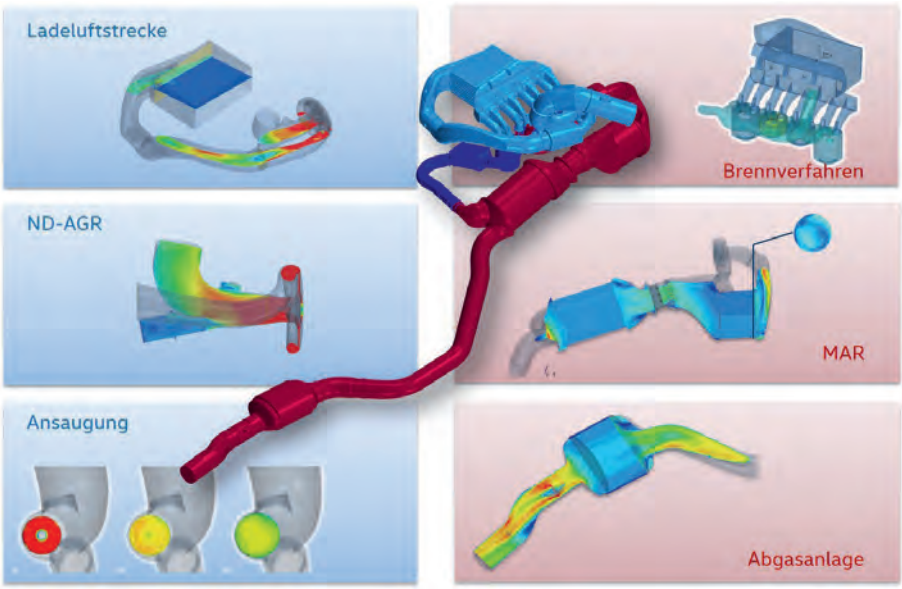


Abb. 25. Gesamt-CFD-Modell kalte Seite (blau dargestellt) und heiße Seite (rot dargestellt)

Auf der Abgasseite (Abb.24 in Rot dargestellt) konnten die Druckverluste von den Auslassventilen bis zum Abgasendrohr im Vergleich zum Vorgängermotor um 40 % reduziert werden. Des Weiteren konnte durch die CFD-Simulation eine optimale Anströmung der Komponenten der Abgasnachbehandlung und der zugehörigen Sensorik erzielt werden.

7.2 Kühlung und Thermomanagement

Das Thermomanagement des EA288 evo hat die Aufgabe, die Bauteile des Motors möglichst schnell in den am besten geeigneten thermischen Betriebsbereich zu bringen und dort zu halten. Damit trägt es zur Verbesserung der CO_2-Emissionen insbesondere im realen Kundenbetrieb bei.

7.2.1 Kühlsystem

Das Kühlsystem des EA288 evo ist mit zwei getrennten Kühlkreisläufen (Hoch- und Niedertemperatur) und einer getrennten, parallel durchströmten Kopf-Block-Kühlung mit unterschiedlichen Temperaturniveaus ausgeführt. Abhängig von den Systemzuständen des Thermomanagements werden Teilkreisläufe geschaltet bzw. geregelt. Das macht es möglich, die thermischen Anforderungen der Komponenten in jeder Fahrsituation präzise zu bedienen.

Im Grundmotor selbst wurde eine parallelgeschaltete Dreikreiskühlung mit einem oberen und einem unteren Wassermantel im Zylinderkopf sowie einem Wassermantel zur Kühlung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

des Zylinderkurbelgehäuses realisiert. Der Zylinderkopf wird wie die anderen Bestandteile des Hochtemperaturkreises auf eine Kühlmitteltemperatur von 95°C, das Kurbelgehäuse auf 105°C geregelt.

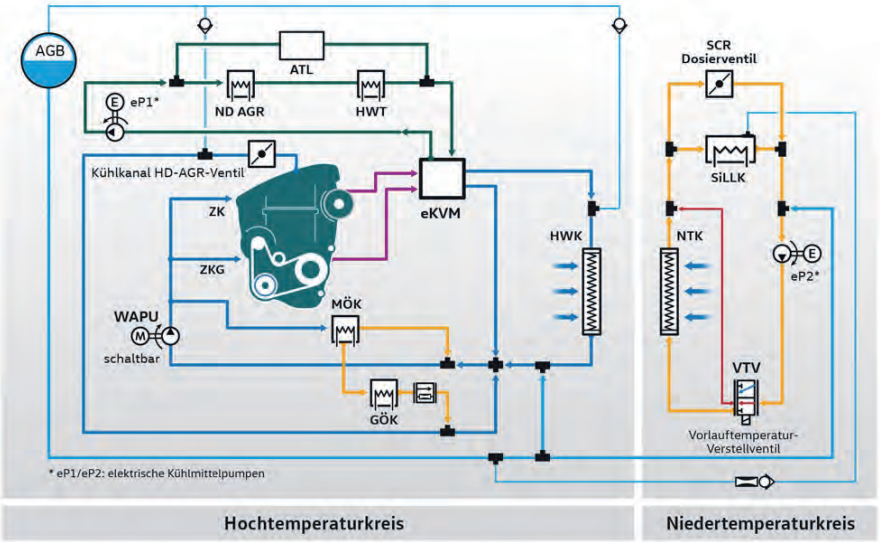


Abb. 26. Systemschaubild Kühlsystem (LK2)

Der Hochtemperatur-Kreis umfasst den Zylinderkopf, das Zylinderkurbelgehäuse, den Heizungswärmetauscher, den Kühler der Niederdruck-AGR, den Motorölkühler, den Getriebeölkühler, den Hauptwasserkühler und bei den Motoren der Leistungsklasse 2 das Lagergehäuse des Abgasturboladers. Die Kühlmittelförderung erfolgt über eine strömungsoptimierte, schaltbare Hauptwasserpumpe sowie eine elektrische Kühlmittelpumpe für den Aufwärm- und Nachlaufbetrieb.

Die EA288 evo-Motoren nutzen im Hochtemperaturkreis ein stufenlos elektrisch betätigtes Kühlmittelverteilmodul (eKVM) als zentrales Bauteil des Thermomanagements (Abb. 26). Das eKVM befindet sich auf der Einlassseite des Motors am Kurbelgehäuse. Die Steuerung der Volumenströme zu den Komponenten des Hochtemperaturkreises erfolgt im eKVM über einen elektrisch angetriebenen Walzenschieber. Um eine Null-Leckage zu erreichen, sind die einzelnen Ein- und Auslässe mittels feder- und druckunterstützter Dichtelemente abgedichtet. Durch den nahezu freien Querschnitt im geöffneten Zustand reduziert der Walzenschieber gegenüber einem herkömmlichen Tellerthermostaten die Druckverluste deutlich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

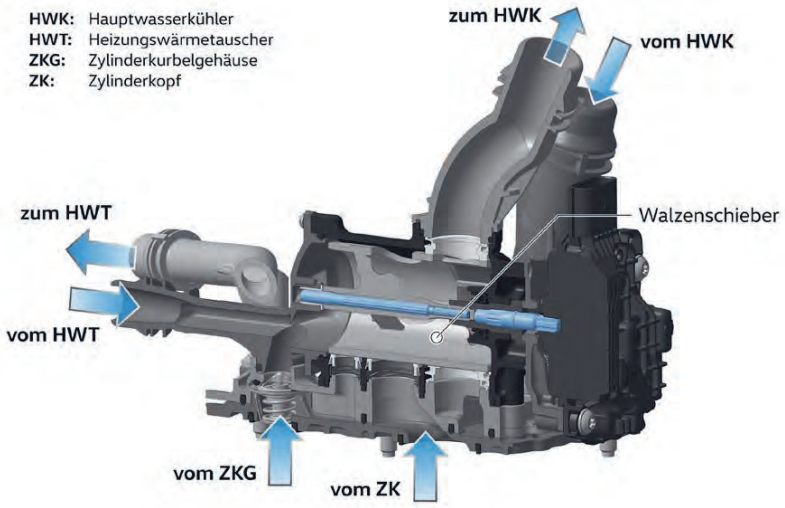


Abb. 27. Elektrisches Kühlmittelverteilungsmodul (eKVM)

Im Niedertemperaturkreis (40 °C Regeltemperatur) sind der Saugrohr-integrierte Ladeluftkühler (SiLLK), das SCR-Dosierventil und der Niedertemperatur-Wasserkühler eingebunden. Die Steller sind eine elektrische Kühlmittelpumpe und ein elektrisches Schaltventil (LK 1) bzw. ein elektrisches Proportionalventil (LK 2).

7.2.2 Neue Software für das Thermomanagement im Motorsteuergerät

Um die komplexe Systematik der unterschiedlichen Kühlkreisläufe steuern zu können, wurde die neue Softwarestruktur für das Thermomanagement im Motorsteuergerät modular konzipiert. Dabei wird für jeden Teilnehmer der individuelle thermische Bedarf im Kühlkreislauf berechnet. Aus den Einzel-Anforderungen werden die Vorgaben für die Pumpen- und Stelleransteuerungen generiert.

Das Thermomanagement kann vier wesentliche Betriebszustände schalten. Beim Warmlauf 1, der bis 90 °C Kühlmitteltemperatur aktiv ist, fließt das Kühlmittel bedarfsgerecht über die elektrische Wasserpumpe insbesondere durch den Zylinderkopf, im Zylinderkurbelgehäuse steht das Kühlmittel. Im Warmlauf 2 (> 90 °C) aktiviert das eKVM einen Pilotvolumenstrom durch das ZKG, die Hauptwasserpumpe wird eingeschaltet. Im Regelbetrieb bei 95°C Solltemperatur sind der Getriebeölkühler und der Hauptwasserkühler eingebunden. Nach Beendigung der Fahrt und/oder im Start-Stopp-Betrieb wird der Fahrgastraum nachgeheizt, wichtige Komponenten werden bedarfsgerecht nachgekühlt.

7.2.3 Berechnung der Kühlmittelströmung im Kühlsystem

Das Kühlsystem wurde in drei Stufen modelliert. Im ersten Schritt wurde ein 1-D Modell aufgebaut, um die Volumenstromverteilung des gesamten Systems zu bestimmen. Im zweiten Schritt wurde ein 3D-CFD-Modell eingesetzt um Druckverluste und die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gleichvolumenstromverteilung im Zylinderkopf/Zylinderkurbelgehäuse-Verbund zu optimieren. Im finalen Schritt wurde schließlich ein CHT-Gesamtmodell aufgesetzt, um Heißpunkte an Bauteilen und im Kühlmittel zu lokalisieren und entsprechend zu vermeiden.

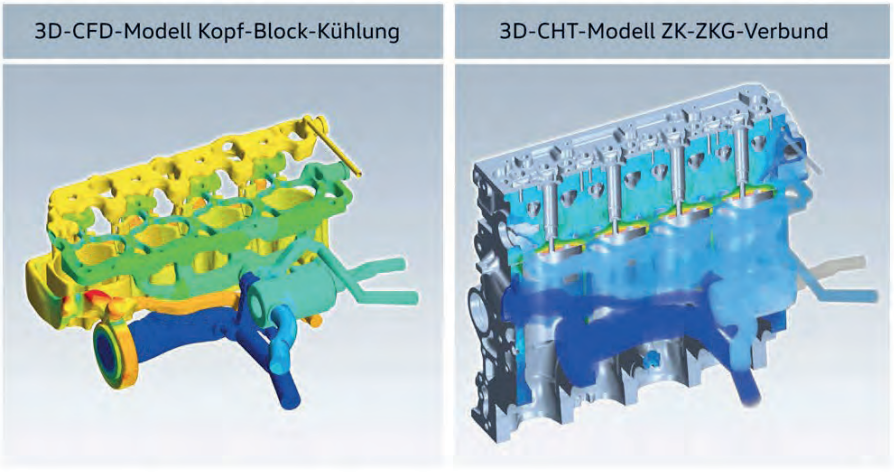


Abb. 28. 1D-CFD-Modell der Kühlkreissysteme

7.3 Motorsteuerung und Sensorik

7.3.1 Motorsteuerung

Im EA288 evo kommt eine neue Motorsteuergeräte-Generation (MSG) zum Einsatz. Sie ermöglicht neue Betriebsarten, unter anderem zur Steuerung der neuen Funktionen der Abgasnachbehandlung und eine modulare Erweiterung der Software. Das Sensorkonzept ist aufgrund der Abgas-Funktionen und der OBD-Anforderungen ebenfalls erweitert.

Der EA288 evo kombiniert zahlreiche innovative Software-Funktionen, wie etwa das Thermomanagement mit vielfältigen Fahrerassistenz (FAS)-Funktionalitäten und dem Management des Riemen-Starter-Generators.

Die Vielzahl der Funktionen brachte die bislang genutzten C74-Steuergeräte ressourcenmäßig an ihre Grenzen. Um für die zusätzlichen funktionalen Hübe aus Abgasnachbehandlung und erweiterten FAS-Funktionalitäten gerüstet zu sein, wurde der EA288 evo mit einem potenten 3-Kern-MD1-Steuergerät mit erweitertem Speicher ausgestattet. Abbildung 29 zeigt eine Gegenüberstellung der Steuergeräteressourcen der bisherigen und der neuen Generation.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

MSG-Generation **C74 (EA288)**	MSG-Generation **MD1 (EA288 evo)**
35 W DC-DC-Wandler	50 W DC-DC-Wandler
4 H-Brücken zur Ansteuerung von Stellern (z.B. AGR-Ventil, Drosselklappe)	8 H-Brücken (4 weitere Brücken für neue Funktionen: z.B. elektrische Verstellung Turbolader, elektrisches Kühlmittelverteilermodul)
-	NeedleClosingSensor
SENT-Schnittstelle	Erweiterung SENT-Schnittstelle für den Anschluss von weiteren Sensoren (z.B. Ladedrucksensor, HFM)
	10 A - Endstufe
4 MB Flash-Speicher	8 MB Flash-Speicher

Abb. 29. Vergleich Steuergeräte EA288 vs. EA288 evo

Um die Lauffähigkeit auf dem neuen Multi-Kern-Prozessor des MD1-Steuergeräts zu gewährleisten, wurden die bestehenden modularen Software-Funktionen angepasst. Mit dem Schritt auf neue Abgasstufen mit geänderter Abgasnachbehandlung muss nun lediglich der betroffene Funktionsbereich angepasst werden. Alle nicht vom Brennverfahren oder der Abgasnachbehandlung abhängigen Bedatungsgrößen können für Folgeeinsätze übernommen werden.

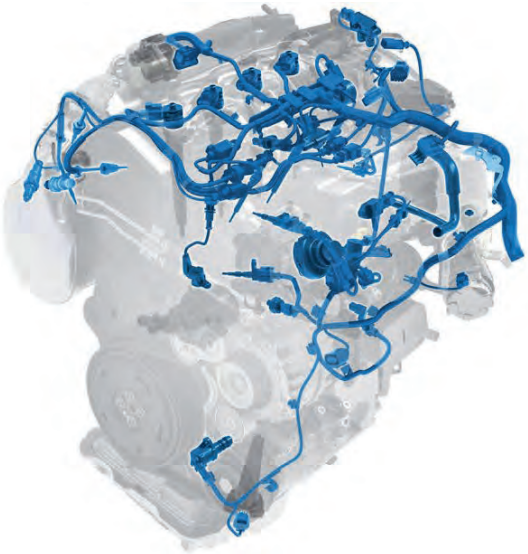


Abb. 30. Gesamtmotor mit kompletter Sensorik

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8 Zusammenfassung

Volkswagen hat mit dem EA288 evo eine neue Generation von Dieselmotoren entwickelt, die im Wettbewerbsumfeld technologisch eine führende Position einnimmt und die bereits hervorragenden Eigenschaften der Vorgängergeneration noch einmal übertrifft.

Das Brennverfahren des Motors wurde neu ausgelegt und sowohl in der Effizienz als auch im Rohemissionsverhalten verbessert. Die Gasstrecken auf der kalten und auf der heißen Motorseite wurden unter Nutzung neuartiger virtueller Methoden durchgängig optimiert. Wirkungsgrad und Ansprechverhalten der Aufladegruppe konnten erheblich gesteigert werden. Die Komponenten der Abgasnachbehandlung wurden neu dimensioniert und in Bezug auf Konvertierung und Alterungsstabilität deutlich verbessert. Reibleistung, Wärmeverluste und Motorgewicht konnten trotz Nutzung zusätzlicher Technikbausteine gegenüber dem Vorgängermotor verringert werden. Das Management des Aggregates wurde mit Hilfe einer neuen Steuergerätegeneration und neuartiger Softwarefunktionen in der Präzision gesteigert. Nicht zuletzt konnte die Variantenvielfalt des EA288 evo gegenüber dem EA288 reduziert und damit die Herstellung des Motors deutlich effizienter gestaltet werden.

Mit diesen Maßnahmen unterbietet der EA288 evo bei gesteigerter Performance die Grenzwerte der aktuellen Emissionsgesetzgebung auf dem Prüfstand und im „Real Driving“ sicher und ist technisch auf die Anforderungen der nächsten Stufe ab 2019 ausgelegt. Darüber hinaus konnte der CO_2-Ausstoß des EA288 evo gegenüber dem Vorgängermotor um bis zu 10 % gesenkt werden, während Leistungs- und Drehmomentsteigerungen von bis zu 9 % zur Verfügung stehen.

9 Literatur

[1] Dr.-Ing. Heinz-Jakob Neußer, Dipl.-Ing. Jörn Kahrstedt, Dipl.-Ing. Hanno Jelden, Dipl. -Ing. Hermann-Josef Engler, Dipl. Ing. Richard Dorenkamp, Dr. -Ing. Stefanie Jauns-Seyfried, Dipl. Ing. Andreas Krause, Volkswagen AG, Wolfsburg
„Die neue modulare TDI®-Generation von Volkswagen“, 33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012

[2] Dr.-Ing. Heinz-Jakob Neußer, Dipl.-Ing. Jörn Kahrstedt, Dipl.-Ing. Hanno Jelden, Dipl. Ing. Richard Dorenkamp, Dr. rer. nat. Thorsten Düsterdiek, Volkswagen AG, Wolfsburg,
„Die EU6-Motoren des Modularen Dieselbaukastens von Volkswagen – innovative motornahe Abgasreinigung für weitere NO_x- und CO_2-Minderung“, 34. Internationales Wiener Motorensymposium 2013

[3] Dr.-Ing. Heinz-Jakob Neußer, Dipl.-Ing. Jörn Kahrstedt, Dipl.-Ing. Hanno Jelden, Dipl. Ing. Richard Dorenkamp, Volkswagen AG Wolfsburg
„Die Euro-6-Motoren des modularen Dieselbaukastens von Volkswagen“, MTZ 6/2013

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Jürgen Königstedt,
Dr. Nikolai Ardey, Dipl.-Ing. Andreas Fröhlich, Dipl.-Ing. Jan Helbig,
Dipl.-Ing. Thomas Reuss, Dipl.-Ing. Jan Stotz
AUDI AG Neckarsulm/Ingolstadt

Die konsequente Weiterentwicklung des neuen V6-TFSI-Motors von Audi

- der nächste Meilenstein der TFSI-Technologie -

The continued development of the new Audi V6 TFSI engine

- The next milestone in TFSI Technology -



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

Der neue 2.9l-V6-TFSI des neuen Audi RS 5 ist das aktuelle Highlight der neuen V6-TFSI Motorfamilie von Audi, deren Einführung Mitte 2016 mit dem 3.0l-V6-TFSI begann.

Das Aufladekonzept des neuen V6-TFSI mit zwei Turboladern im Innen-V steht für kurze Gaswege und ein sehr souveränes Ansprechverhalten.

Der Motor leistet 331 kW und entwickelt ein Drehmoment von 600 Nm im Bereich von 1900 min^{-1} bis 5000 min^{-1}. Neben den Audi typischen Eigenschaften - Dynamik und Sportlichkeit - lagen die Entwicklungsschwerpunkte im konsequenten Downsizing, um auch in diesem Leistungssegment die Reduzierung der CO_2-Emissionen und den Leichtbau weiter voran zu treiben. Mit diesen Attributen ausgestattet wird der 2.9l-V6-TFSI zum würdigen Nachfolger des sehr erfolgreichen hochdrehenden V8-FSI Saugmotors des RS 5 der letzten Generation.

Die nun erweiterte V6-TFSI Motorfamilie mit einem Leistungsspektrum von 210 kW bis 331 kW bietet die Möglichkeit diverse Motoren der Volkswagen Group zu substituieren.

Beim 2.9l-V6-TFSI besteht zudem die Möglichkeit, zukünftig um einen elektrisch angetriebenen Verdichter (EAV) ergänzt, und mit einem Riemen-Starter-Generator (RSG) mit 48V-Bordnetz zu einem Mildhybridkonzept kombiniert zu werden. So ausgestattet wird aus dem „Sportmotor“ des RS 5 ein sehr souveräner, komfortabler und sparsamer Antrieb.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abstract

The new 2.9l V6 TFSI in the new Audi RS 5 is the latest highlight of Audi's V6 TFSI family of engines, first launched in mid-2016 with the 3.0l V6 TFSI.

The charging concept of the new V6 TFSI featuring two turbochargers in the inner V delivers short gas paths and supreme responsiveness.

The engine develops 331 kW of power and 600 Nm of torque in the range from 1900 rpm to 5000 rpm. In addition to achieving the typical Audi attributes of dynamics and sportiness, the development focus was on downsizing in all areas, so as to advance reductions in CO_2 emissions and lightweight construction in this power segment as in others. Equipped with these attributes, the 2.9l V6 TFSI will be the worthy successor to the highly successful high-revving V8 FSI naturally aspirated engine in the previous generation RS 5.

The now extended V6 TFSI engine family, featuring power outputs from 210 kW to 331 kW, offers the possibility to substitute a range of different Volkswagen Group engines.

In the future the 2.9l V6 TFSI allows the fitting of an electric compressor called EAV (German abbreviation for: elektrisch angetriebener Verdichter), combined with a belt alternator starter (BAS) and a 48V electrical system to create a mild hybrid concept. In such a configuration, the "sports engine" of the RS 5 will be turned into a supremely assured, comfortable and economical power unit.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Entwicklungsziele

Der neue 2.9l-V6-TFSI mit Biturboaufladung ist der vorläufige Höhepunkt der neuen V6-Ottomotorenfamilie bei Audi und die konsequente Weiterentwicklung des in 2016 vorgestellten 3.0l-V6-TFSI-Motors.

Der neue 2.9l-V6-TFSI kam bereits 2017 im neuen Audi RS 5 zum Einsatz und hat dabei den sehr erfolgreichen hochdrehenden V8-FSI-Saugmotor abgelöst. Entwicklungsziel war es den sehr emotionalen, hochdrehenden V8-FSI in der Performance spürbar zu überbieten und dabei bezüglich des Ansprechverhaltens keine Nachteile in Kauf zu nehmen.

Der V6-TFSI bietet durch das Downsizing natürlich die Möglichkeit einer deutlichen Reduktion der CO_2-Emission, des Gewichtes und des Package Bedarfes. Des Weiteren sollte das Aggregat für die nächste Entwicklungsstufe die Möglichkeit bieten, es um zwei weitere Module zu ergänzen. Einen elektrischen angetriebenen Verdichter (EAV) und einen Riemenstartergenerator (RSG), um in Kombination mit einem 48V-Bordnetz einen Mildhybrid-Antriebsstrang darzustellen. So ausgestattet ist der 2.9l-V6-TFSI für die Zukunft tauglich und übertrifft in vielen Bereichen die Antriebseigenschaften eines V8-TFSI.

Der Motor leistet 331 kW und entwickelt ein Drehmoment von 600Nm in einem beeindruckenden Bereich von 1900 min^{-1} bis 5000 min^{-1}. Das Aufladekonzept mit zwei Turboladern im Innen-V steht auf Grund kurzer Gaswege auf der Abgasseite für ein spontanes Ansprechverhalten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Die Motorenfamilie V6 TFSI

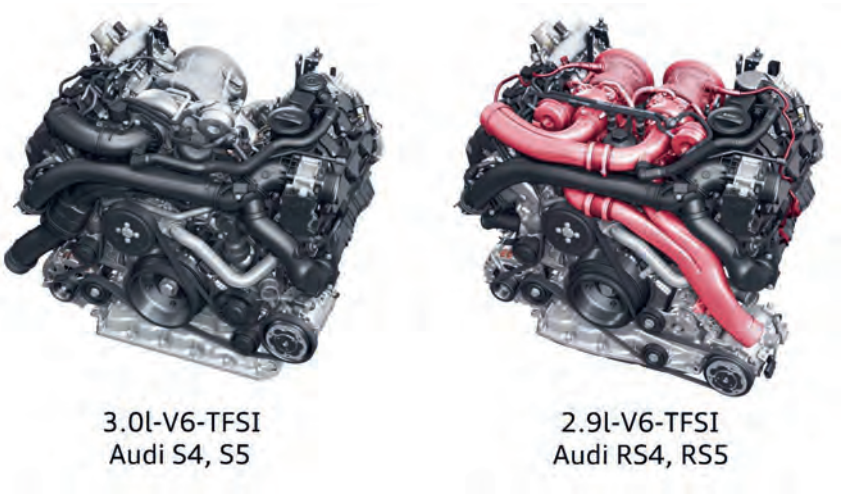


Abbildung 1: V6-TFSI Motorenfamilie

Die Aggregate der neuen V6-TFSI Motorenfamilie von Audi (Abbildung 1) kommen in den unterschiedlichsten Fahrzeugklassen der Volkswagen Group zum Einsatz. Die Spreizung reicht hierbei von sehr komfortgeprägten bis hin zu äußerst sportlichen, hochemotionalen RS-Modellen. In Bezug auf die Vorgängerfahrzeuge lösen die neuen V6-TFSI eine große Palette von Motoren, wie zum Beispiel den 3.0l-V6 Kompressor oder den 4.2-V8-FSI Hochdrehzahl ab.

Trotz dieser herausfordernden Spreizung von zu substituierenden Aggregaten lässt sich die Modularität der neuen V6 TFSI Motorenfamilie deutlich erkennen. Diese flexible Kombination von verschiedenen Technikbausteinen innerhalb der V6-TSFI Motorenfamilie ermöglicht einen weltweiten Einsatz in sämtlichen Fahrzeugklassen mit Längseinbau in einem breiten Leistungsband von 210 kW bis 331 kW.

Bereits 2016 stellte Audi das erste Aggregat der neuen V-Ottomotorenfamilie vor, den 3.0l-V6-TFSI. Dieser Motor, ausgestattet mit einem bankübergreifend angeordneten Turbolader, bildet die Grundlage für die neue Motorenfamilie, welche zum ersten Mal im Audi S4 und S5 zum Einsatz kam.

Die konsequente Weiterentwicklung des Motors zur Realisierung höherer Leistungs- und Drehmomentanforderungen führt dazu, dass der Mono-Turbolader und weitere leistungsbestimmende Bauteile ersetzt werden. So kommt im neuen Audi RS 4 und RS 5 das Basisaggregat mit einer Biturboaufladung und weiteren Anpassungen zur Erreichung der Leistung von 331 kW, erstmals zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In der folgenden Tabelle sind die technischen Daten des neuen 2.9l-V6-TFSI im Vergleich zum 2016 vorgestellten 3.0l-V6-TFSI.

Hauptabmessungen und Kenndaten des V6 TFSI Motors			
Merkmal	**Einheit**	**3.0l-V6-TFSI**	**2.9l-V6-TFSI**
Bauart	--	V6-90°	V6-90°
Hubraum	cm^3	2995	2894
Anzahl Zylinder	--	6	6
Hub	mm	89	89
Bohrung	mm	84,5	84,5
Zylinderabstand	mm	93	93
Kurbelwellenlager	--	4	4
Hauptlagerdurchmesser	mm	65	67
Pleuellagerdurchmesser	mm	56	56
Pleuellänge	mm	155	155
Anzahl Ventile pro Zylinder	--	4	4
Einlassventildurchmesser	mm	32	32
Auslassventildurchmesser	mm	28	28
Nockenwellenverstellbereich Einlass	°KW	50	50
Nockenwellenverstellbereich Auslass	°KW	50	50
Eventlänge Einlass (Vollhub/Minhub)	°KW	180 / 130	200 / 130
Eventlänge Auslass	°KW	220	220
Verdichtung	--	11,2	10
Leistung	kW bei min^{-1}	260 von 5400 - 6400	331 von 5700 - 6700
Spez. Leistung	kW/l	87	114
Max. Drehmoment	Nm bei min^{-1}	500 von 1370 - 4500	600 von 1900 - 5000
Leerlaufdrehzahl	min^{-1}	580	720
Zündfolge	--	1-4-3-6-2-5	1-4-3-6-2-5
Motorbaulänge	mm	460	472,6
Zylinderblockhöhe	mm	228	228
Motorgewicht (nach DIN GZ)	kg	172	182
Kraftstoff	ROZ	95	98

Tabelle 1: Technische Daten

Ausgehend vom 2016 vorgestellten 3.0l-V6-TFSI mit einem Gesamtgewicht von 172 kg erhöht sich das Gesamtgewicht durch die Änderungen am Grundaggregat, wie zum Beispiel Monoturbolader auf Biturbolader, um ca. 10 kg auf ein Gesamtgewicht von 182 kg.

An Hand der Hauptabmessungen und Kenndaten der beiden Aggregate lässt sich sehr anschaulich erkennen, dass ein Großteil der Komponenten und Eigenschaften der beiden Aggregate identisch sind.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.Grundmotor

Wie bereits erwähnt zeichnet sich die neue V6-TFSI Motorenfamilie durch ihre hohe Modularität aus. Im folgenden Kapitel werden einige der Hauptkomponenten unter diesem Gesichtspunkt näher beleuchtet.

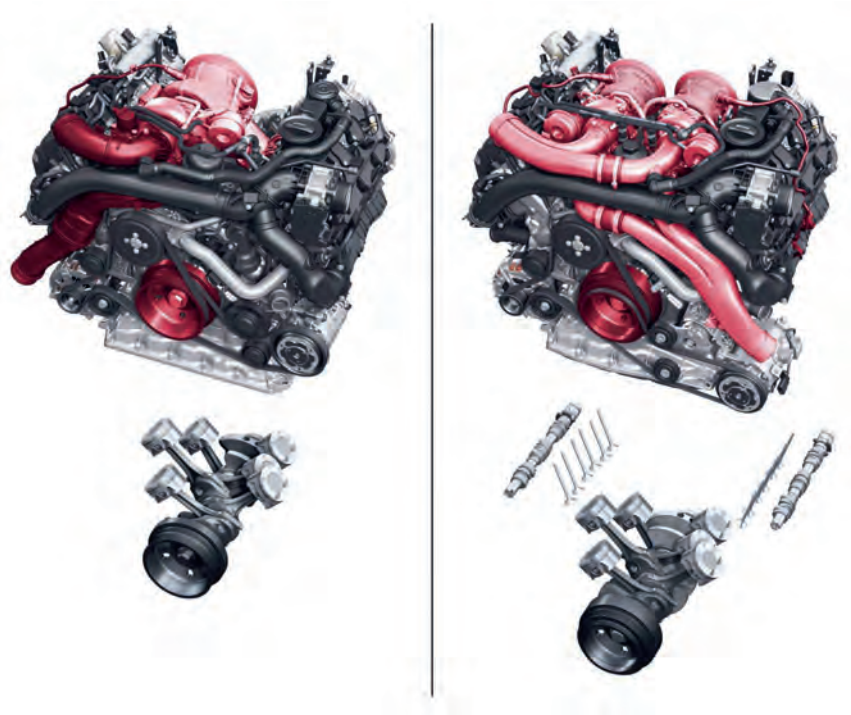


Abbildung 2: Variantenübersicht / Komponenten

Das Bild oberhalb (Abbildung 2) zeigt daher sehr deutlich, dass der Großteil der Systeme und Komponenten innerhalb des Grundmotors sehr ähnlich oder komplett gleich sind. Allein die rot markierten und die unterhalb des Gesamtmotors hervorgehobenen Komponenten führen zur Unterscheidung der einzelnen Leistungsausprägungen und Fahrzeugvarianten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.1 Kurbeltrieb

Der Kurbeltrieb des neuen 2.9l-V6-TFSI basiert wie bereits der 3.0l-V6-TFSI auf einer vierfach gelagerten Split-Pin-Kurbelwelle. Um die Steigerung des Mitteldruckes von 21bar auf 26bar, und dem damit einhergehenden Spitzendruckerhöhung auf ca. 130bar, in der Auslegung des Kurbeltriebes zu berücksichtigen, wird eine Erhöhung der Kurbelwellen-Steifigkeit vorgenommen. Erreicht wird dies durch eine Vergrößerung der Hubzapfenüberdeckung - durch die Hubreduktion von 89mm auf 86mm - in Kombination mit einer Vergrößerung der Hauptlager-Durchmesser von 65 auf 67 mm. Die Pleuellager besitzen einen Durchmesser von 56 mm.

Die aus dem Schmiedestahl 42CrMoS4 hergestellte Kurbelwelle besitzt zur Steigerung der Festigkeit induktionsgehärtete Kehlradien. Des Weiteren werden gecrackte Hybridpleuel aus hochfestem Stahl (36MnVS4) mit einem Trapezwinkel von 13° im oberen Pleuelauge eingesetzt. Sie besitzen einen um 2mm vergrößerten Kolbenbolzendurchmesser von 22 mm und eine zusätzliche DLC-Beschichtung. Das Pleuellager ist als Dreistofflager ausgeführt.



Abbildung 3: Kurbeltrieb

Auf Grund des höheren Aufladegrades des 2.9l-V6-TFSI benötigt der Motor eine reduzierte Verdichtung. Diese wird durch ein verändertes Kolbenbodendesign realisiert, die Länge des Pleuels kann vom 3.0l übernommen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.2 Zylinderkopf und Ventiltrieb

Der hohe Synergiegrad zwischen dem neuen 2.9l-V6-TFSI und dem 3.0l-V6-TFSI lässt sich sowohl am Zylinderkopf als auch beim Ventiltrieb erkennen. Unterschiedlich sind lediglich die Einlassnockenwellen und die Auslassventile. Auf Grund der höheren Temperaturbelastung kommen Ventile aus dem Material Nimonic® zum Einsatz.

In beiden Aggregaten sind die Nockenwellen auf der Einlassseite mit dem Audi Valvelift-System zur variablen Ventilsteuerung ausgestattet. Mit diesem System können je nach Last und Drehzahl der Ventilhub und die Öffnungsdauer umgeschaltet werden. In zwei Stufen kann so die Menge der in den Brennraum strömenden Luft verändert werden. Vor allem in Betriebsbereichen mit weit geöffneter Drosselklappe lassen sich die Drosselverluste deutlich minimieren. Bei höherer Last sorgt das Audi Valvelift-System für einen größeren Hub der Einlassventile. In Kombination mit einem späteren Schließzeitpunkt dieser Nockenkontur wächst die Füllung des Motors an, wodurch mehr Leistung und Drehmoment erzielt werden kann.

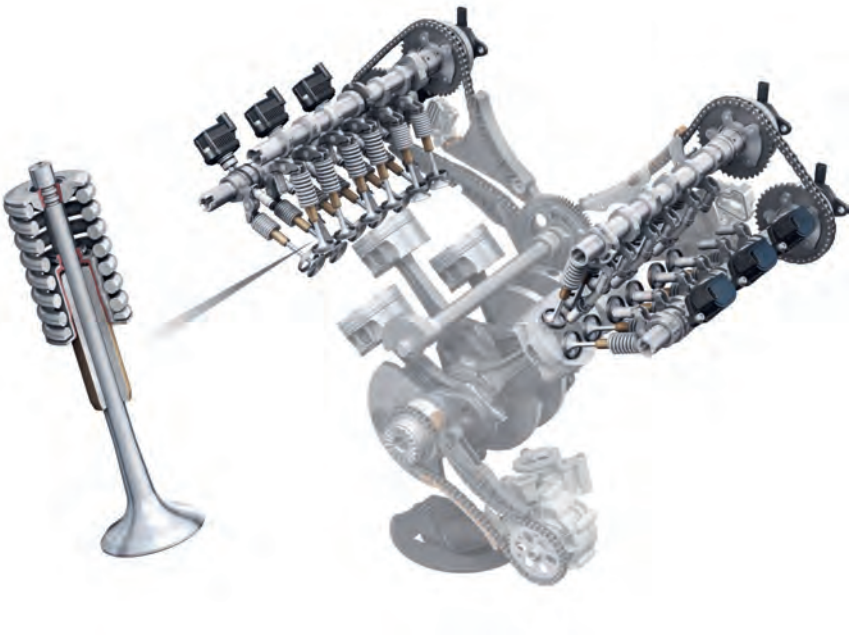


Abbildung 4: Ventiltrieb

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.3 Brennverfahren und Steuerzeiten

Wie schon beim 3.0l-V6-TFSI kommt beim 2.9l-V6-TFSI das neue Audi V-Ottomotoren Brennverfahren mit zentraler Injektorlage zum Einsatz (vergl. Abbildung 5). Die verkürzte Kompression im Miller-Zyklus ermöglicht auch beim 2.9l-V6-TFSI einen motorischen Prozess mit einem erhöhten geometrischen Verdichtungsverhältnis. In Kombination mit einer normalen, aber im Verhältnis zur Kompression längeren, Expansionsphase, können so Wirkungsgradvorteile erzielt werden.

Die möglichen Wirkungsgradvorteile sind unmittelbar von der Länge des Einlassöffnungsevents und dem geometrischen Verdichtungsverhältnis abhängig. Je kürzer die Einlassöffnungsdauer und je höher das Verdichtungsverhältnis, desto größer sind die Wirkungsgradgewinne.



Abbildung 5: Brennraumplatte mit zentraler Injektorlage

Das Audi valvelift-system (Abbildung 6) ermöglicht es, im Teillastbereich eine sehr kurze Einlassöffnungsdauer von 130° KW mit frühem Einlassschluss zu realisieren. Bei höheren Lasten kann auf ein größeres Einlassevent umgeschaltet und so die gewünschten Leistungsziele erreicht werden. Dabei folgt die Auslegung des Vollhubnockens und des Verdichtungsverhältnisses der gewünschten Maximalleistung. Je ambitionierter die Ziele bei der Maximalleistung, desto länger ist die Einlasskontur und desto geringer ist das Verdichtungsverhältnis. Um das volle Potenzial des Miller-Zyklus auszunutzen, wird wie schon beim 3.0l-V6-TFSI die kleine Nockenkontur, im Vergleich zum Vollhubnocken, um 10° nach vorne verschoben, wodurch ein noch früherer Einlass-Schluss im Teillastbereich sichergestellt werden kann. Die maximale Öffnungszeit auf dem Vollhubnocken wird beim neuen 2.9l-V6-TFSI auf der Einlassseite für eine noch bessere Füllung von 180° (3.0l-V6-TFSI) auf 200° erhöht.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

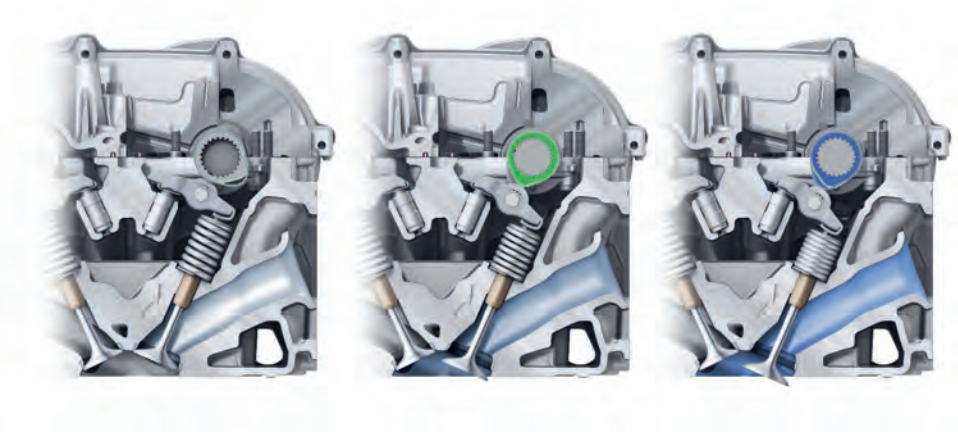


Abbildung 6: Funktionsweise AVS

Auf der Auslassseite wurden die Öffnungszeiten (Eventlänge) sowie Ventilhub gegenüber dem 2016 vorgestellten 3.0l-V6-TFSI nicht verändert.

Die folgenden Ventilerhebungskurven (Abbildung 7) verdeutlichen die verlängerte Öffnungszeit des 2.9l-V6-TFSI auf der Einlassseite gegenüber dem 3.0l-V6-TFSI. Zudem sind die Arbeitsbereiche der Nockenwellenversteller dargestellt, sowie die Einlasskontur der kleinen Nockenkontur.

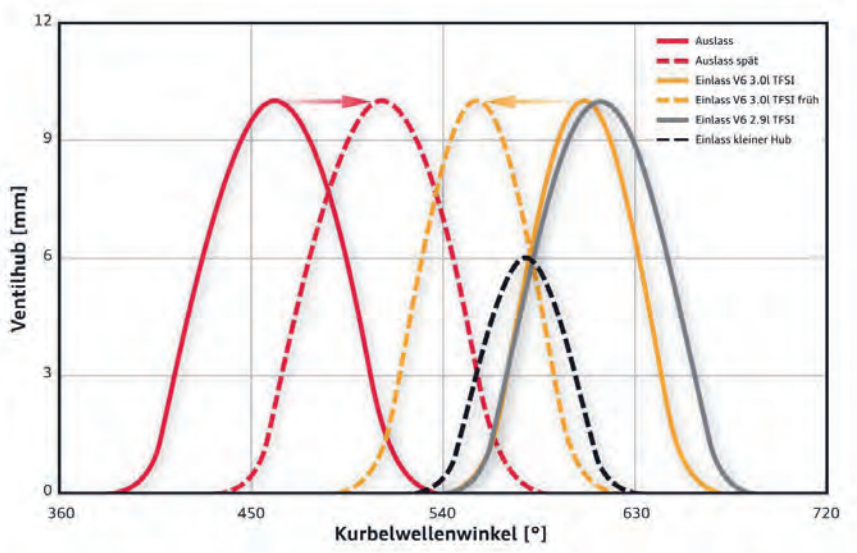


Abbildung 7: Ventilerhebungskurven

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Ladungswechsel

4.1 Ladeluftkühlung

Die Ladeluft des neuen 2.9l-V6-TFSI wird im Gegensatz zum 3.0l-V6-TFSI indirekt über einen zusätzlichen Niedertemperaturkühler gekühlt (indirekter Ladeluftkühler – iLLK) (Abbildung 8). Das Fahrzeug verfügt daher über einen weiteren Niedertemperaturkreislauf. Der Niedertemperaturkreislauf wird mit einer eigenen elektrischen Kühlmittelpumpe betrieben, ist aber über eine Befüll-Leitung, die gleichzeitig die Funktion der Entlüftungsleitung übernimmt, mit dem Hochtemperaturkreislauf verbunden. Dadurch können die Kosten für einen zweiten Ausgleichsbehälter und einen zusätzlichen Befüll-Vorgang in der Fertigung vermieden werden.

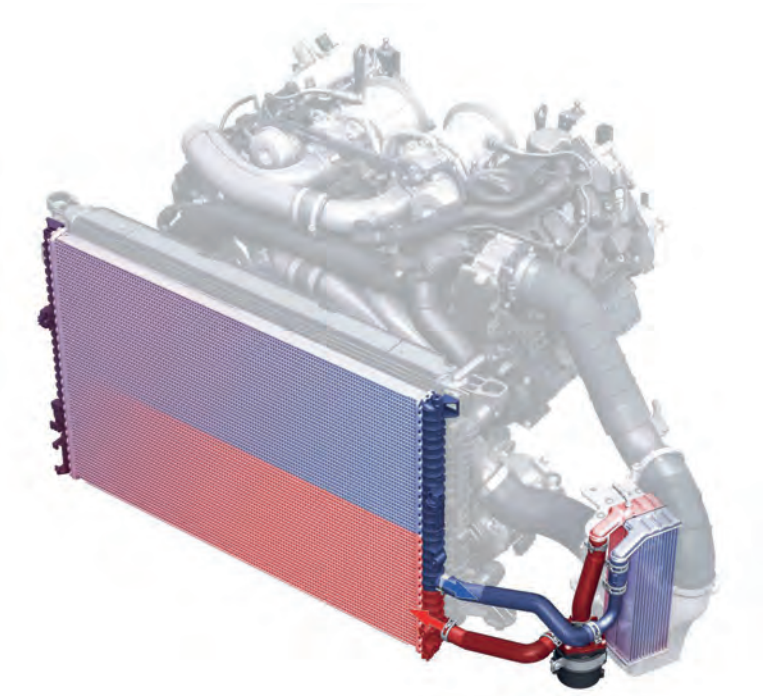


Abbildung 8: Niedertemperaturkreislauf

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2 Abgasturbolader

Der V6-TFSI ist mit zwei Monoscroll-Turboladern ausgerüstet. Die beiden gegenläufig drehenden Abgasturbolader ermöglichen eine exzellente Turbinenanströmung auf beiden Zylinderbänken. Somit können sehr kurze Gaswege zwischen Auslassventil und Turbineneintritt realisiert werden (Abbildung 9). Die Schnittstellen inklusive des gesamten Zylinderkopfes sind dabei identisch zum 3.0l-V6-TFSI.

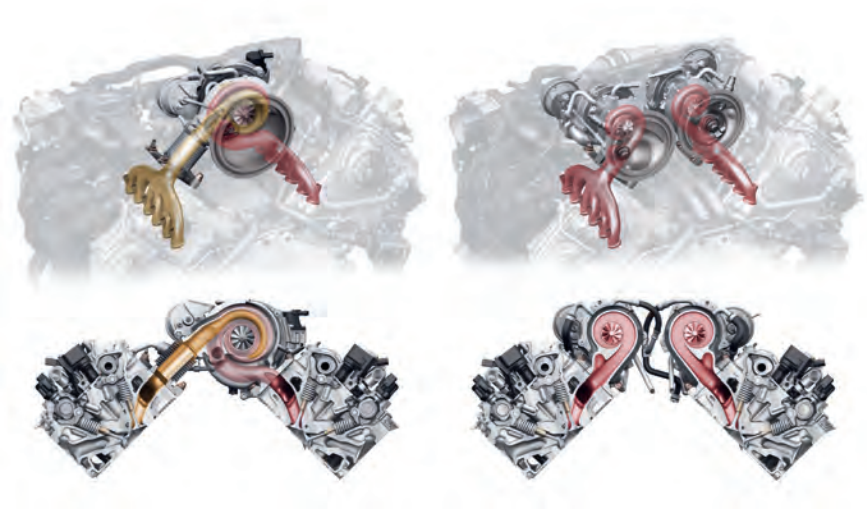


Abbildung 9: Übersicht Abgasturboladervarianten

Die Ladedruckregelung der beiden Abgasturbolader erfolgt wie beim 3.0l-V6-TFSI über ein pneumatisch angesteuertes Wastegate. Auch bei den Wastegate-Komponenten lässt sich das Synergiestreben deutlich erkennen. So kommen beim Monoturbo und beim Biturbo die gleichen Steuerdosen und Teile der äußeren Betätigung zum Einsatz.

Trotz der unterschiedlichen Architektur des Bauraumes im Innen-V, nutzen beide Aufladekonzepte eine Vielzahl von identischen Bauteilen. So sind die Schubumluftventile sowie die im Verdichtergehäuse integrierten Bauteile, zur Unterstützung der Tankentlüftung im aufgeladenen Kennfeldbereich, komplett gleich. Das Ölfiltermodul, welches ebenso ohne Änderung übernommen werden konnte, wurde nur durch eine angepasste Positionierung mittels einer zusätzlichen Bearbeitung am Zylinderkurbelgehäuse an den symmetrischen Aufbau des Innen-V im 2.9l-V6-TFSI adaptiert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die Positionierung der Katalysatoren unmittelbar hinter den Abgasturboladern entsteht eine sehr kurze Abgasstrecke, welche ein schnelles Anspringen der Katalysatoren begünstigt (Abbildung 10).

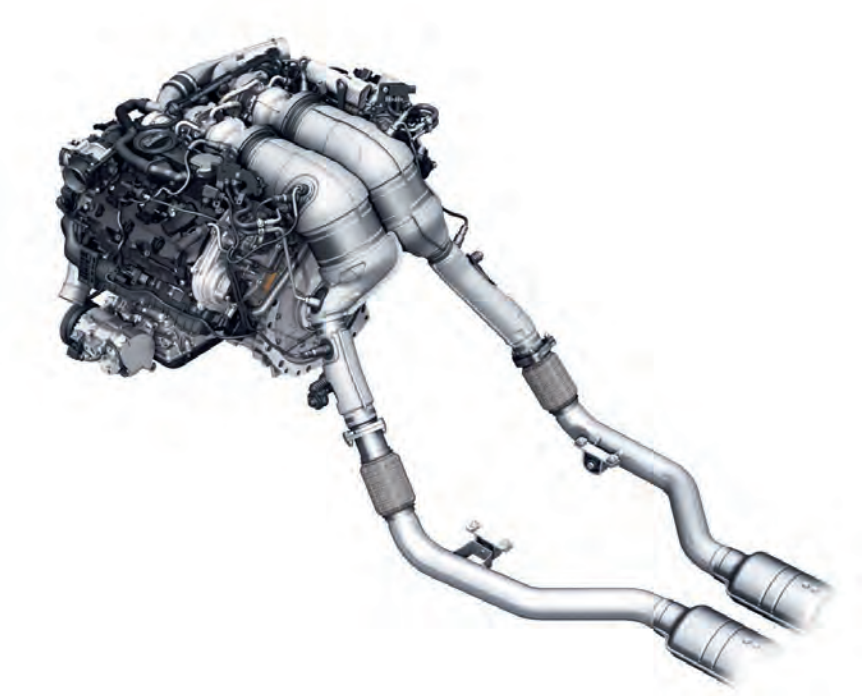


Abbildung 10: Gesamtmotor mit motornaher Abgasanalage inklusive OPF

Dargestellt ist die Abgasanlage incl. der Otto-Partikelfilter, welche bereits im Laufe des Jahres 2018 in Serie zum Einsatz kommen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5 Entwicklungsergebnisse

5.1 Leistung und Drehmoment

Die Abbildung 11 zeigt den Vergleich des stationären Leistungs- und Drehmomentverlaufes des 2.9l-V6-TFSI mit dem des Hochdrehzahl 4.2l-V8-FSI am Beispiel des Audi RS 5; der unterschiedliche Charakter wird dabei sehr deutlich.

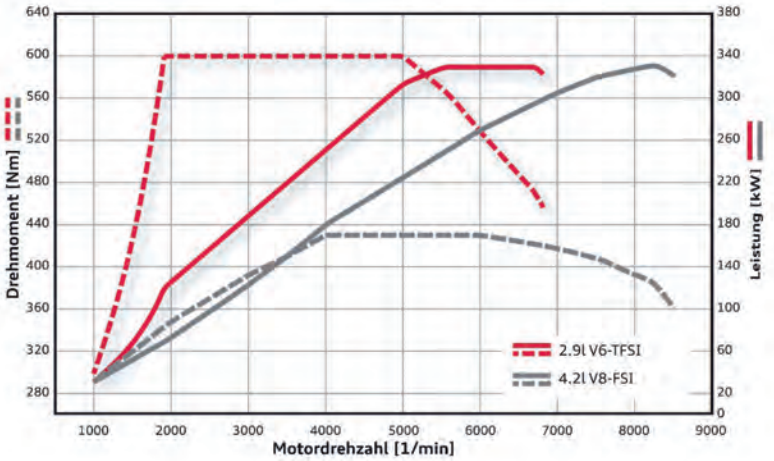


Abbildung 11: Leistung / Drehmoment – Vergleich 4.2l-V8-FSI Hochdrehzahl / 2.9l-V6-TFSI

Das Aggregat erzielt stationär eine Leistung von 331 kW und entwickelt ein Drehmoment von 600Nm in einem beeindruckenden Bereich von 1900 min^{-1} bis 5000 min^{-1}. Somit ist das neue Aggregat im Audi RS 5 in der Lage dem Fahrer in einem deutlich breiteren Drehzahlband, und bereits 2000 min^{-1} früher als bei seinem Vorgänger, das volle Drehmoment zur Verfügung zu stellen.

Anhand des Sprintvermögens von 0 auf 100km/h wird der Performancezuwachs durch den neuen 2.9l-V6-TFSI besonders deutlich. Bereits nach 3,9 Sekunden erreicht der neue RS 5 die 100km/h, ganze 0,6 Sekunden früher als sein Vorgänger mit V8.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.2 Verbrauch

Das neue V6-TFSI Brennverfahren zeigt beim 2.9l nicht nur in der Teillast seine positive Wirkung. Für den neuen 2.9l-V6-TFSI konnte durch die konsequente Weiterentwicklung des Brennverfahrens, der weiteren Verwendung des wassergekühlten Abgaskrümmers und der Integration einer sehr effizienten Biturboaufladung, der für eine RS-Modell sehr wichtige Kennfeldbereich der mittleren bis hohen Teillast bis hin zur Volllast sehr positiv gestaltet werden. Abbildung 12 zeigt das Verbrauchskennfeld des 2.9l-V6-TFSI.

Hervorzuheben ist die sehr große 250 g/kWh-Muschel und die Tatsache, dass selbst an der Volllast in weiten Bereichen die spezifischen Verbräuche zwischen 260 und 280 g/kWh liegen.

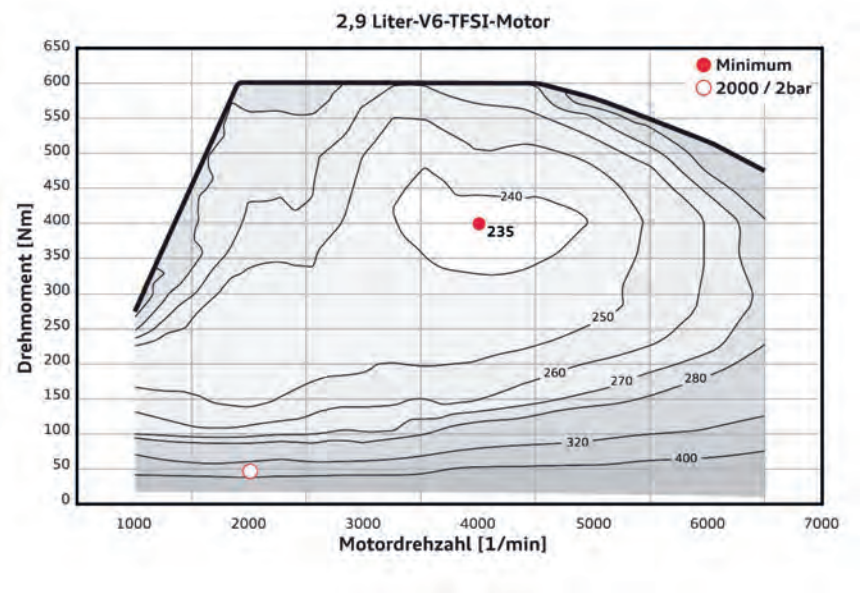


Abbildung 12: Verbrauchskennfeld 2.9l-V6-TFSI

Am Beispiel des neuen Audi RS 5 wird die Reduzierung des Verbrauchs bei verbesserter Fahrleistung sehr deutlich sichtbar:

Im direkten Vergleich zum Vorgängerfahrzeug, das noch von dem hochdrehenden V8-FSI Saugmotor angetrieben wurde, emittiert der neue RS 5 fast 50g/km weniger CO_2 *(CO_2- kombiniert: 197 g/km)*, diese Einsparung ist zu einem sehr großen Anteil auf den Motor zurückzuführen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Der 2.9l-V6-TFSI mit RSG und EAV

Der 3.0l-V6-TFSI feierte in Kombination mit einem 48V Riemen-Starter-Generator (RSG) seinen ersten Serieneinsatz in einem hybridisierten Antriebsstrang im neuen Audi A8, mit dem Ziel, Komfort, Sportlichkeit und einen niedrigen Verbrauch zu kombinieren

Die modulare Bauweise der V6 Motorfamilie ermöglicht natürlich auch, den 2.9l mit einem 48V RSG auszurüsten und damit für einen MHEV (Mild-Hybrid Electric Vehicle) tauglich zu machen (siehe Abbildung 13). Die 48 V Technologie schafft zudem die Vorrausetzung für den Einsatz des zweiten sehr wichtigen Moduls in der Weiterentwicklung des 2.9l, den elektrisch angetriebenen Verdichter (EAV).

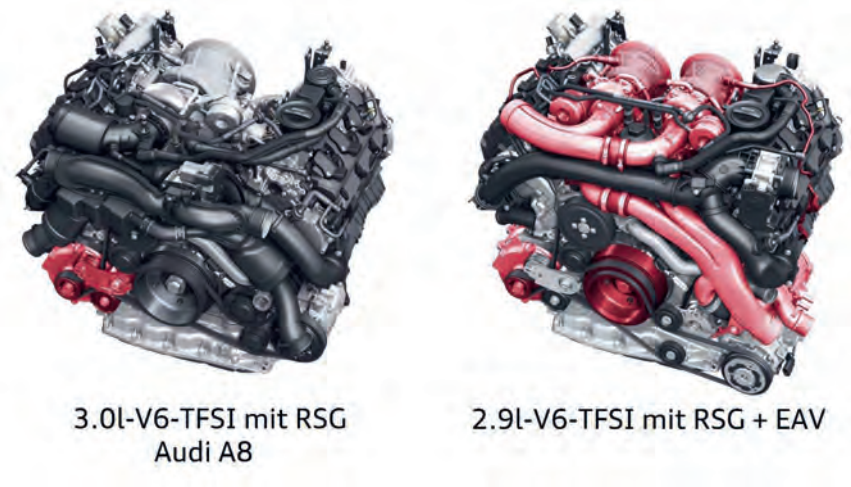


Abbildung 13: Hybridisierte Motorfamilie

Durch die Ausstattung mit einem EAV und einer Hybridisierung wird zukünftig aus dem 2.9l-V6-TFSI des RS 5 ein sehr souveräner, komfortabler und sparsamer Antrieb.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.1 Hybridisierung

Der Mild-Hybrid-Antrieb setzt sich aus zwei zentralen Komponenten zusammen: zum einen dem wassergekühlten 48-Volt-Riemenstartergenerator (RSG), der mit der Kurbelwelle verbunden ist und den herkömmlichen Ritzelstarter ergänzt. Zum zweiten bildet die Lithium-Ionen-Batterie den Energiespeicher des MHEV. In Kombination mit Aggregaten der neuen V-Ottomotorenfamilie kommt die neue Mild-Hybrid-Technologie an Bord, die auf einem neu entwickelten 48-Volt-Hauptbordnetz basiert (Abbildung 14).

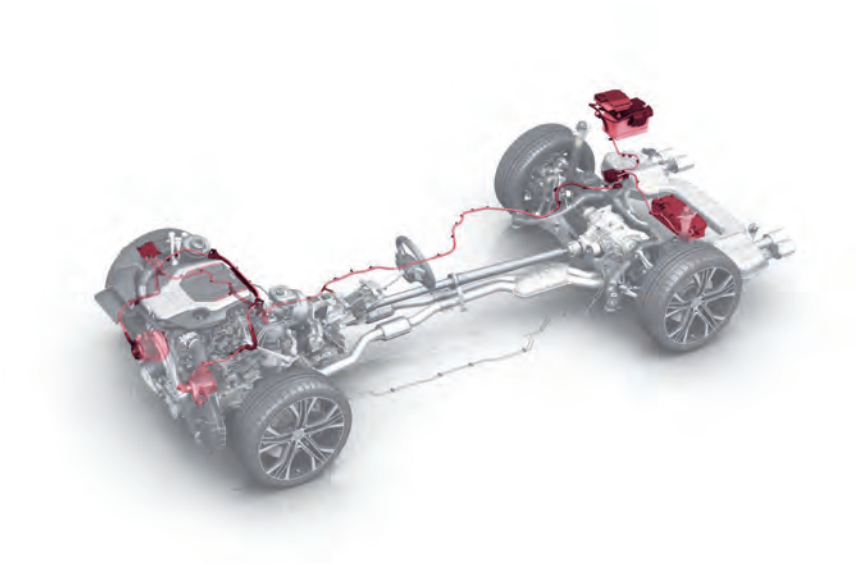


Abbildung 14: Gesamtantriebsstrang mit Hybridkomponenten (rot)

Im Bereich zwischen 55 und 160 km/h kann das Fahrzeug mit ausgeschaltetem Motor segeln, wenn der Fahrer vom Gas geht. Sobald er wieder Gas gibt, erfolgt der Wiederstart über den Riemen-Starter-Generator schnell und sanft. Das 48-Volt-System ermöglicht eine hohe Rekuperationsleistung von bis 12 kW und erlaubt den deutlich erweiterten Start-Stopp-Betrieb bereits ab der Unterschreitung der Geschwindigkeitsschwelle von 22 km/h. Beim Wiederanfahren startet der Motor, sobald sich das vorausfahrende Fahrzeug in Bewegung setzt, auch wenn die Bremse noch getreten ist.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.2 Wasserkreislauf

Der Kühlkreislauf des 2.9l-V6-TFSI mit RSG und EAV entspricht nahezu vollständig dem Kreislauf des 2.9l-V6-TFSI. Um den Riemenstartergenerator, welcher für die Hybridisierung notwendig ist, mit Kühlmittel zu versorgen, wird ein Parallelzweig zum Kopf- und Blockkühlmantel geschaffen. Durch die Variation einer Drossel in diesem Parallelzweig wird der Kühlmittelvolumenstrom an die Anforderungen der Komponenten angepasst (siehe Abbildung 15).



Abbildung 15: Wasserkreislauf mit RSG (links) und iLLK/EAV (rechts)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.2 Ladeluftkühlung und elektrischer Verdichter

Anders als im Audi SQ7 mit V8 TDI sitzt der elektrisch angetriebene Verdichter im Luftpfad vor dem Ladeluftkühler. So kann zum einen sichergestellt werden, dass in jedem Betriebszustand ausreichend gekühlte Luft den Motor erreicht, und zum anderen konnte auf einen zweiten Ladeluftkühler für den Luftstrom aus dem EAV verzichtet werden. Die Position vor dem Ladeluftkühler bedingt allerdings eine erhöhte Kühlanforderung für die Elektronik des EAV, da dieser ohne Zwischenkühlung die in den Abgasturboladern vorverdichtete Luft ansaugt. Durch die Integration in den Niedertemperaturkreislauf ist die Funktion des elektrischen Verdichters uneingeschränkt nutzbar.

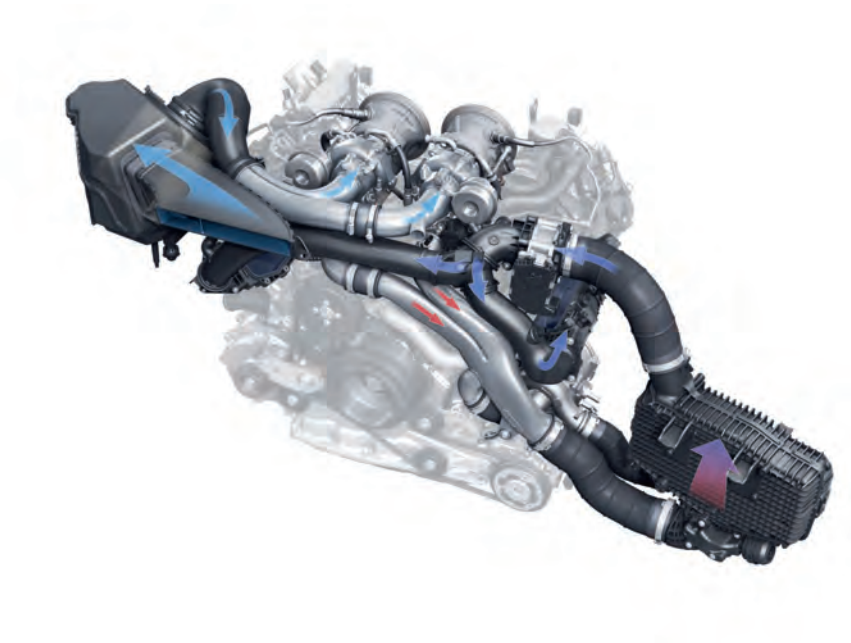


Abbildung 16: Gesamtmotor mit Luftpfad

Abbildung 16 zeigt den Luftpfad inklusive der indirekten Ladeluftkühlung des 2.9l-V6-TFSI + EAV.

Die grundsätzliche Anordnung des Ladeluftkühlers ist links im Fahrzeug-Vorderwagen. Durch die Befestigung des elektrisch angetriebenen Verdichters am Motor ist der Einbau des Aggregates bei der Endmontage sehr einfach, da der EAV nicht separat verbaut werden muss. Darüber hinaus begünstigt diese Position die Eingliederung des elektrisch angetriebenen Verdichters in den Gesamtluftpfad. Es kann somit auf aufwendige zusätzliche Verschlauchungen verzichtet werden, womit das Volumen der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ladeluftstrecke im Vergleich zum 2.9l-V6-TFSI kaum zunimmt. Durch die Positionierung des EAV vor dem Ladeluftkühler kann die verdichtete Luft im Boost-Betrieb ebenfalls im Ladeluftkühler gekühlt werden bevor sie dem Motor zugeführt wird.

Die Anordnung des elektrisch angetriebenen Verdichters nach dem konventionellen Abgasturbolader hat außerdem den Vorteil, dass zusätzliche Druckverluste durch aufwendige Schalt- und Steuerungsorgane, welche eine Einbindung des EAV vor ATL bedeutet hätten, vermieden werden.

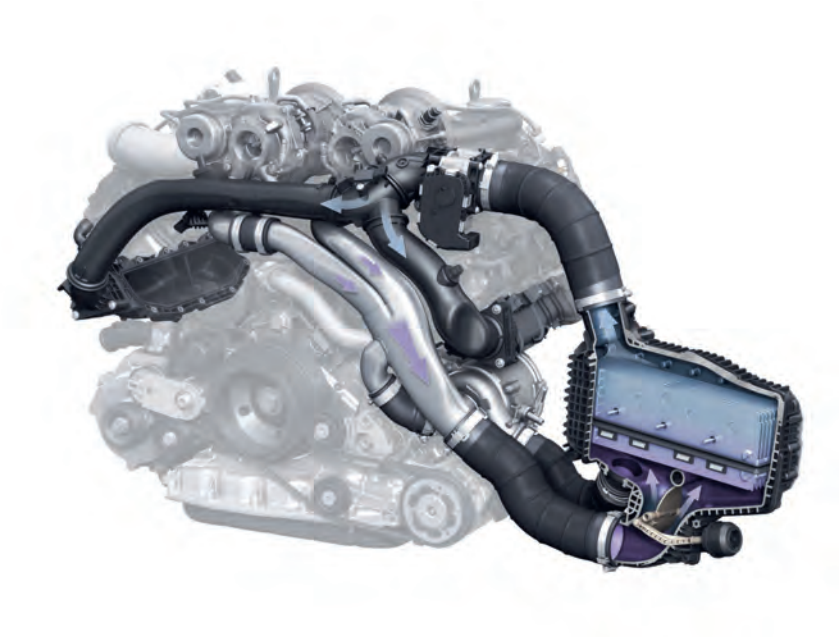


Abbildung 17: Luftstrecke mit deaktiviertem EAV und geöffneter Bypassklappe

Die Ansaugluft strömt nach dem Luftfilter zunächst parallel in die beiden Verdichter der Abgasturbolader. Dort verdichtet, wird sie in der Druckstrecke vor Eintritt in den Ladeluftkühler wieder zu einem Luftstrom vereint. Im Falle eines nicht aktivierten EAV wird der parallel dazu verlaufende Pfad durch den EAV nicht versperrt. Dadurch strömt trotzdem ein gewisser Luftstrom über diesen Parallelpfad. Dies führt dazu, dass der EAV auch im nicht aktiven Betrieb mit einer Leerlauf-Drehzahl von ca. 5000 min^{-1} betrieben wird. Bei Aktivierung des elektrisch angetriebenen Verdichters kann somit sehr spontan Ladedruck aufgebaut werden kann (Abbildung 17).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

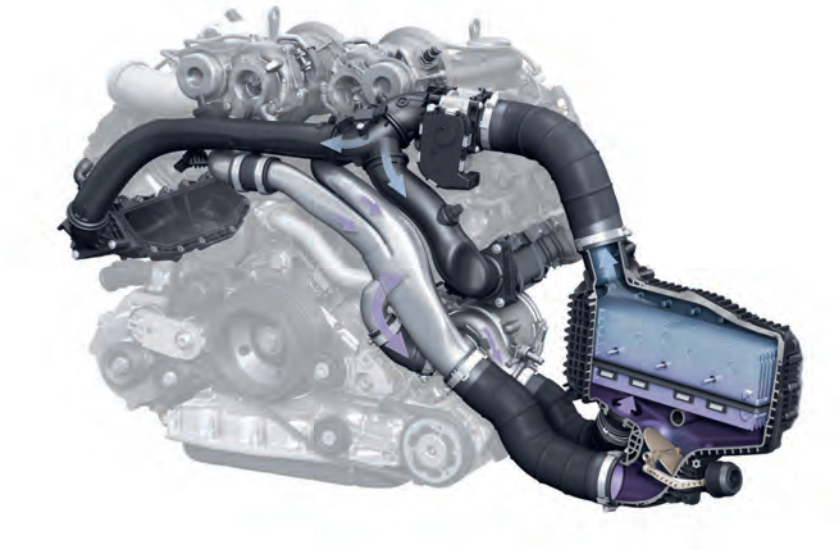


Abbildung 18: Luftstrecke mit aktiviertem EAV und geschlossener Bypassklappe

Ist der elektrisch angetriebene Verdichter aktiviert, schließt sich eine Absperrklappe im Hauptpfad, sodass der komplette Volumenstrom der vorverdichteten Luft vor Eintritt in den Ladeluftkühler durch den EAV geleitet wird (Abbildung 18). Nach dem Herunterkühlen der Luft im Luft-Wasser-Kühler durchströmt sie die Drosselklappe um anschließend in zwei Strängen, auf die beiden Zylinderbänke aufgeteilt zu werden.

Der elektrisch angetriebene Verdichter wird nicht zur Anhebung des stationären Drehmomentes, oder zum Erreichen eines früheren Nennmoments verwendet. Er dient beim neuen 2.9l-V6-TFSI ausschließlich der Beschleunigung des transienten Lastaufbaus, der auch über die zusätzlich generierte Abgasmasse der Abgasturbolader positiv beeinflusst wird. Es kann so im Vergleich zum Betrieb ohne EAV ein schnelleres Hochlaufen der Abgasturbolader realisiert werden. Ein direktes Zuordnen des Betriebsbereiches des elektrischen Verdichters einem stationären Last-Drehzahlkennfeld ist aus diesem Grund nicht möglich.

Mittels der Ansteuerung der Bypassklappe und Aktivierung des elektrisch angetriebenen Verdichters kann in weniger als 250 ms Ladedruck zur Verfügung gestellt werden. So kann das sogenannte Turboloch bei niedrigen Drehzahlen spürbar reduziert werden. Es resultiert daraus ein saugmotorähnliches Verhalten beziehungsweise ein höherer Aufladegrad bei gleichem Ansprechverhalten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Zuschaltung erfolgt über verschiedene Dynamikkriterien wie zum Beispiel Sollfüllungsgradient und Fahrpedal. Die Abschaltung wird eingeleitet, wenn die beiden konventionellen Abgasturbolader ohne den EAV den identischen Aufladegrad darstellen.

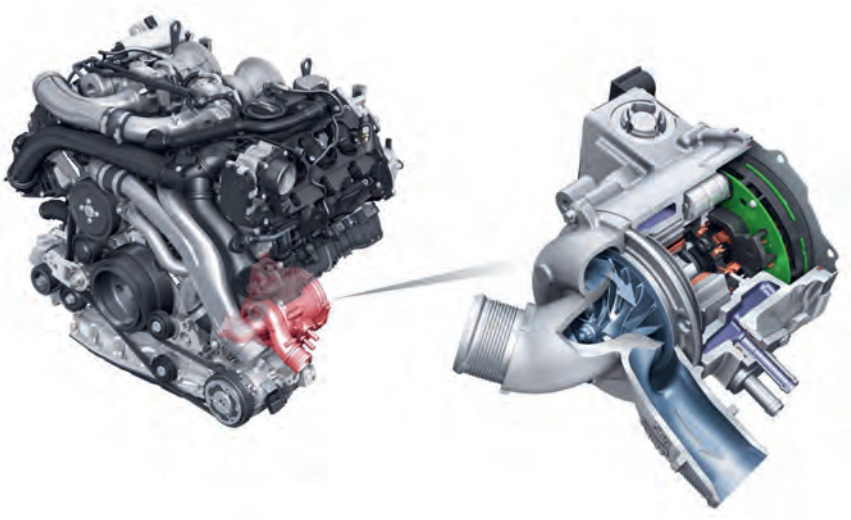


Abbildung 19: Detaildarstellung EAV

Durch den schnelleren Drehmomentaufbau bei aktivem EAV besteht ein Vorteil während der gesamten Beschleunigungsphase. Die Anfahrperformance des Fahrzeuges mit dem neuen 2.9l-V6-TFSI ist vergleichbar mit einem 4.0l-V8-TFSI mit gleicher Leistung. Der 2.9l mit EAV zeigt ein unerreichtes Ansprechverhalten und Anfahrperformance.

Bei zu geringer Bordnetzspannung sowie zu hoher Bauteiltemperaturen am EAV erfolgt eine Sicherheitsabschaltung mit gleichmäßigem Zurücknehmen der Boostrate.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.3 Antriebseigenschaften 2.9l-V6-TFSI mit EAV

Der EAV und die zur Hybridisierung notwendigen Komponenten führen zu einer Erhöhung des Gesamtgewichtes um ca. 10 kg auf 193 kg, wobei allein 4 kg auf den elektrisch angetriebenen Zusatzverdichter entfallen, welcher nach DIN GZ kein Umfang des Motor-Gesamtgewichtes darstellt. In der Gesamtbetrachtung wird dennoch klar deutlich, dass selbst inklusive des zusätzlichen Gewichts durch den elektrischen Verdichter das Gewicht beispielsweise im Vergleich zu einem 4.0l-V8-TFSI (219 kg) um fast 26 kg reduziert werden kann.

Die Abbildung 20 zeigt den Vergleich des stationären Leistungs- und Drehmomentverlaufes des 2.9l-V6-TFSI mit dem des sehr performanten V8-TFSI des A8 der letzten Generation. Hier offenbaren sich erwartungsgemäß die Low-End-Torque Vorteile des V8-TFSI.

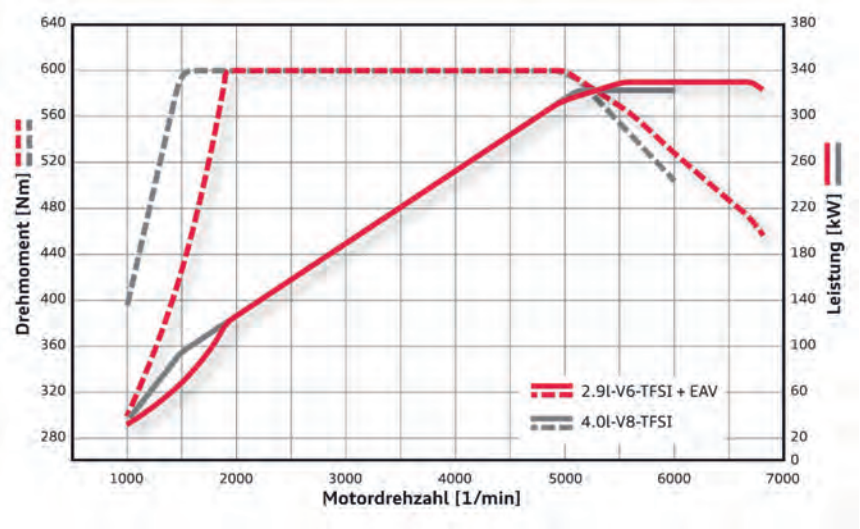


Abbildung 20: Leistung / Drehmoment – Vergleich 4.0l-V8-TFSI / 2.9l-V6-TFSI

Die Betrachtung des stationären Verhaltens spiegelt das reale Fahrerlebnis des 2.9l-V6-TFSI mit EAV aber natürlich nicht wieder.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um das kundenrelevante Anfahrverhalten zu objektivieren, wird bei Audi das sogenannte „2,5 Sekunden Kriterium“ angewendet. Dabei wird die maximale Wegstrecke ermittelt, die ein Fahrzeug innerhalb von 2,5 Sekunden in einer kundentypischen Volllast-Abfahrt (ohne launch control) aus dem Stand zurücklegt.

Abbildung 21 zeigt das Ergebnis eines Vergleiches des 2,5 Sekunden Kriteriums von vier verschiedenen Antriebskonzepten referenziert auf einen Fahrzeugtyp.

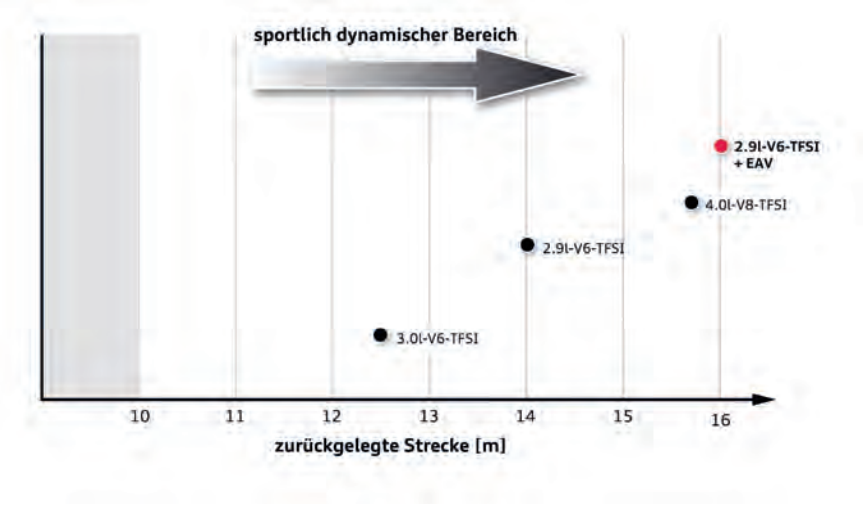


Abbildung 21: Darstellung 2,5 Sekunden-Kriterium

Der Vergleich zeigt die Anfahrstärke des 2.9l im Vergleich zum 3.0l-V6-TFSI Basisaggregat, wie es beispielsweise im neuen Audi S4 zum Einsatz kommt. Trotz Hubraumreduzierung und ohne den EAV erreicht der 2.9l einen Wert von ca. 14m nach 2,5 Sekunden. Stattliche 1,5m mehr als das Basisaggregat.

Besonders bemerkenswert ist der sichtbare Unterschied durch Einsatz des EAV. Allein dieses Bauteil führt zu einem Sprintvorteil von ca. 2 Metern in den ersten 2,5 Sekunden. Der 2.9l-V6-TFSI mit EAV hat sogar im Vergleich zum 4.0l-V8-TFSI (MJ 2015) in den ersten 2,5 Sekunden leichte Vorteile.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenfassung

Mit dem neuen 2.9l-V6-TFSI - Motor mit Biturboaufladung im neuen RS 5 bringt Audi das bislang stärkste und emotionalste V6 Aggregat der neuen V6-Ottomotorenfamilie in Serie. Mit 331 kW und 600Nm ermöglicht das Aggregat exzellente Fahrleistungen bei gleichzeitig sehr niedrigem Kraftstoffverbrauch. Somit wird die erfolgreiche Geschichte der neuen V6-TFSI fortgesetzt, welche mit der Einführung Mitte 2016 mit dem 3.0l-V6-TFSI begann.

Der modulare Aufbau der gesamten V6-Ottomotorenfamilie bildet die Grundlage für eine flexible Kombination von verschiedenen Technikbausteinen, welche einen weltweiten Einsatz in sämtlichen Fahrzeugklassen mit Längseinbau in einem Leistungsband von 210 kW bis 331 kW ermöglicht. Dabei lassen sich alle verschiedenen Varianten des Aggregates wirtschaftlich äußerst effizient auf einer Linie produzieren.

Der 2.9l-V6-TFSI ist perfekt vorbereitet für eine Erweiterung um zwei wichtige Technologiebausteine: Den elektrisch angetriebenen Verdichter und einen 48V-Riemenstartergenerator, zur Realisierung einer Hybridisierung.

So aufgerüstet kombiniert der 2.9l-V6-TFSI Fahrleistungen der V8T-Liga mit einem äußerst geringen Kraftstoffverbrauch und das bei einem deutlich reduzierten Motorgewicht und Packagebedarf.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Wolfgang Demmelbauer-Ebner, Dr. Jörg Theobald, Dipl.-Ing. Jörg Worm,
Dr. Pierre Scheller, Volkswagen AG, Wolfsburg



Der neue 1,5l EA211 TGI evo – Volkswagen gibt e-gas
The new 1.5l EA211 TGI evo – Volkswagen steps on the e-gas

Kurzfassung

Mit e-gas (erneuerbarem CNG) betriebene Ottomotoren stellen einen wesentlichen Baustein des Antriebsportfolios für eine nachhaltige, CO_2-neutrale Mobilität dar. Damit sind mit gasförmigen Kraftstoffen betriebene Fahrzeuge als ideale Ergänzung zur Elektromobilität zu sehen. Volkswagen hat bereits 2017 in enger Abstimmung mit Versorgern, Netz- sowie Tankstellenbetreibern eine Offensive gestartet, welche sich zum Ziel gesetzt hat, das bestehende Tankstellennetz in Deutschland bis 2025 auf 2.000 Tankstellen zu erweitern sowie eine Million CNG-betriebene Fahrzeuge auf Deutschlands Straßen zu bringen.

Für eine erfolgreiche Umsetzung dieser Offensive ist ein breites Angebot an CNG-Fahrzeugen entscheidend. Nur so kann den vielfältigen Anforderungen unserer Kunden entsprochen werden. Maßgebender Bestandteil ist hier ein attraktives Antriebsportfolio. Volkswagen stellt nun den neuen 1,5l EA211 TGI evo vor, der bereits durch die technischen Gene des 1,5l EA211 TSI evo in idealer Weise auf den bivalenten Betrieb mit flüssigem und gasförmigem Kraftstoff vorbereitet ist. Hier ist neben einer hohen Verdichtung vor allem das effiziente TSI-Miller-Brennverfahren in Kombination mit der VTG-Aufladung zu nennen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

CNG-Offensive

Auf dem Wiener Motorensymposium 2017 rief Matthias Müller, der Vorstandsvorsitzende der VOLKSWAGEN AG, die „CNG-Offensive“ ins Leben. In diesem breiten Bündnis mit dem Ziel sofort wirksamer CO_2-Reduzierung hat der Volkswagen Konzern einen Industriekreis aus Vertretern der Energiewirtschaft sowie den Betreibern von Gasnetz- und Tankstelleninfrastruktur gebildet.

Neben einem allgemeinen Bekenntnis zur CNG-Mobilität hat jeder Partner konkrete Aufgaben übernommen. Da die Nutzung des Kraftstoffs technisch ausgereift ist, betreffen diese Aufgaben vor allem den Ausbau der Tankstelleninfrastruktur sowie die Erweiterung des Fahrzeugangebots.

Mit dem Volkswagen Polo und dem Seat Ibiza hat der Volkswagen Konzern sein CNG-Portfolio bereits Ende 2017 um zwei weitere Modelle im Volumensegment ergänzt. In der Folgezeit wird der Konzern sein Angebot dynamischer und gleichzeitig ökonomischer CNG-Antriebe kontinuierlich ergänzen. Darüber hinaus hat der Volkswagen Konzern zugesagt, Kunden beim Kauf eines Fahrzeugs mit CNG-Antrieb zusätzlich zur Umweltprämie einen CNG-Sonderbonus von bis zu 2.000 Euro zu gewähren.

Erste Erfolge der Offensive sind bereits erkennbar: So stiegen die Bestelleingänge und Zulassungszahlen für CNG-Fahrzeuge des Volkswagen Konzerns seit August 2017 überdurchschnittlich.

e-Fuels

Der Volkswagen Konzern erwartet, dass CNG als Kraftstoff zukünftig an Bedeutung gewinnen wird. Zum einen wird Erdgas aus fossilen Quellen einen erheblichen Anteil der globalen Energieversorgung übernehmen: Die Internationale Energieagentur IEA prognostiziert in einem Szenario sogar einen Anstieg auf bis zu 25% bis 2040 [1]. Zum anderen befördern Aktivitäten wie die genannte CNG-Offensive die Wahrnehmung von CNG als alternativen Kraftstoff. So ist es das erklärte Ziel des Industriekreises, die Anzahl der CNG-Tankstellen in Deutschland auf 2.000 im Jahr 2025 zu erhöhen und gleichzeitig die CNG-Fahrzeugflotte auf eine Million zu verzehnfachen [2]. Andererseits eröffnen synthetische gasförmige Kraftstoffe neue Chancen.

Konventionelle CNG-Kraftstoffe auf Basis von fossilem Erdgas bieten schon aufgrund ihrer chemischen Eigenschaften ein sehr großes Potenzial zur Reduktion von CO_2-Emissionen (Abb. 2). Ein zusätzliches, erhebliches CO_2-Senkungspotenzial der CNG-Mobilität eröffnen die so genannten e-Fuels.

e-Fuels sind synthetische Kraftstoffe, die mittels Strom aus Wasser und Kohlendioxid hergestellt werden. Da der Strom dabei aus regenerativen Quellen stammt – zum Beispiel aus Windkraftanlagen – sind e-Fuels per Definition regenerative Kraftstoffe. Sie sind entweder flüssig oder gasförmig. In ihrer gasförmigen Variante eignen sie sich als Kraftstoff eines CNG-Fahrzeugs. Die Methanisierung über das Zwischenprodukt synthetischer Wasserstoff (Abb. 1) zu sogenanntem e-Gas ist bereits im industriellen Maßstab erprobt, wie die Pilotanlage der Audi AG im norddeutschen Werlte belegt [4].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

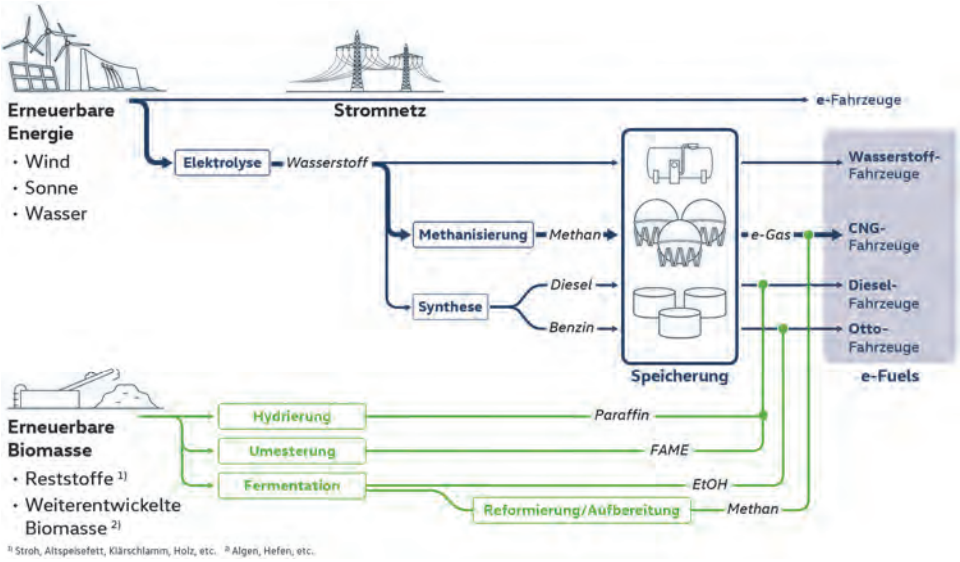


Abb. 1. Herstell-, Speicher- und Nutzungspfade von e-Fuels

Einen zweiten Pfad zu den e-Fuels eröffnen die Biokraftstoffe der zweiten Generation. Sie werden aus biogenen Reststoffen wie Stroh oder Klärschlamm hergestellt, stehen also nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion. Bei der Erzeugung dieses Biomethans entsteht in etwa dieselbe Menge CO_2 wie bei der Förderung und Bereitstellung von fossilem Benzin. Allerdings entspricht die im späteren Verbrennungsprozess freigesetzte Menge CO_2 exakt der Menge, welche die Biomasse zuvor der Atmosphäre entzogen hat – es entsteht ein nahezu geschlossener CO_2-Kreislauf. In der ganzheitlichen Well-to-Wheel Betrachtung zeichnen sich biogene Kraftstoffe daher durch ihre sehr niedrige CO_2-Bilanz aus (Abb. 2).

Aufgrund seiner identischen Kraftstoffeigenschaften kann e-Gas dem fossilen CNG in beliebiger Menge zugefügt werden. Es senkt damit die CO_2-Bilanz der Mobilität in der Gesamtbetrachtung noch einmal deutlich.

Die mit Methan betriebenen CNG-Antriebe bieten damit die Chance, einen schrittweisen Übergang von fossilen zu regenerativen Kraftstoffen zu gestalten. Je nach Angebot und Bedarf kann der Kraftstoff bis zu 100 % regenerativ sein. Damit lässt sich die reale CO_2-Bilanz des verbrennungsmotorischen Antriebs fast vollständig regenerativ gestalten. Er kommt damit „auf Augenhöhe“ mit batterieelektrischen Antrieben, die mit regenerativem Strom betrieben werden.

Erweitert man den Bilanzrahmen und bezieht in einer Cradle-to-Wheel Betrachtung auch die herstellungsbedingten CO_2-Emissionen eines Fahrzeugs mit ein, so sind mit e-Gas betriebene Fahrzeuge auf dem Niveau batterieelektrischer Fahrzeuge - selbst wenn diese zu 100 % mit regenerativem Strom betrieben werden [5].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

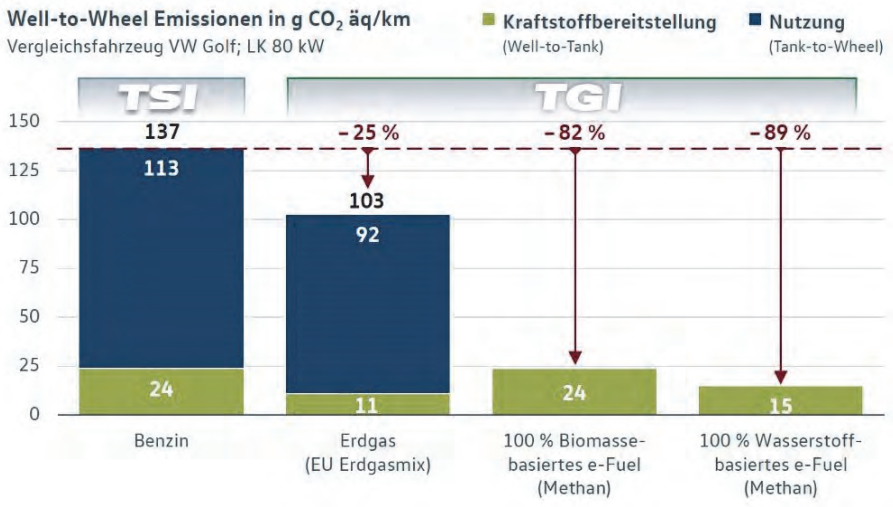


Abb. 2. Well-to-Wheel-Emissionen verschiedener Kraftstoffe und Antriebskonzepte

Ein weiterer Vorteil: e-Fuels lassen sich besonders gut in bereits heute verfügbaren Infrastrukturen speichern. Daher können sie den aktuellen Anstrengungen zum Klimaschutz neuen Antrieb verschaffen. Denn: Die politisch beschlossene Energiewende und der mit ihr einhergehende Umstieg auf regenerative Energien wird bei konsequentem Ausbau entsprechender Anlagen auf lange Sicht sehr große Mengen Überschussstrom produzieren. Diese Energiemengen können mit absehbar verfügbaren Technologien jedoch nicht zwischengespeichert werden. Hier bieten e-Fuels also Potenziale, den Überschussstrom sinnvoll zu nutzen. Damit sind e-Fuels bestens als Partner einer erfolgreichen Energiewende geeignet.

Die Förderung der CNG-Mobilität mit e-Fuels ist daher aus mehreren Gründen sinnvoll:

- Im Rahmen zunehmend verschärfter CO_2-Vorgaben durch die Gesetzgeber sind verschiedene Wege zur realen Reduktion gefordert – bei ganzheitlicher Betrachtung bieten e-Fuels hier ein großes Potenzial.
- Aus ökologischer Sicht sind e-Fuels sinnvoll, da sie insbesondere unabhängig von der Nahrungsmittelproduktion sind.
- Auch die ökonomische Betrachtung zeigt Vorteile: Mit preiswerten Fahrzeugen können e-Fuels bezahlbare Mobilität für viele Kunden ermöglichen.
- Unsere Kunden erleben zudem hohe Fahrzeugreichweiten und müssen dabei nicht auf umweltschonende Mobilität verzichten.

Konsequenterweise baut Volkswagen daher sein Angebot im Bereich der CNG-Antriebe weiter aus.

EA211 TSI evo als Basis

Angesichts der dargestellten technologischen Potenziale zum Klimaschutz durch CNG-Mobilität mit e-Fuels sieht sich Volkswagen in der Verantwortung, sein Produktportfolio an diesen Möglichkeiten auszurichten. Im Bereich der Aggregate präsentiert Volkswagen im Folgenden einen Antrieb für die Golf-Klasse, der das Angebot moderner CNG-Antriebe komplettiert und sich durch sehr hohe Wirkungsgrade bei sehr niedrigem Verbrauch auszeichnet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

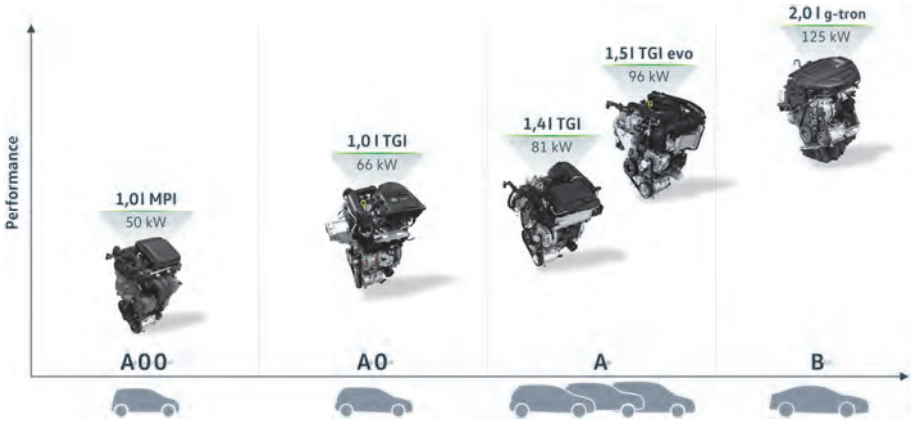


Abb. 3. CNG-Motoren im Volkswagen Konzern

Mit dem 2016 auf dem Wiener Motorensymposium vorgestellten Aggregat 1,5l TSI evo hat Volkswagen erstmals das TSI-Miller Brennverfahren in einem Großserienaggregat umgesetzt [7]. Dessen Einsatz als „TGI-Miller Brennverfahren“ wurde schon bei der Entwicklung des TSI-Aggregats berücksichtigt. Das Miller-Brennverfahren in Kombination mit der VTG-Aufladung ist dabei ideal für bivalente Antriebe geeignet. Es gewährleistet in Verbindung mit der Nockenwellenverstellung einen wirkungsgradoptimalen Betrieb sowohl mit CNG als auch mit Benzin.

Der 1,5l TGI evo wird die Basis bilden für die weitere Entwicklung, bei der Volkswagen klimaschonende CNG-Mobilität mit e-Fuels in einem weiter vergrößerten Modellportfolio anbieten wird. Damit ist dieses Aggregat ein entscheidender Beitrag von Volkswagen, die ehrgeizigen Visionen der CNG-Offensive Wirklichkeit werden zu lassen.



Abb. 4. CNG-Modelle im Volkswagen-Konzern

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Der TSI evo-Modulbaukasten

Mit seinen direkteinspritzenden, Turbo-aufgeladenen Benzinmotoren hat Volkswagen seit 2005 immer wieder neue Meilensteine in der Antriebsentwicklung gesetzt. Nach den Anfängen auf Basis der Baureihe EA 111 wurde 2012 eine grundlegend neue Baureihe in Serie gebracht: der EA211 mit Vierventiltechnik, Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse und einem im Zylinderkopf integriertem Abgaskrümmer. 2016 wurde seine konsequente Weiterentwicklung, der EA211 evo, auf dem Wiener Motorensymposium vorgestellt [7]. Er zeichnet sich insbesondere durch seine besonders wirtschaftliche Variante aus, die mit einem Brennverfahren auf Basis des Miller-Zyklus, dem „TSI-Miller Brennverfahren“ verbunden mit einer VTG-Aufladung, arbeitet. Mit diesem Aggregat hat Volkswagen einen wettbewerbsüberlegenen und zukunftsfähigen Ottomotor im Markt.

Seine wichtigsten Bausteine sind:

- TSI-Miller Brennverfahren mit einem hohen Verdichtungsverhältnis von 12,5:1 in der 96 kW-Ausführung.
- Turbolader mit elektrisch verstellbarer variabler Turbinengeometrie (VTG) in der 96 kW-Ausführung.
- Common-Rail-Einspritzanlage mit bis zu 350 bar Druck.
- Neu konzipierte Füllungssteuerung über die verstellbare Einlassnockenwelle.
- Innovatives Thermomanagement für rasches Erwärmen und bedarfsgerechtes Kühlen des Motors.

Darüber hinaus bildet das 96 kW-Aggregat die Basis einer langfristigen Strategie. Sie sieht vor, das TSI-Miller Brennverfahren von Volkswagen zukünftig sowohl in höheren Leistungsklassen als auch in kleineren Hubräumen einzusetzen.

In der CNG-Entwicklung schöpft Volkswagen aus langjähriger Erfahrung. Bereits mit der Motorenbaureihe EA111 wurden CNG-Modelle mit Turboaufladung als „TSI EcoFuel“ angeboten. Auf Basis des EA211 entstand der 1,4l TGI-Motor, der 2013 im Golf eingeführt wurde. Diese weitreichenden Erkenntnisse sind in die Entwicklung des TSI evo-Modulbaukastens eingeflossen.

Schon das Basistriebwerk EA211 evo hält die grundsätzliche Eignung für den Betrieb mit CNG vor. Wichtige Faktoren sind hier der maximal zulässige Zylinderspitzendruck von 130 bar, das innovative Thermomanagement und im Besonderen die Aufladung mit einem VTG-Turbolader. Sie ermöglicht eine Steigerung des Wirkungsgrades im CNG-Betrieb. Denn dank der Klopffestigkeit des Kraftstoffs Methan von ca. 130 ROZ kann die Kombination aus dem TSI-Miller Brennverfahren mit seiner hohen Verdichtung und der VTG-Aufladung ihr Potenzial voll ausspielen. Der neue Motor EA211 TGI evo ist bivalent ausgelegt, also auch für den Betrieb mit Benzin.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

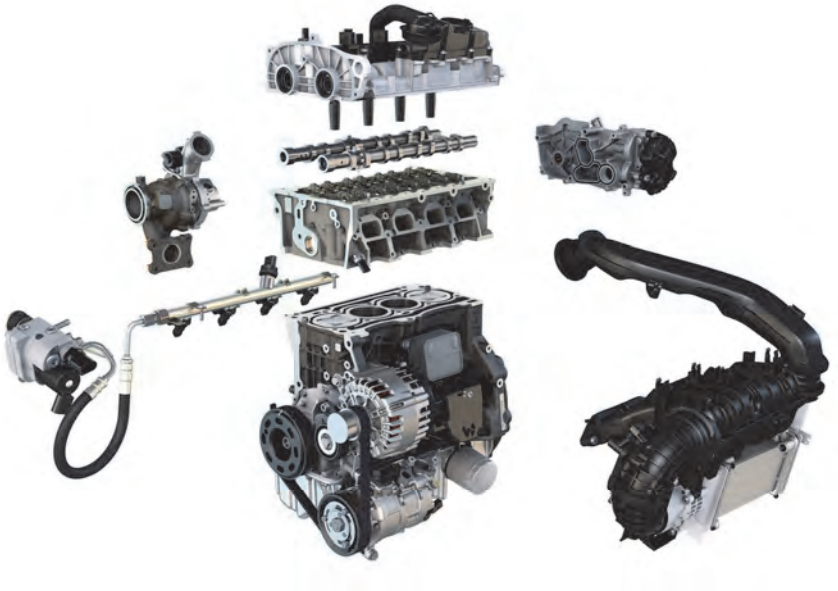


Abb. 5. Technikbausteine des TGI evo

3. Der neue 1,5l EA211 TGI evo

Der 1,5l TSI evo bot in seiner grundlegenden Konstruktion eine gute Ausgangsbasis für das Aggregat in einer CNG-Variante. So mussten bei der Entwicklung des 1,5l TGI evo nur wenige Module hinzugefügt bzw. angepasst werden. Die entscheidende Aufgabe bestand darin, die Potentiale des Kraftstoffes CNG mit Hilfe der technologischen Basis des TSI evo bestmöglich zu nutzen. Im Mittelpunkt stand die Erreichung höchstmöglicher Motorwirkungsgrade bzw. geringster Verbräuche bei gleichzeitig hervorragendem Ansprechverhalten und Leistungsentfaltung.

3.1 Brennverfahren und Aufladung

Das Volkswagen TSI-Miller Brennverfahren, das im Grundsatz auch beim 1,5l TGI evo Anwendung findet, ruht auf vier Grundpfeilern:

- Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,5:1 zur Steigerung des Wirkungsgrads im kundenrelevanten Betrieb.
- Reduzierung der Kompressionsendtemperatur durch frühes Einlassschließen (FES) und einer damit einhergehenden Expansionskühlung im Ansaugtakt.
- Optimierung der Ladungsbewegung für den Einsatz des Brennverfahrens mit FES und für einen schnellen Flammenfortschritt zur Reduzierung der Klopfneigung im Bereich des Low-End-Torque.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Erstmaliger Einsatz einer VTG-Aufladung in der Großserie zur Erzielung hoher Aufladegrade zur Kompensation der Füllungsverluste des FES-Verfahrens – und das bei höchsten Gesamtwirkungsgraden aus Aufladung und Brennverfahren.

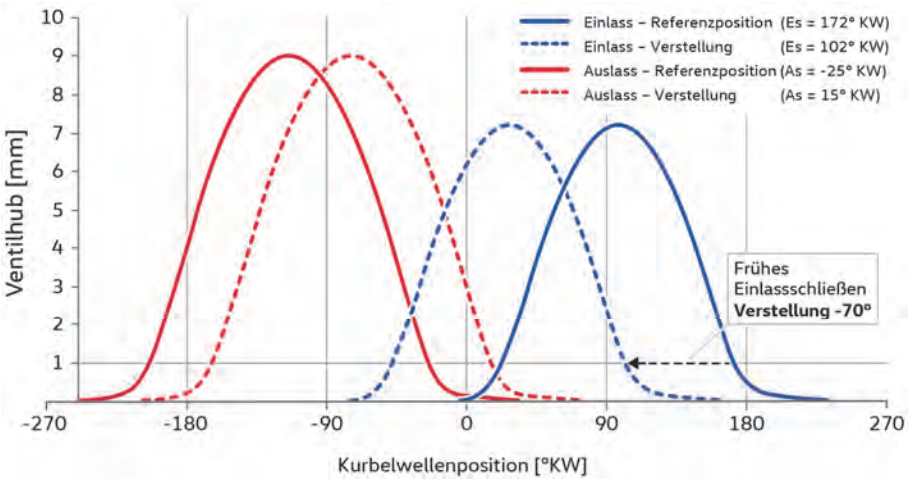


Abb. 6. Steuerzeiten des 1,5l TGI evo

Das neue Brennverfahren zeigt auch beim 1,5l TGI evo – beim Betrieb mit CNG – entscheidende Vorteile. Die niedrige Temperatur der Ladung, die das Ergebnis aus dem frühen Einlassschließen und der effizienten Ladeluftkühlung ist, führt zu einer niedrigen Verdichtungsendtemperatur im Zylinder. Diese wiederum resultiert – gemeinsam mit der optimierten Brennraumkühlung und der Auslegung des Motors auf 130 bar Spitzendruck – in wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlagen. Dies senkt die Abgastemperatur, wozu auch das günstige Expansionsverhältnis (resultierend aus FES und hoher Verdichtung von 12,5:1) und der in den Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmer beitragen. Der 1,5l TGI evo wird damit, wie bei CNG-Motoren allgemein üblich, im gesamten Kennfeld mit einem Luftverhältnis von λ=1 betrieben. Die maximale Abgastemperatur beträgt nur 880° C.

Der Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG), dessen Einsatz durch die niedrige Abgastemperatur möglich wird, spielt im TGI-Miller Brennverfahren zusammen mit der Füllungsregelung über die verstellbare Einlassnockenwelle eine wichtige Rolle. Über einen weiten Drehzahlbereich bis zur Nenndrehzahl ermöglicht er ein positives Spülgefälle und eine reduzierte Ladungswechselarbeit. In der Teillast erschließt die Entdrosselung, die das Brennverfahren mit sich bringt, ein signifikantes CO_2-Potenzial. Bei niedriger Drehzahl und hoher Last (LET-Bereich, Low-end-torque) erzielt es ebenfalls Vorteile, weil die relativ geringe Klopfneigung des Kraftstoffs CNG einen sehr hohen Abgasgegendruck erlaubt. Mit ihm lässt sich ausreichend Turbinenleistung aufbauen, um den durch die äußere Gemischbildung (MPI-Verfahren) entstehenden Füllungsnachteil auszugleichen.

Der geringe Verbrauch des 1,5l EA211 TGI evo ergibt sich also aus zwei wesentlichen Effekten des TGI-Miller Brennverfahrens: den verringerten Kompressionsverlusten und der reduzierten Ladungswechselarbeit.

Abb. 7 zeigt die Verbesserung des Motorwirkungsgrades gegenüber dem 1,4l TGI in weiten Kennfeldbereichen, besonders im Teillast und LET-Bereich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

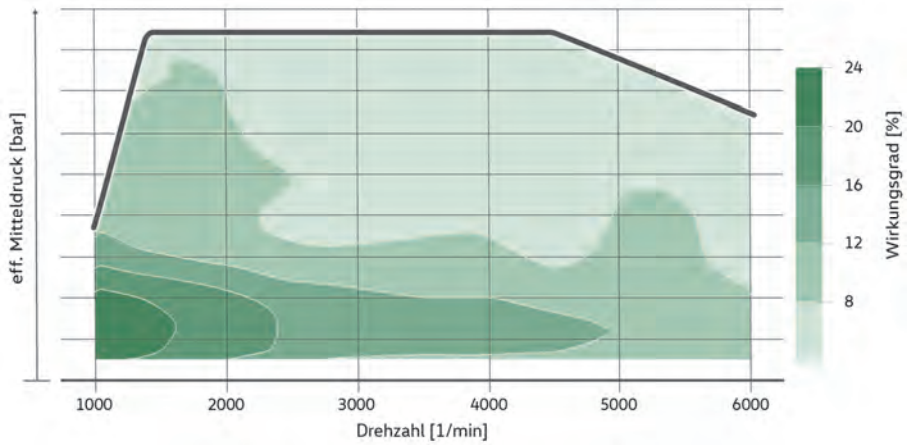


Abb. 7. Relativer Wirkungsgradvorteil 1,5l TGI evo (96 kW) vs. 1,4l TGI (81 kW)

Die Stärke des TGI-Miller Brennverfahrens zeigt sich in den Volllast- und Dynamik-Werten, die Abb. 8 darstellt. Schon bei 1.400 1/min stehen 200 Nm Drehmoment bereit, die Leistung beträgt 96 kW bei 5.000 1/min. Der CNG-Motor erzielt beim Betrieb mit Gas identische Werte wie sein TSI-Pendant, der Kunde erlebt keinerlei Einschränkungen in der Fahrbarkeit.

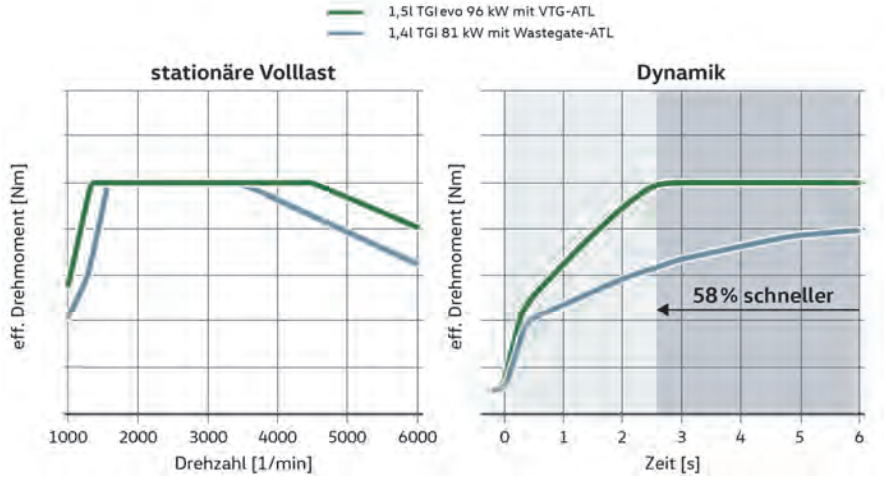


Abb. 8. Volllast und Lastsprung bei 1.500 1/min: 1,5l TGI evo vs. 1,4l TGI

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.2 Abgassystem

Das Abgassystem des 1,5l TGI evo ist für den CNG-Betrieb optimiert. Eine zentrale Herausforderung stellte dabei das emissionsoptimale Katalysatorheizen dar, wie es Volkswagen erstmals beim 1,0l TGI mit drei Zylindern eingesetzt hat [3]. Da jedoch beim Vierzylindermotor mit Miller-Brennverfahren die Abgastemperaturen niedriger liegen, musste das Verfahren weiterentwickelt werden. Abb. 9 zeigt die in weiten Kennfeldbereichen deutlich reduzierten Temperaturwerte gegenüber dem 1,4l TGI. Besonders die großen Unterschiede im Bereich niedriger Lasten stellen für die Betriebsbereitschaft des Katalysators eine zusätzliche Herausforderung dar.

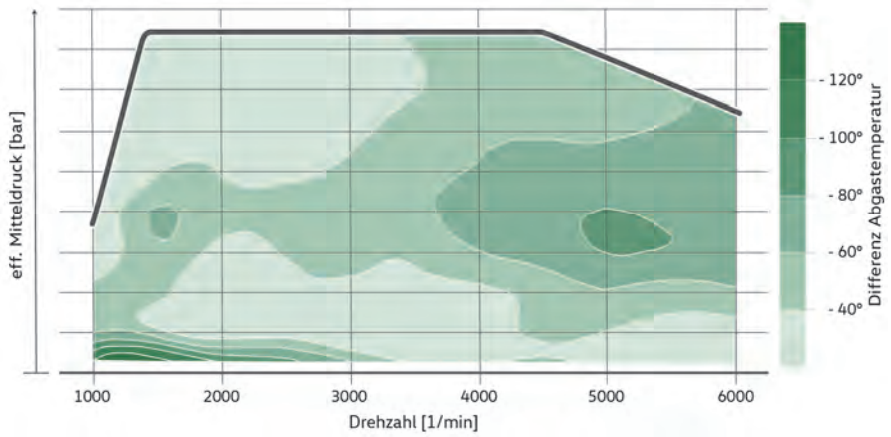


Abb. 9. Differenz der Abgastemperaturen vor Katalysator: 1,5l TGI evo (96 kW) vs. 1,4l TGI (81 kW)

Lambda-Split-Verfahren

Aufgrund seiner Reaktionseigenschaften benötigt Methan hohe Temperaturen, um im Katalysator konvertiert zu werden. Um in der Warmlaufphase die für die Konvertierungsrate entscheidende Schwelle von 500 ˚C möglichst rasch zu überschreiten, wurde das sog. Lambda-Split-Verfahren konzipiert. Hier werden je zwei Zylinder mit unterstöchiometrischem (bis zu λ=0,85) und überstöchiometrischem (bis zu λ=1,15) Gemisch befeuert. Dadurch lässt sich die Phase des konventionellen Katalysator-Heizens per Zündwinkel-Spätverstellung signifikant verkürzen, was zu erheblichen Vorteilen bei Verbrauch und Schadstoffausstoß führt. Diese Funktion wird beim TGI evo in weiteren Bereichen als bei anderen CNG-Aggregaten aktiviert.

Die grundsätzliche Funktion wurde vom 1,0l TGI übernommen [3] und auf den 1,5l TGI evo angepasst.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.3 Triebwerk

Der Modulbaukasten hielt die Anpassungen der CNG-spezifischen Bauteile für den 1,5l TGI evo vor. Lediglich der Zylinderkopf erhielt eine Weiterentwicklung, die später auch in Benzin-Varianten des TSI evo-Baukastens zum Einsatz kommen wird.



Abb. 10. CNG-spezifische Bauteile und Module

Zylinderkopf

Beim 1,5 l TGI evo wurde der Zylinderkopf im Vergleich zum 1,5l TSI evo weiterentwickelt. Grundlegend überarbeitet wurde der neu gestaltete, strömungsoptimierte Wassermantel, der zur Reduzierung der Druckverluste im Kühlsystem beiträgt. Die verringerte Wandstärke des Brennraums und die verbesserte Anströmung des Brennraumdachs führen zusätzlich zur sehr schnellen Wärmeabfuhr aus dem Zylinderkopf. Die Einlassnockenwelle wird weiterhin durch einen schnellen hydraulischen Nockenwellensteller mit einem zentralen Stellventil verstellt. Seine hohe Geschwindigkeit unterstützt die Dynamik der Füllungssteuerung.

Es ist geplant, den auch für hohe Leistungen im Benzinbetrieb geeigneten Zylinderkopf in den TSI evo Modulbaukasten zu übernehmen und in weiteren Aggregaten einzusetzen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Integriertes Ventiltriebsmodul

Der neue CNG-Motor ist das erste der „evo“-Aggregate, das über ein integriertes Ventiltriebsmodul (iVM) verfügt (Abb. 11). Bei der Fertigung wird die Nockenwelle in der einteiligen Aluminium-Zylinderkopfhaube aus Nocken und Rohr gefügt. Die Nocken werden bei der Montage erwärmt und mit einer präzisen Vorrichtung in der Haube positioniert. Anschließend wird die mittels flüssigem Stickstoff unterkühlte Welle hindurchgeschoben. Nach dem Temperaturausgleich ergibt sich ein sicherer Presssitz der Nocken auf der Welle.

Vor dem Fügevorgang werden Kugellager in die ZKH eingepresst. Damit wird das hochbelastete erste Nockenwellenlager als Wälzlager mit minimaler Reibung ausgeführt, die Wellen werden dadurch axial geführt. Bei den übrigen Nockenwellenlagern handelt es sich um hydrodynamische Gleitlager.

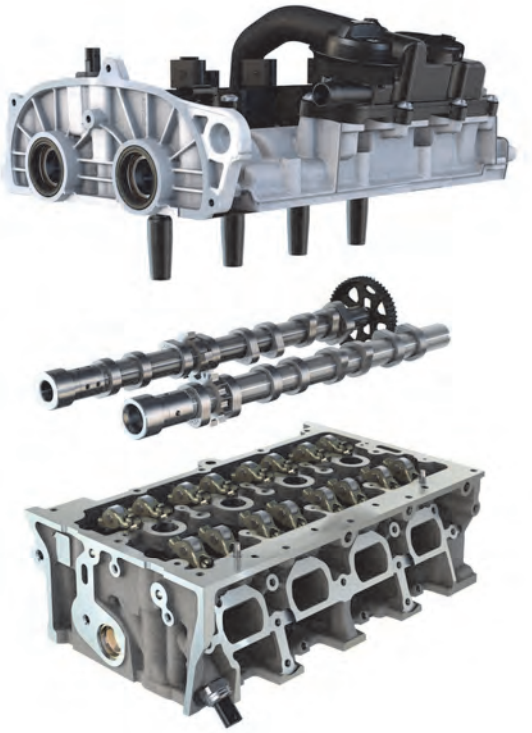


Abb. 11. Zylinderkopf und integriertes Ventiltriebsmodul

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Präzise Steuerzeiten

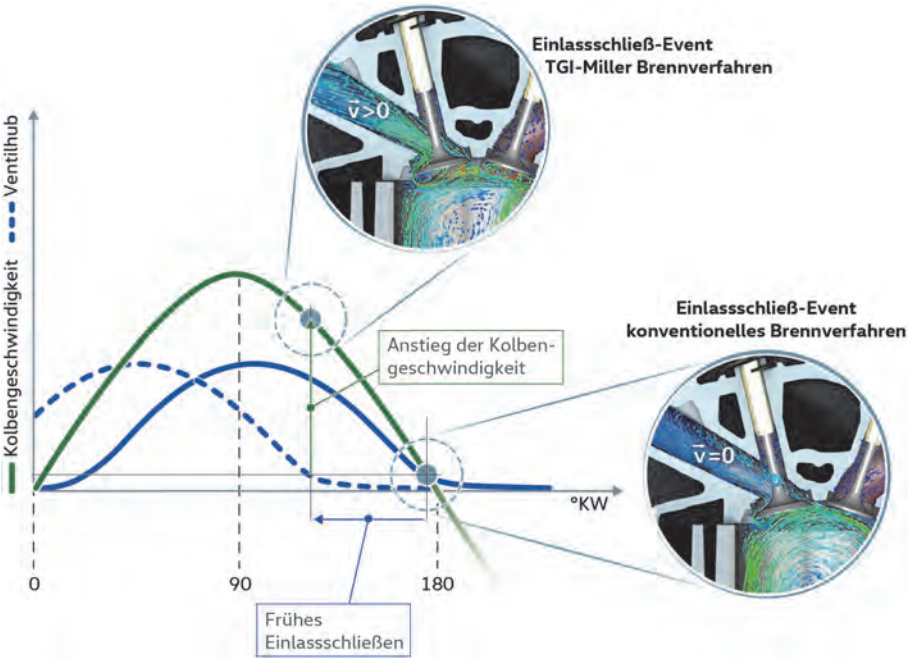


Abb. 12. Strömungsgeschwindigkeiten am Einlassventil bei verschiedenen Zeitpunkten des Einlassschließ-Events (schematisch)

Die Berechnung bzw. Kenntnis der aktuellen Zylinderfüllung ist eine entscheidende Grundfunktion im Rahmen der Motorsteuerung. Beim Schließen der Einlassventile wirken sich bereits geringe Abweichungen erheblich auf den Füllungsgrad aus, denn durch das frühe Schließen der Einlassventile ist die Strömungsgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Schließ-Events hoch (Abb. 12). Daher spielt die Toleranzkette zwischen Kolben- und Ventilstellung eine entscheidende Rolle für die Qualität der Füllungssteuerung. Sie führt über zahlreiche Passungen und Toleranzen zu einer Gesamttoleranz, die mit einem geeigneten Verfahren ermittelt und kompensiert wird.

Um die Steuerzeiten exakt ermitteln und einhalten zu können, werden bei der Produktion des Ventiltriebsmoduls Abweichungen der Nockenwinkel sowie Abweichungen der Signale der Einlass- und Auslassnockenwellensensoren zur tatsächlichen Position der Nockenwellen erfasst und in Form eines Data Matrix Codes (DMC) per Laser in die Zylinderkopfhaube eingebrannt.

In der nachfolgenden Motormontage wird zusätzlich die Abweichung des Kurbelwellensensors erfasst und auf dem Zahnriemenschutz hinterlegt. Diese Offsetwerte werden später im Motorsteuergerät eingelesen und im Motorbetrieb zur Füllungsberechnung und Adaption der Nockenwellen genutzt. Mit Hilfe dieses für den 1,5l TSI evo entwickelten [6] und für den 1,5l TGI evo weiterentwickelten Verfahrens ist es gelungen, die Position der Nockenwellen auf bis zu 0,15 °NW genau zu erfassen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusätzlich werden die zulässigen Toleranzen der Steuerzeiten im Motorbetrieb durch ein neues Einstellverfahren reduziert. Es ermöglicht, eventuelle Abweichungen während des Motorbetriebs laufend zu adaptieren. Durch den steten Abgleich zum Soll-Wert sind maximal präzise Steuerzeiten für das TGI Miller-Brennverfahrens über die gesamte Laufzeit des Motors gewährleistet.

Der EA211 1,5l TGI evo wird von einem Steuergerät der neuen Generation von Bosch gemanagt. Es arbeitet mit einem Mehrkernprozessor und einem auf mehr als 4 GB vergrößerten Flashspeicher und gleicht mit Ausnahme angepasster Endstufen dem des TSI evo. Bei der Software wurden zentrale thermodynamische Grundfunktionen durch bedarfsorientierte Eigencodemodule umgesetzt. Das Steuergerät zeichnet sich durch eine hohe Integration aller Funktionen aus, zu denen auch das Management des elektronischen Gasdruckreglers gehört.

3.4 Konstruktive Anpassungen

Die hohe Klopffestigkeit des Kraftstoffs Methan, der die Wahl wirkungsgradoptimierter Zündzeitpunkte erlaubt, führt zu einem hohen Spitzendruck von 130 bar. Die fehlende Verdampfungsenthalpie zieht eine schlechtere Wärmeabfuhr und damit höhere Bauteiltemperaturen nach sich. Mit einer Reihe von Modifikationen wird das TGI evo-Aggregat diesen Anforderungen gerecht.

CNG-Anpassungen

Beim 1,5l TGI evo wurden die Materialien der Ventile, ihrer Führungen und der Sitzringe an die geringe Schmierfähigkeit von CNG angepasst. Mittels Nitrierung wurden die Ventile an die im CNG-Betrieb notwendige höhere Warmhärte der Ventilsitzringe angepasst. Weiterhin wurde die Verschleißfestigkeit der einlassseitigen Ventilführung erhöht.

Die Zylinderkopfdichtung ist aus drei Lagen aufgebaut. Bei den Ein- und Auslassnocken ist die Aufsetzrampe im Bereich der letzten 0,2 Millimeter abgeflacht, um die Ventile langsamer zu schließen und so den Verschleiß zu reduzieren. Aufgrund der geringeren Zündneigung von Methan liefern die Zündspulen eine höhere Zündspannung als beim TSI-Aggregat.

Im Kurbeltrieb wurden die Pleuellagerschalen dem höheren Druckniveau angepasst. Zur weiteren Erhöhung der Verschleißfestigkeit wurde die zweite Ringnut des Kolbens durch einen zusätzlichen Prozessschritt, das Hartanodisieren, für den Betrieb mit CNG optimiert. Ebenso wurden das Gasrail und das Saugrohr auf Basis früherer Projekte für den TGI evo weiterentwickelt und optimiert.

Der Gasdruckregler stammt in seiner Grundkonstruktion und in der Funktion zweistufiger Entspannung vom EA211 1,0l TGI [3], wurde jedoch hinsichtlich des Gasdurchflusses und der Beheizung weiterentwickelt.

4. Fahrzeug

Der Golf TGI BlueMotion, in dem der 1,5l TGI evo erstmals zum Einsatz kommt, ist mit drei zylindrischen Gastanks ausgerüstet. Ein derartiges Package ist in der Fahrzeugarchitektur, dem Modularen Querbaukasten (MQB) bereits vorgesehen. Es führt daher weder zu Änderungen in der Fahrzeugkonfiguration noch zu Einschränkungen in Bezug auf das Package. Die Tanks bieten insgesamt ein Volumen von 114,5 Liter, entsprechend 18,5 Kilogramm CNG (bei 200 bar). Eine Schmelzlotsicherung, ein elektrisches Absperrventil,

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eine Rohrbruchsicherung und ein mechanisches Absperrventil sichern jeden Tank ab. Das Gepäckraumvolumen bleibt weitgehend erhalten, der Benzintank vor der Hinterachse fasst 12 Liter: Der Golf TGI Blue Motion ist quasi-monovalent ausgelegt.



Abb. 13. Antriebssystem des Golf TGI

Fahrleistungen, Kraftstoffverbrauch und Reichweite[1]

Mit CNG erzielt der Golf TGI BlueMotion eine Reichweite von 500 km im NEFZ-Zyklus, durch die Umschaltung auf Benzin kommen weitere 190 km dazu. Seine Leistung beträgt sowohl mit Gas als auch mit Benzin 96 kW (130 PS). Das maximale Drehmoment beträgt 200 Nm zwischen 1.400 und 4.500 1/min. Der Golf TGI BlueMotion beschleunigt in 9,6 s von null auf 100 km/h und erreicht 206 km/h Höchstgeschwindigkeit.

Im CNG-Betrieb beschränkt sich der durchschnittliche Verbrauch bei der Ausstattung mit Siebengang-Doppelkupplungsgetriebe im NEFZ-Zyklus auf 3,4 kg/100 km, was CO_2-Emissionen von 93 g/km entspricht.

[1] Angaben sind Prognosewerte

5. Zusammenfassung

Die im Lastenheft für den EA211 TGI evo formulierten Ziele wurden bei seiner Entwicklung voll erreicht. Bei Leistung, Drehmoment und Drehmomentaufbau erreicht der neue CNG-Motor das Niveau des entsprechenden Benzinaggregats mit 96 kW (130 PS). Die guten Fahrleistungen, der niedrige Verbrauch und die hohe Gesamtreichweite im bivalenten Betrieb bilden ein harmonisches Eigenschaftsspektrum und machen ihn auch für Vielfahrer attraktiv. Das nahezu uneingeschränkte Fahrzeugpackage trägt dazu bei.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In der langfristig angelegten Kraftstoffstrategie des Volkswagen Konzerns, die auf eine drastische Senkung von CO_2-Emissionen in der Well-to-Wheel-Bilanz und auf die Nutzung regenerativer Kraftstoffe abzielt, bilden gasförmige e-Fuels einen entscheidenden Baustein. Der EA211 TGI evo ist in Kürze verfügbar und wird die Basis für attraktive Fahrzeugangebote im A- und B-Segment sein.

Und die nächsten Entwicklungsschritte werden folgen. Monovalente Konzepte bieten finanziell und beim Bauraum Einsparmöglichkeiten – das bietet zusätzliche Potenziale für den CNG-Antrieb. Dafür muss die Kaltstartfähigkeit und der CNG-Betrieb bei sehr tiefen Temperaturen sichergestellt werden, anschließend kann ein Umstieg erfolgen. Mittelfristig ist zu untersuchen, welche Chancen das TGI-Miller Brennverfahren in Verbindung mit der Gas-Direkteinspritzung bietet.

Literatur

[1] https://www.iea.org/weo2017, abgerufen am 12.1.2018

[2] Pressemeldung „Volkswagen Konzern und Industriepartner setzen Erfolgskurs beim Ausbau der CNG-Mobilität fort“ auf http://www.discover-cng.com/wp-content/uploads/2017/11/PM_CNG_Essen_DE.pdf, abgerufen am 12.1.2018

[3] Dr. techn. W. Demmelbauer-Ebner, Dipl.-Ing. C. Helbing, Dr. rer.nat. S. Schlösser-Kranzusch, Dipl.-Ing. J. Worm
Der neue EA211 1,0 l TGI 3-Zylinder Motor von Volkswagen und CNG aus Sicht des OEM
38. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2017

[4] Dr.-Ing. G. Mendl, Dipl.-Ing. R. Mangold, Dipl.-Ing. S. Rosenberger, AUDI AG; Dipl.-Ing. Z. Langa, Dipl.-Ing. B. Czuczor, AUDI HUNGARIA MOTOR Kft.
„Der neue Audi 2.0l g-tron – ein weiterer Schritt für die nachhaltige Mobilität der Zukunft“
38. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2017

[5] Dr. techn. W. Demmelbauer-Ebner, J. Andersen, R. Mangold
CNG als ideale Ergänzung zur E-Traktion auf dem Weg zur CO_2-neutralen Mobilität?
4. Internationaler Motorenkongress, Baden Baden, 2017

[6] Dr. W. Demmelbauer-Ebner, Dr. H. Middendorf, Dr. A. Birkigt, Dipl.-Ing. M. Ganzer, Dr. D. Hagelstein, Dipl.-Ing. K. Persigehl,
EA211 TSI evo – Die neuen 4-Zylinder Ottomotoren von Volkswagen
25. Aachener Fahrzeug- und Motorenkolloquium, Aachen, 2016

[7] Dipl.-Ing. F. Eichler, Dr. techn. W. Demmelbauer-Ebner, Dr. J. Theobald, Dr. B. Stiebels, Dr. H. Hoffmeyer, Dipl.-Ing. M. Kreft
Der neue EA211 TSI evo von Volkswagen
37. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2016

[8] Dipl.-Ing. F. Eichler, Dr.-Ing. R. Szengel, Dipl.-Ing. C. Helbing, Dipl.-Ing. J. Worm
Der neue EA211 1.4l TSI CNG
22. Aachener Fahrzeug- und Motorenkolloquium, Aachen, 2013

[9] Dr.-Ing. H.-J. Neußer, Dr.-Ing. R. Szengel, Dipl.-Ing. U. Kirsch, Dipl.-Ing. J. Worm
Der neue Dreizylinder-Erdgasmotor im Volkswagen eco up!
24. Internationale AVL Konferenz "Motor & Umwelt", Graz, 2012

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Carsten Weber, Dr.-Ing. Ulrich Kramer, Dipl.-Ing. Rainer Friedfeldt,
Dr.-Ing. Helmut Ruhland, Dr.-Ing. Frank Krämer,
Ford-Werke GmbH, Köln

Entwicklung eines speziell für den Betrieb mit Methan ausgelegten Verbrennungsmotors

Development of a New Combustion Engine Dedicated to Methane Operation

1 Zusammenfassung

Dieser Beitrag beschreibt die Entwicklung eines speziell für den Betrieb mit Methan ausgelegten Verbrennungsmotors, bezeichnet als MTDI-Motor. Die Abkürzung steht für Methane Turbo Direct Injection. Als Brennstoffe kommen Erdgas, Bio-Methan oder „Power-to-Gas"-Methan in Frage.



Der Motor basiert auf dem neuen Ford 1,0L GTDI Ecoboost Motor, der der Öffentlichkeit Ende 2017 vorgestellt wurde. Die Grundkonstruktion wurde so überarbeitet, dass die thermodynamischen Eigenschaften von Methan durch sehr hohe zulässige Verbrennungsdrücke maximal ausgenutzt werden können.
Der Motor hat eine maximale Leistung von 110 kW und liefert einen sehr hohen effektiven Mitteldruck (p_{me}) von 30 bar in einem weiten Drehzahlband. Um einerseits dieses hohe spezifische Drehmoment zu erreichen und andererseits Kraftstoff einzusparen, wurde der Motor mit einem Bündel an innovativen Technologien wie folgt ausgerüstet:

- Voll variable, mechanische Betätigung der Einlassventile - zur lastabhängigen Steuerung der Ventilöffnungsdauer zur Wirkungsgradsteigerung im Teillastbetrieb - und der Auslassventile, im Wesentlichen zur Steuerung des Aufladesystems.

- Parallel sequenzielle Registeraufladung zur Darstellung eines hohen spezifischen Drehmomentes in einem weiten Drehzahlband

- Methan Direkteinspritzung, um ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen und ein sehr gutes dynamisches Motorverhalten zu erreichen

Das Gesamtmotorkonzept und die Design-Merkmale der wesentlichen Motorkomponenten werden beschrieben und erste thermodynamische Untersuchungsergebnisse gezeigt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2 Einführung

Der moderne Verbrennungsmotor ist eine hoch entwickelte Maschine, die, nach den Gesetzen der Thermodynamik, chemische Energie in mechanische umwandelt. Dennoch steht er mehr denn je hinsichtlich seiner Umweltverträglichkeit und seiner Nachhaltigkeit unter Druck. Dabei wird in den aktuellen Diskussionen oft die Tatsache nicht berücksichtigt, dass sowohl der Wirkungsgrad, als auch die Emissionen sehr eng in Zusammenhang mit den chemischen Eigenschaften des verwendeten Energieträgers stehen. Für einige Kraftstoffe gilt leider, dass es nicht möglich ist, die Effizienz der damit betriebenen Maschinen und der daraus folgenden Emissionen unabhängig voneinander und gleichzeitig zu optimieren.

Eine sehr interessante und vielversprechende Alternative zu den klassischen, flüssigen Kraftstoffen bietet die Verwendung von Methan als Kraftstoff. Neben Erdgas kann insbesondere Gas, das mittels des relativ neuen Herstellungsverfahrens „Power-to-gas“ gewonnen wird, eine breite Anwendung im Automobilsektor finden. Infolge des sehr günstigen Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnisses von Methan erfolgt eine unmittelbare Reduzierung der CO_2-Emission um mehr als 20% gegenüber Benzinbetrieb, alleine durch die chemische Zusammensetzung. Außerdem kann durch eine sehr effektive Energieumsetzung infolge von prozessgünstigen Verbrennungsschwerpunktlagen eine weitere Wirkungsgradverbesserung erreicht werden /2/, /7-9/.
Alle bisher im Markt angebotenen Gas-Fahrzeuge nutzen ein Derivat vorhandener Benzin-Ottomotoren als Antriebsaggregat. Diese Motoren sind dementsprechend für die mechanischen und thermischen Randbedingungen des Benzinbetriebs ausgelegt. Die übliche Gaseinspritzung in den Ansaugkanal schränkt zudem die Füllung (Liefergrad) der Aggregate infolge der Luftverdrängung deutlich ein, was in der Regel weder eine Steigerung der Motorleistung noch eine Verbesserung des Wirkungsgrades zulässt.
Im Gegensatz dazu, kann eine direkte Einspritzung von Gas in den Brennraum, wegen der fehlenden Luftverdrängung im Ansaugtrakt, das Anfahrmoment des Motors erheblich verbessern und damit die Downsizing-Fähigkeit eines Gasmotor-Konzeptes erhöhen.
Um die Vorteile der hohen Klopffestigkeit von Methan für eine Wirkungsgradsteigerung voll ausnutzen zu können, ist eine Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses unerlässlich. Hieraus ergeben sich allerdings deutlich höhere maximale Verbrennungsdrücke und thermische Belastungen des Motors.
Die Entwicklung eines solchen, speziell für den Gasbetrieb ausgelegten MTDI-Motors, (Methane Turbo Direct Injection) hat zum Ziel, gegenüber dem zu Projektbeginn „Best-in Class“ – Gasfahrzeuges, eine 20-prozentige Reduktion der CO_2-Emission zu demonstrieren.

Abb. 1 zeigt die geplante Vorgehensweise im Projekt. Der 1,6 L Vierzylinder-Referenzmotor wird durch einen 1,0 L Dreizylindermotor ersetzt. Dieses “Downsizing” senkt die CO_2-Emission bereits beträchtlich. Anstatt der Einspritzung des Gases in das Saugrohr wird eine neu entwickelte Gas-Direkteinspritzung appliziert. In Kombination mit einer parallel sequenziellen Registeraufladung können die Fahrleistungen des Fahrzeugs unverändert beibehalten werden.
Zur Reduzierung der Gaswechselarbeit wird auf der Einlassseite ein variables Ventilsteuersystem (CVVL) appliziert, das kontinuierlich den Ventilhub und damit die Ventilöffnungsdauer verstellen kann. Ein gleichartiges System dient auf der Auslassseite zur kontinuierlichen Steuerung des Aufladesystems.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

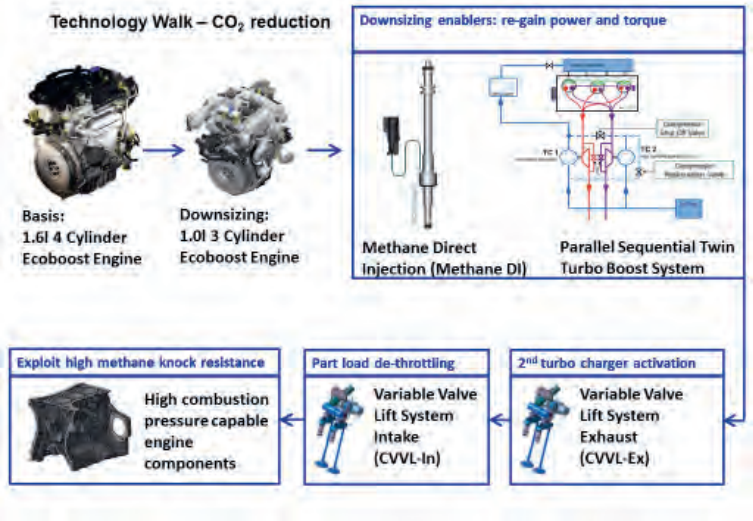


Abb. 1: MTDi Technologiepfad für eine 20%-ige CO2 Reduktion

Der kürzlich vorgestellte neue Ford 1,0L GTDI Ecoboost Motor /1/ wurde als bestmögliche Basis für den neuen Motor ausgewählt. Dennoch macht insbesondere die Auslegung für 185 bar Spitzendruck eine Verstärkung der kompletten Motorstruktur notwendig, zusätzlich mit dem Ziel, das Reibungsverhalten infolge der höheren Belastung nicht zu verschlechtern. Um den Gesamtwirkungsgrad in einem weiteren Schritt steigern zu können, ist außerdem die Einführung eines Systems zur Veränderung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses (VCR), zur Reduzierung der maximalen Verbrennungsdrücke vorgesehen. Tabelle 1 fasst die wesentlichen Zielwerte für den 1,0 L MTDI-Motor zusammen.

Item	MTDi Ziele
Kraftstoff	Methan
Verdichtungsverhältnis	13 :1
Maximale Leistung	110 kW
Anfahrdrehmoment	240 Nm @ 1500 U/min
Maximal zulässiger Verbrennungsdruck (mittel / spitze)	pmax = 160 / 185 bar
Drehzahl für maximale Leistung	6000 U/min

Tabelle 1: Zielwerte des MTDi – Motors

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Angepasste Motorkomponenten

Kühlungssystem

Die hohe angestrebte Leistung des Motors und die Methan-Verbrennung an sich, mit ihren frühen Verbrennungsschwerpunktlagen, erhöhen die thermische Belastung der einzelnen Motorkomponenten signifikant. Außerdem benötigen zusätzliche Komponenten, wie das Lagergehäuse des zweiten Laders, oder das Gasregelventil, ebenfalls eine ausreichende Kühlung. Eine Anpassung der Kühlleistung an diese erhöhten Anforderungen machen eine Überarbeitung des gesamten Kühlsystems des Basismotors erforderlich, um den MTDI-Motor unter allen Betriebsbedingungen dauerhaltbar betreiben zu können. Mithilfe von intensiver CAE Unterstützung ist es gelungen, insbesondere die heißen Stellen in Kopf und Block ausreichend zu kühlen, ohne dabei den Druckverlust des gesamten Kühlkreislaufes signifikant zu erhöhen. Damit kann eine Erhöhung der inneren Verlustleistung des Motors vermieden werden. Der hinsichtlich seiner Funktion erweiterte Kühlkrauslauf erfordert eine Anpassung der Systemreaktionsgeschwindigkeit. Beispielsweise wird das übliche Tellerthermostat durch ein wachsbetätigtes Kugelventil ersetzt. Außerdem wird der Motor mit einem elektrisch betätigten Ventil ausgerüstet, das höhere Blockkühlmitteltemperaturen im Teillastbetrieb des Motors erlaubt, um damit die Kolbenreibung zu reduzieren und den Kraftstoffverbrauch günstig zu beeinflussen.

Zylinderkopf Design

Die Hauptdimensionen des MTDi Zylinderkopfes, wie Bohrungsabstand und -durchmesser, sowie die Ventilgrößen sind vom Serienmotor übernommen. Die Dichtfläche zwischen Zylinderkopf und Ansaugrohr ist, aufgrund des vollvariablen Ventiltriebs, signifikant nach außen gezogen worden, unter Beibehaltung der Länge des Luftpfades.

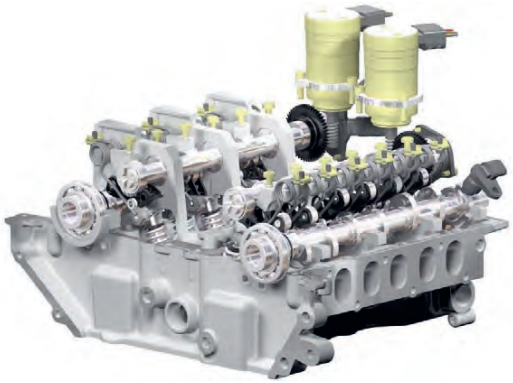


Abb.2: MTDi Zylinderkopf

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der neue MTDi Zylinderkopf, dargestellt in Abb. 2, besitzt zwei separat integrierte Abgaskrümmer, welche jeweils nur mit einem der zwei Auslassventile verbunden sind und jeweils einen Turbolader versorgen. Ein dreiteiliger Wassermantel sichert eine ausreichende Kühlung. Zwei zusätzliche Kopfschrauben pro Zylinder sind erforderlich, um den gestiegenen Verbrennungsdrücken Rechnung zu tragen.
Aufgrund des neuen dreiteiligen Wassermantels, in Kombination mit der hohen spezifischen Leistung von 110 kW/l waren umfangreiche thermische Analysen erforderlich. Auf Basis einer CFD-Optimierung hinsichtlich der Kühlmittelströmungsgeschwindigkeiten (Abb. 3 rechts), sowie der Zylindergleichverteilung wurden mithilfe einer gekoppelten Wärmeübergangsberechnung die Metalltemperaturen der Struktur minimiert (Abb. 3 links).

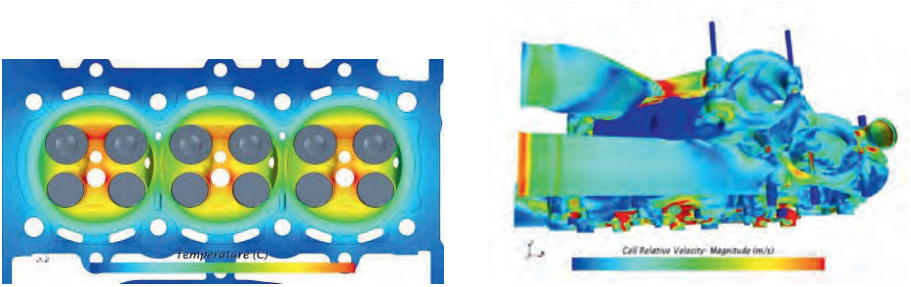


Abb. 3: Thermische Analyse des Zylinderkopfes

Auslasskanal und Abgaskrümmer

Die Auslasskanäle, sowie die integrierten Abgaskrümmer sind auf einen größtmöglichen Massendurchsatz hin optimiert. Hierfür wurde eine neue Kombination von CFD und Topologie-Optimierer verwendet (s. Abb. 4) /6/, die eine Steigerung des Durchsatzes gegenüber der Basisvariante um 11% ermöglicht.

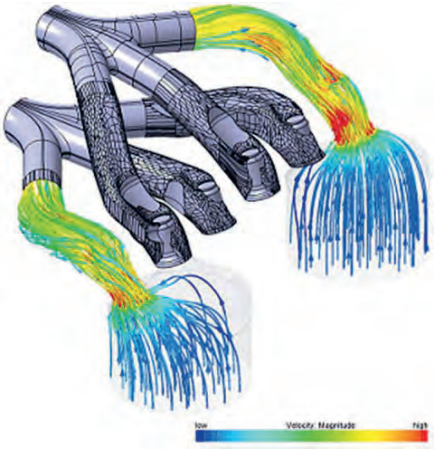


Abb. 4: CFD basierte Auslasskanaloptimierung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kolben

Die hohen Verbrennungsdrücke und -temperaturen erforderten eine Neukonstruktion des Kolbens.
Er ist mit einer Ringkanalkühlung ausgestattet und besitzt einen eigens entwickelten Ringträger.
Die Kolbenoberfläche ist das Resultat einer CFD-basierten Gemischbildungsoptimierung unter der Randbedingung eines Verdichtungsverhältnisses von 13 (Abb. 5).



Abb. 5: 3D-CFD optimierte Kolbenkrone

Zylinderblock und Kurbeltrieb

Die Hauptabmessungen des MTDi-Zylinderblockes sind vom 1,0l Ecoboost Serienmotor übernommen. CAE-Studien wurden durchgeführt, um die Struktur für die gestiegenen Anforderungen zu optimieren, die zu einer Verstärkung im Bereich der Lagerstühle und des oberen Endes der Zylinderrohre führten. Diese Änderungen konnten erreicht werden ohne, dass das Gesamtgewicht des Blockes erhöht wurde.

Die Hauptdimensionen des neuen MTDi Zylinderblockes sind in Tabelle 2 gelistet

Bohrungsdurchmesser	71.9 mm
Bohrungsabstand	78 mm
Material	Grauguss

Tabelle 2: Hauptabmessungen des "MTDi" - Zylinderblockes

Der Zylinderblock ist in Bezug auf den Kühlkreislauf nach oben hin geöffnet und weist zur Stegkühlung bearbeitete Kühlungsschlitze auf. Weiterhin verfügt er über ein Kurbelgehäuse, welches über die Kurbelwellenebene hinausreicht. Eine separate Ölgalerie erlaubt, mit Hilfe eines Magnetventils, die Spritzdüsen zur Versorgung des Kühlkanalkolbens zu steuern. Kombinierte Ölrückläufe und Entlüftungskanäle sind eingegossen und in ihren Querschnitten an die erhöhten Ansprüche an die Kurbelgehäuseentlüftung (hohe Verbrennungsdrücke) angepasst. Weiterhin sind Strukturelemente angebracht, um die zusätzlichen Zylinderkopfschrauben aufzunehmen. Der neue Zylinderblock ist in
Abb. 6 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

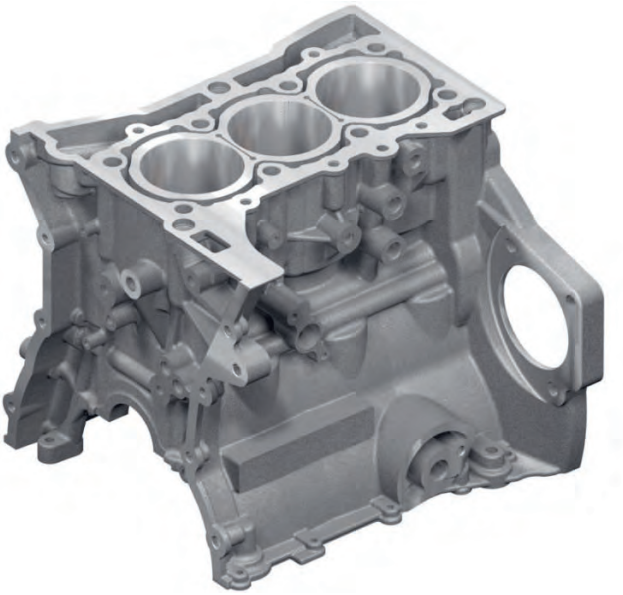


Abb 6: Neuer MTDi Zylinderblock

Um ausreichende Dauerhaltbarkeit zu gewährleisten wurden strukturelle Analysen unter Spitzenleistungs-Bedingungen durchgeführt. Wie Abb. 7 zeigt, treten die kritischsten Temperaturen im Bereich der Bohrungsstege auf. Die Einführung von bearbeiteten Kühlungsschlitzen in diesem Bereich bringt das Kühlwasser nahe an diese heißen Stellen heran und hält die Materialtemperaturen in akzeptablen Grenzen.

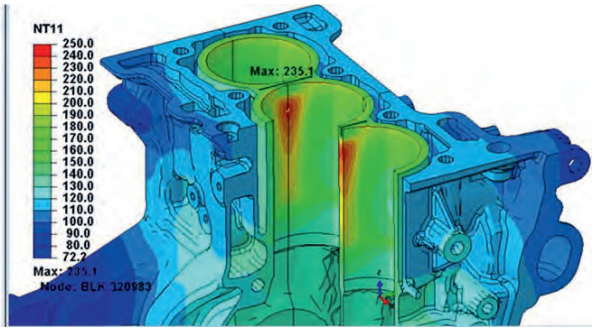


Abb. 7: CAE-Analyse der Zylinderblocktemperaturen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um den gestiegenen Anforderungen zu genügen, wurde die serienmäßig gegossene Kurbelwelle durch eine geschmiedete Kurbelwelle aus Stahl ersetzt.

VCR System

Von Anfang an wurde bei der Konstruktion des Motors der Einbau eines Systems zur variablen Verdichtung vorgesehen. Die Funktion und das Arbeitsprinzip werden in /3,4/ beschrieben. Die eigentliche Herausforderung bestand darin, dieses System in einem Motor anzuwenden, der aufgrund seines geringen Bohrungsabstandes einen nur eingeschränkten Bauraum zur Verfügung stellt und gleichzeitig derart hohe Spitzendrücke aufweist.
Abb. 8 zeigt die Integration des VCR Systems in die Ölwanne des Motors. Erste Testresultate werden zu einem späteren Zeitpunkt präsentiert.



Abb. 8: Integration des VCR-Systems

Direkteinspritzsystem für Gas

Für den MTDi-Motor wurde unter vorgegebenen Bauraumabmessungen und Motorbetriebsspezifikationen ein System zur direkten Einspritzung von Gas in den Brennraum entwickelt /7-9/. Der Schwerpunkt der Arbeiten lag dabei auf der Entwicklung des Injektors selbst. Insbesondere die Optimierung der Durchfluss- und Zumesscharakteristik des Injektors erfolgte mit intensiver CAE-Unterstützung.
Ein weiterer Schwerpunkt lag auf der Entwicklung der Regelstrategie für die Einspritzung. Um Schäden am Injektor zu vermeiden, wurden Sicherheitsgrenzen für das Einspritzfenster festgelegt, um zu verhindern, dass der Injektor während der Verbrennung geöffnet werden kann.

Parallel-Sequentielle Registeraufladung

Um das hohe Ladedruckniveau darzustellen, welches zum Erreichen der ambitionierten spezifischen Drehmoment- und Leistungsziele (240 Nm/l und 110 kW/l) erforderlich ist, wird eine Registeraufladung verwendet, welche aus zwei Turboladern, einem Verdichterabschaltventil (Compressor Shut Off Valve) und einem Rezirkulationsventil (Compressor Recirculation Valve) besteht, wie in Abb. 9 dargestellt.

Während der erste Turbolader (TC 1) permanent betrieben wird, erfolgt die Zuschaltung des zweiten Turboladers (TC 2) nur bei hohen Drehzahlen und Lasten. Dabei wird TC 2 mit Hilfe

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einer kontinuierlich verstellbaren Ventilhubverstellung zugeschaltet, welche die separate Verstellung jeweils eines Auslassventils jedes Zylinders ermöglicht. In Kombination mit getrennten Auslasskanälen und einem zweiflutigen, integrierten Abgaskrümmer, kann die Ventilhubverstellung zur Zuschaltung des zweiten Turboladers genutzt werden. Während TC 1 mit dem Abgasstrom der permanent geöffneten Auslassventile eines jeden Zylinders versorgt wird, wird TC 2 von den anderen, abschaltbaren Auslassventilen aller Zylinder bedient.

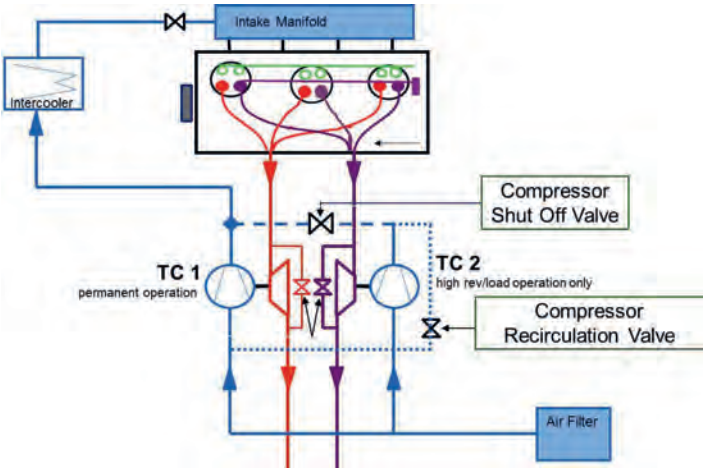


Abb. 9: Parallel-Sequentielle Registeraufladung

In dieser Konfiguration ist TC 1 so ausgelegt, dass schon bei sehr niedrigen Drehzahlen nennenswerter Ladedruck zur Verfügung steht. Bei höheren Drehzahlen und Lasten wird TC 2 hinzugeschaltet, um TC 1 zu unterstützen. Dabei besteht die Herausforderung darin, einen möglichst sanften Übergang vom Einzel-Turbo- in den Doppel-Turbo-Betrieb darzustellen. Um diesen zu gewährleisten sind sowohl ein Verdichterabschaltventil (Compressor Shut Off Valve), als auch ein Rezirkulationsventil (Compressor Recirculation Valve) installiert. Mit Hilfe dieser Absperrventile, in Kombination mit dem kontinuierlich verstellbaren Auslassventilhub, lässt sich ein sanfter Übergang kalibrieren, ohne dass es zu Fahrkomforteinschränkungen kommt.

Beide Turbolader wurden unter den gegebenen Randbedingungen mittels 1D CAE Simulation ausgelegt. Wie aus Abb. 10 ersichtlich, ist es demnach möglich, vorgegebene Mitteldruckziel von 30 bar (p_{me}) im Drehzahlbereich von 1.400 – 4.400 /min zu erreichen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

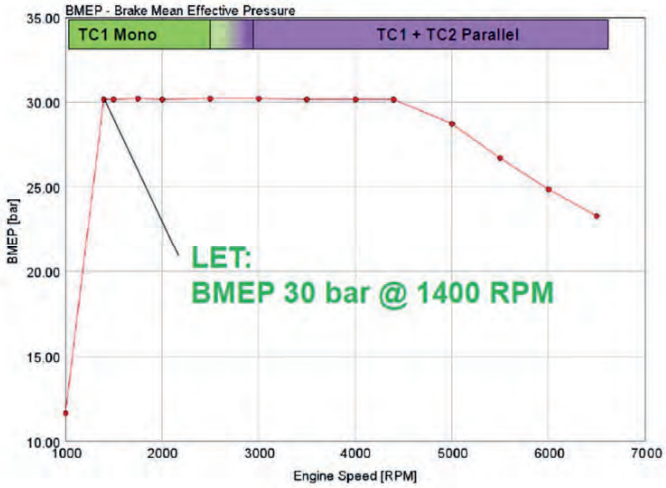


Abb. 10: Simulationsergebnis – Effektiver Mitteldruck bei Volllast

Als Folge der spezifischen Anforderungen an die Registeraufladung für den Methanbetrieb, sind die Darstellung sehr hohe Druckverhältnisse und ein breites Kompressorkennfeld erforderlich, die weit über die spezifischen Größen, die üblicherweise an Benzin- und Dieselmotoren zu finden sind, hinausgehen. Daher wurden eigens für die hier beschriebene Anwendung individuelle Turbinen- und Kompressorstufen entwickelt. Infolge der hohen Druckverhältnisse überschreiten zudem die Temperaturen am Kompressoraustritt die bisher üblichen Grenzwerte bereits bei kleineren und mittleren Drehzahlen. Dieser Umstand muss bei der Materialauswahl, sowohl für den Kompressor als auch für die luftführenden Leitungen auf der Hochdruckseite, berücksichtigt werden. Die maximale Abgastemperatur ist niedriger als die von Benzinmotoren, da eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage realisiert werden kann. Die Abgastemperatur liegt auf dem Niveau moderner Dieselmotoren, wodurch eine Verwendung dieselüblicher Materialen ermöglicht wird.
Die CAE Auslegung beinhaltet auch die Simulation des Übergangs vom Single-Turbo (nur TC 1) in den Twin-Turbo-Modus (TC 1 + TC 2). Basierend auf den letztendlich gewählten Turbolader-Größen, erfolgt die Umschaltung im Bereich von 2.700 /min bis 2800 /min.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abb. 11 zeigt eine Ansicht des Gesamtsystems der Registeraufladung, wie sie letztendlich an den Motor appliziert wurde. Beide elektrisch aktuierten Waste-Gates sind jeweils direkt an die Kompressorgehäuse montiert. Durch die Wahl dieser Befestigungspunkte wird die Überhitzung der elektronischen Komponenten im Steller vermieden.



Abb. 11: Registeraufladungs-System

Kontinuierlich verstellbarer, variabler Ventilhub

Das Triebwerk verfügt über ein vollvariables, mechanisches System zur kontinuierlichen Verstellung des Ventilhubs (CVVL). Es erlaubt die stufenlose Verstellung der Ventilöffnungsdauer, die mit einem dazugehörigen Ventilhub korreliert (Abb.12). Das System ist sowohl an der Einlass- als auch an der Auslassseite des MTDi-Motors appliziert. Auf der Einlassseite wird das CVVL-System zur drosselfreien Laststeuerung und der damit verbundenen Teillast-Entdrosselung des Motors genutzt. Auf der Auslassseite dient das System primär zur Ansteuerung des 2. Turboladers und zur drehzahl- und lastabhängigen Optimierung der Auslassventil-Öffnungsdauern.

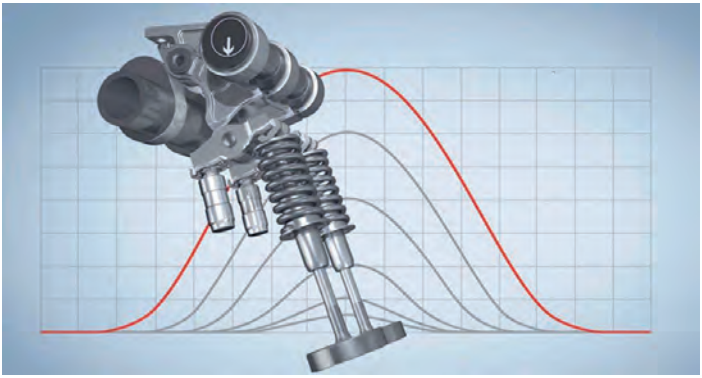


Abb. 12: CVVL-System: Architektur und einstellbare Ventilhübe

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine detaillierte Beschreibung der Funktionsweise und des dynamischen Verhaltens des CVVL-Systems ist in /5/ beschrieben.



Abb. 3: Ventilhaube mit integriertem CVVL-System

Sämtliche CVVL-Ventiltriebskomponenten, wie Nockenwellen, Steuerwellen, Kulissenführungen, Schlepphebel, Federn und Aktuatoren, sowohl für die Einlass- als auch die Auslassseite, sind in die Ventilhaube integriert, wie in Abb. 13 dargestellt

Vorteile dieser Bauweise sind:

- Ventilhaube mit hoher Strukturfestigkeit, geeignet zur Aufnahme hoher Ventiltriebkräfte, womit ein Beitrag zur Ventiltriebsteifigkeit geleistet wird.
- kein Zugang zu den Zylinderkopfschrauben durch den Ventiltrieb erforderlich; kompromisslose Ventiltriebauslegung möglich.
- kein zusätzlicher Ventildeckel erforderlich

Um eine hohe Verstellgeschwindigkeit des Systems zu gewährleisten, sind die Steuerwellen nadelgelagert. Die Nadellager verfügen über geteilte Lagerringe. Die Steuerwellen können von der Seite in den Lagertunnel hineingeschoben werden. Geteilte Lagerschalen, mit schraubbaren Kappen sind nicht erforderlich. Dadurch wird die Ventiltriebsteifigkeit zusätzlich erhöht.

Bei Verstellung des Ventilhubs bzw. der Öffnungsdauer bleibt die Lage des maximalen Ventilhubs näherungsweise konstant. Um während einer Verstellung des Hubs den „Einlass öffnet“–Zeitpunkt beizubehalten, muss zusätzlich ein schneller Nockenwellenphasensteller, mit ausreichend großem Verstellbereich Verwendung finden. Daher sind am MTDi-Motor elektrisch betätigte Phasensteller mit einem Verstellbereich von bis zu 75 °KW und einer Schaltgeschwindigkeit von bis zu 600°KW/s appliziert.
In Abb. 14 – links- ist der einstellbare Maximalhub auf der Einlassseite in Abhängigkeit vom Steuerwellenwinkel dargestellt. Im grün hinterlegten Bereich sind beide Einlassventile gleichzeitig, parallel geöffnet, womit drosselfreie Laststeuerung durch „Frühes Einlass

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

schließt“ ermöglicht wird. Im blau hinterlegten Bereich ist nur ein Einlassventil geöffnet, mit dem Ziel Ladungsbewegung, in Form von Drall, zu generieren. Der grau hinterlegte Bereich dient lediglich als Übergangsbereich.
In der gleichen Weise wie auf der Einlassseite, zeigt Abb. 14 – rechts - den einstellbaren Maximalhub auf der Auslassseite in Abhängigkeit vom Steuerwellenwinkel. Im grün hinterlegten Bereich sind beide Auslassventile gleichzeitig, parallel geöffnet und somit beide Turbinen mit einem Abgasstrom beaufschlagt. Im blau hinterlegten Bereich ist nur ein Auslassventil geöffnet, so das der komplette Abgasmassenstrom über die Turbine des 1. Turboladers geleitet wird. Dieser Betriebszustand wird angestrebt um möglichst schon bei kleinen Drehzahlen ein sehr hohes Drehmoment zur Verfügung zu stellen.

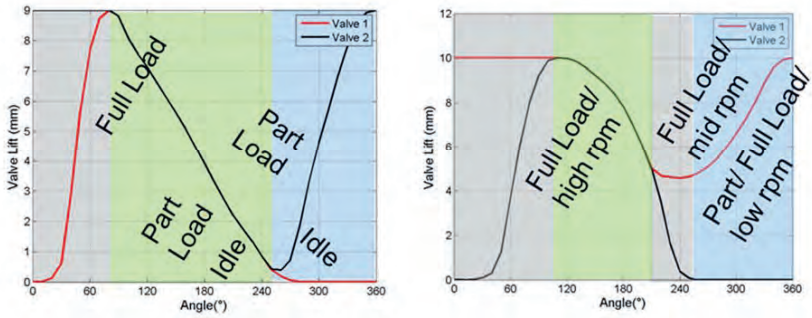


Abb. 14: Einlass (links) und Auslass (rechts) Ventilhub als Funktion des Steuerwellenwinkels

Abb. 15 zeigt eine Gesamtansicht des komplett neuen, kompromisslos auf hoch effizienten Methanbetrieb ausgelegten Motors, inklusive der zuvor vorgestellten neuen Technologien.

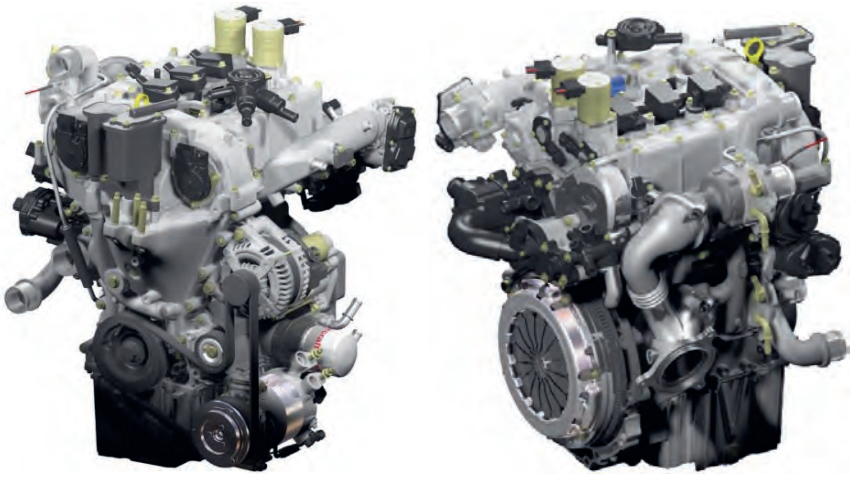


Abb. 15: Kompromisslos für Methanbetrieb ausgelegter MTDi-Motor

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4 Brennverfahrensentwicklung und Versuchsergebnisse

Die Entwicklung eines Motors mit der gewünschten hohen Leistungsdichte bei Methanbetrieb stellt hohe Anforderungen an das Brennverfahren. Die wichtigsten Elemente des Brennverfahrens, wie Einlasskanäle, Injektor, Brennraum- und Kolbengeometrie, wurden deshalb speziell für diese Anwendung optimiert.

Einlasskanal- und Kolbenoptimierung

Die Einlasskanäle wurden mit dem Ziel einer Tumble-Maximierung bei minimaler Verschlechterung der Durchflusscharakteristik optimiert. Hierzu wurde aus einer Vielzahl von Einlasskanalgeometrien, die mit Hilfe von 3-D CFD Rechnungen ermittelte, günstigste Variante ausgesucht.

Werden mit der vollvariablen Ventilsteuerung frühe Einlass-Schluss Steuerzeiten (EIVC) eingestellt, dann zerfällt die Ladungsbewegung aufgrund der längeren Zeit bis zum Zündzeitpunkt derart, dass dann nur noch ein geringes Turbulenzniveau dargestellt werden kann. Um auch bei EIVC Einstellungen eine ausreichende Ladungsbewegung zum Zündzeitpunkt zu generieren, ist neben der oben dargestellten kanalseitigen Anhebung des Tumble-Niveaus auch eine Maskierung der Einlassventile vorgesehen.

Abb. 16 Abb. 4zeigt den Einfluss der Ventilmaskierung auf den Tumble und die kinetische turbulente Energie (TKE), in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel für verschiedene Kolbengeometrien. Die hier gezeigte 3D-CFD Simulation wurde für einen Betriebspunkt bei 1500 min^{-1}, 1 bar p_{me} bei 2 mm maximalen Ventilhub durchgeführt. Wie erwartet, wird mit der angebrachten Ventilmaskierung eine deutlich stärkere Ladungsbewegung induziert, die zum Zündzeitpunkt zu deutlich stärkerer Turbulenz dissipiert.

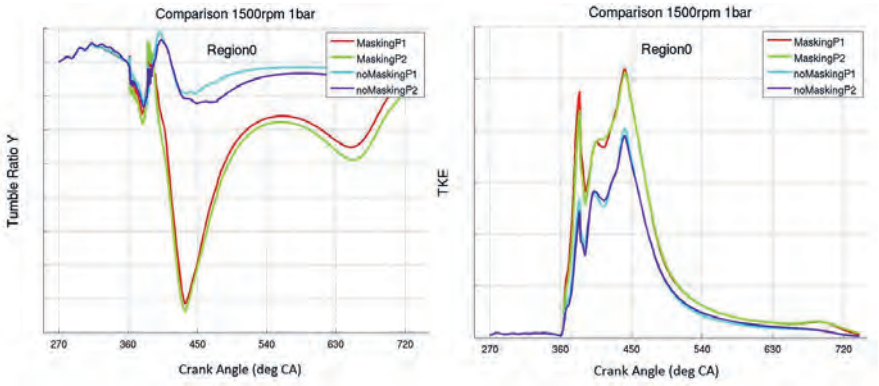


Abb. 4: Einfluß der Ventilmaskierung auf Tumble und turbulente kinetische Energie (TKE)

Die Geometrie des Kolbenbodens ist überwiegend bereits aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses, bei gleichzeitig kleinem Hubraum vorgegeben. Darüber hinaus erfordert die Darstellung eines weiten Verstellbereiches des vollvariablen Ventiltriebes geeignete Ventiltaschen auf der Kolbenoberfläche. Unter Berücksichtigung dieser

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einschränkungen wurde die Kolbengeometrie für die Verbrennung von Methan, ebenfalls mit Hilfe von 3D-CFD Methoden, mit dem Ziel einer möglichst homogenen Gemischaufbereitung, optimiert (Abb. 5).

Optimierung der Methaneinspritzung

Die Optimierung des Verbrennungssystems für einen Hochleistungsmotor mit Methan-Direkteinspritzung erfordert, aufgrund des sehr komplexen und ausgeprägten Verhaltens des Gas-Einspritzprozesses, eine detaillierte numerische 3D-CFD-Simulationsstudie. Im Vergleich zu einem Benzinmotor braucht bei dem DI-Methan-Motor keine Verdampfung des Kraftstoffs berücksichtigt zu werden. Die Gasdynamik und -impulse sind hierbei jedoch deutlich unterschiedlich.

In einem ersten Schritt wurden daher Modellierungstechniken entwickelt und getestet, um eine ausreichende Simulationsgenauigkeit für die Methan-Direkteinspritzung sicherzustellen. Als Beispiel zeigt Abb. 17 einen Vergleich detaillierter numerischer Simulationen mit LES und verschiedenen RANS CFD Modellen. Obwohl RANS das Strömungsfeld detaillierter darstellte, zeigte LES eine bessere Korrelation des hochdynamischen Gasstrahls mit Messdaten.

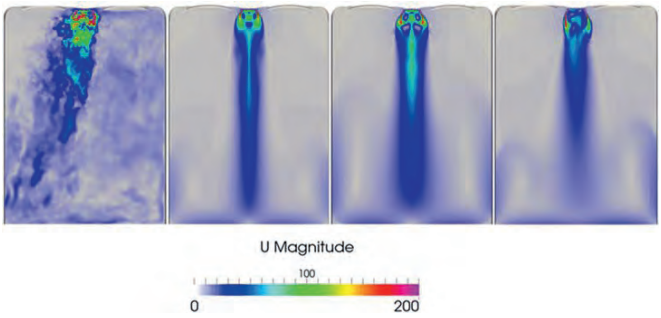


Abb. 5: Numerische Simulation des Einspritzvorganges

Volllastergebnisse

Wie bereits in Tabelle 1 dargestellt, ist das Leistungsziel für den MTDI Motor auf 110 kW und das Mitteldruckziel auf 30 bar – entsprechend 240 Nm für Drehzahlen ab 1500 /min definiert.

Abb. 18 zeigt, dass dieses Leistungsziel mit 120 kW (163 PS) um 10 kW übertroffen wird. Darüber hinaus wird das geforderte Drehmoment von 240 Nm (30 bar) bei 1500 /min erreicht. In diesem Diagramm markieren die roten Linien den Einzel-Turbo-Betrieb, während die schwarzen Linien den Doppel-Turbo-Betrieb beschreiben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

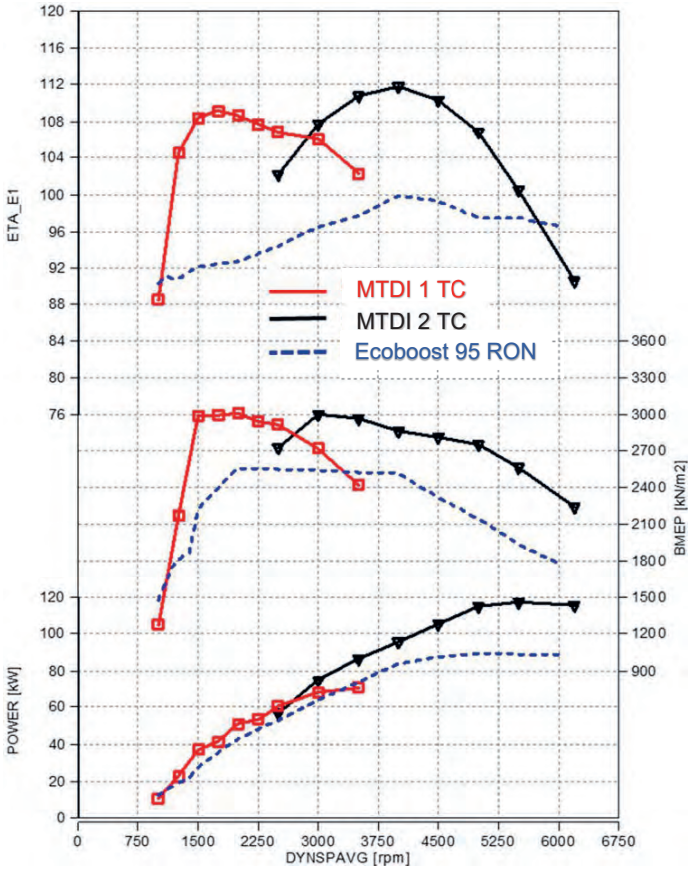


Abb. 6: Volllastkennwerte des MTDi Motors

In dieser Abbildung ist ebenfalls der Motorwirkungsgrad, normiert auf den Spitzen-Volllastwirkungsgrad des serienmäßigen Ecoboost-Motors, dargestellt. Diese Daten zeigen das enorme Potenzial dieses neu entwickelten Methan-Direkteinspritzmotors. Der maximale Wirkungsgrad an der Volllast verbessert sich um 12 % im Vergleich zum Ecoboost-Benzinmotor. Bei 1500 /min verbessert sich die Effizienz sogar um 16 % gegenüber der des Serienmotors. Hier zeigt die Kombination von Direkteinspritzung, hohem Verdichtungsverhältnis und hoher Verbrennungsdruckfestigkeit ihr enormes Potenzial.

Abb. 19 zeigt die Schwerpunktlage der Verbrennung und den Verbrennungsspitzendruck, bezogen auf den maximalen Spitzendruck des Benzin-Serienmotors. Im Drehzahlbereich unter 3000 /min muss zur Spitzendruckbegrenzung eine leicht verzögerte Schwerpunktlage in Kauf genommen werden. Zu hohen Drehzahlen hin, verhindert klopfende Verbrennung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einen wirkungsgradoptimalen Betrieb. Angesichts des hohen Verdichtungsverhältnisses von 13, liegt sich die Schwerpunktlage dieses Motors an der Volllast auf einem sehr günstigen Niveau.

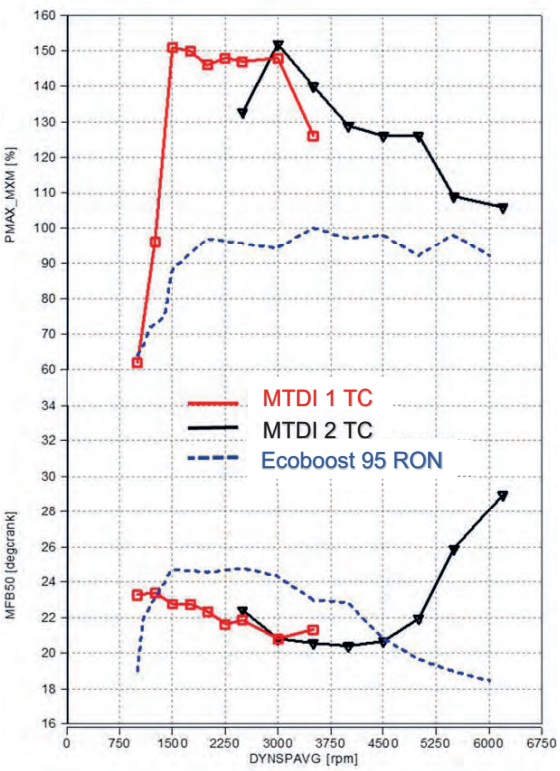


Abb. 19: Spitzendruck und Brennschwerpunktlage an der Volllast

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Teillast- und Kennfeldergebnisse

Die große Anzahl frei einstellbarer Parameter dieses Motors (vollvariabler Ventiltrieb auf der Ansaug- und Abgasseite, Bi-Turbo usw.) erfordert den umfassenden Einsatz von statistischen Analysetechniken, um die optimalen Einstellungen für alle Parameter zu finden. Einer der Schlüsselparameter für die Wirkungsgradoptimierung sind natürlich die Ventilhübe und die zugehörigen Öffnungsdauern der Einlass- und Auslassventilsteuerzeiten.

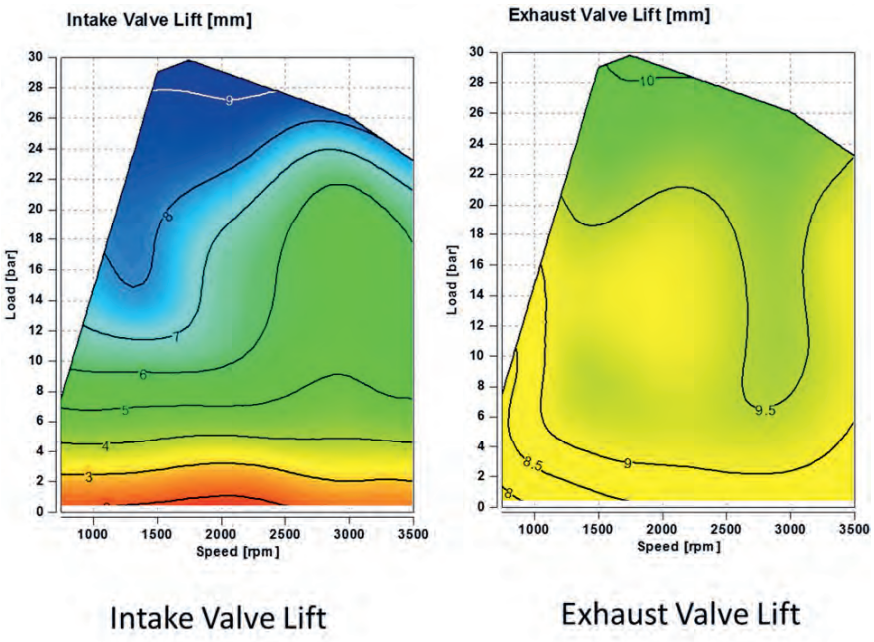


Abb. 7: DoE optimierte Ventilhübe der Ein- und Auslassseite

Wie in Abb. 20 dargestellt, wird zum Erzielen des minimalen Kraftstoffverbrauches einlassseitig nahezu der gesamte Verstellbereich des Ventiltriebes genutzt. Obwohl der vollvariable Ventiltrieb auch niedrigere Ventilhübe als die hier gezeigten 2 mm ermöglicht, verbessert eine weitere Verringerung des Ventilhubs den Wirkungsgrad nicht weiter. Die resultierende Ventilhubkurve führt dann zu einer Drosselung am Einlassventil, so dass keine weitere Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs möglich ist. Auf der Auslassseite sind für eine wirkungsgradoptimale Einstellung im Kennfeld nur geringe Variationen des Ventilhubs erforderlich. Die variable Auslassventilbetätigung wird hier im Wesentlichen dazu verwendet, die zwei Turbolader entsprechend zu steuern.

Die aus oben beschriebener Optimierung resultierenden Motorwirkungsgrade sind in Abb. 21 links für den Single-Turbo-Betrieb und rechts für den Bi-Turbo-Betrieb dargestellt. Ein hervorragender Spitzenwirkungsgrad von 38% kann hier beobachtet werden. Viel wichtiger

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

als der gute Spitzenwert ist jedoch der extrem große Bereich hoher Effizienz. Dies ist - neben dem hohen Verdichtungsverhältnis - vor allem dem vollvariablen Ventiltrieb zuzuschreiben, der die Ladungswechselverluste bei geringer Last deutlich reduziert.

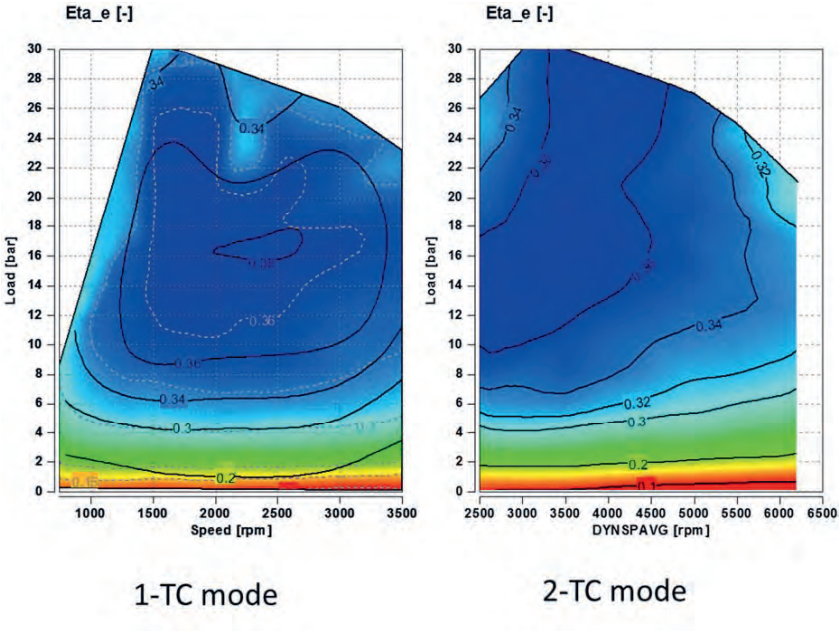


Abb. 8: MTDi Wirkungsgradkennfeld für Einzel- und BI-Turbobetrieb

Basierend auf die vorstehend beschriebenen stationären Untersuchungen wurden Fahrzyklus-Simulationen für NEFZ und WLTP auf der Basis eines 7-sitzigen Mittelklasse-Vans durchgeführt. Die NEFZ-Zyklusvorhersage sagt CO_2-Emissionen von 93 g/km voraus, die weit unter dem ursprünglichen Ziel von 100 g/km CO_2 liegen. Die Vorhersage für den höherlastigen WLTP-Zyklus zeigt CO_2-Emissionen von 120 g/km. Die Kombination der vorgestelltenTechnologien führt zu außergewöhnlich niedrigen CO2-Emissionen, die den zukünftigen Emissions-Gleitpfad unterstützen.

5 Danksagung

Die Entwicklung dieses Motors wurde in enger Zusammenarbeit mit unseren Entwicklungspartnern Continental Automotive GmbH, Pierburg GmbH, Delphi Automotive Systems Luxembourg SA, Schaeffler Technologies AG & Co. KG und FEV GmbH durchgeführt. Dieses Projekt mit dem Titel "GasOn" wurde seitens der europäischen Kommission im Rahmen des Förderungsprogrammes „Horizon 2020“ unterstützt. Ein besonderer Dank gilt allen Beteiligten für die hervorragende, zielgerichtete und effiziente Zusammenarbeit. Besonderer Dank gilt den verantwortlichen Institutionen der europäischen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kommission für die finanzielle Förderung des Projekts, sowie der Powertrain-Expertengruppe von EUCAR für die tatkräftige Hilfe bei der Initiierung.

6 Literaturverzeichnis

/1/ Weber, C., Wirth, M., Friedfeldt, R., Ruhland, H., Mehring, J., Linsel J., Stump, L., Bihan, J.-M.: **1.0l EcoBoost 2nd Generation: A Success Story Continues**. *26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017*

/2/ Kramer, U., Lorenz, T., Hofmann, C., Ruhland, H., Klein, R., Weber, C.: **Methane Number Effect on the Efficiency of a Downsized, Dedicated, High Performance Compressed Natural Gas (CNG) Direct Injection Engine.** *SAE Technical Paper 2017-01-0776,* Detroit 2017

/3/ Weinowski R., Wittek K., Haake B., Dieterich C., Seibel J., Schwaderlapp, M., Tomazic, D.: **CO2-potential of a two-stage VCR system in combination with future gasoline powertrains.** *33rd International Vienna Motor Symposium 2012*

/4/ Tomazic D., Kleeberg H., Bowyer S., Dohmen J., Wittek K., Haake B.: **Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System to Increase Efficiency in Gasoline Powertrains.** *18th Conference on Engine-Efficiency and Emissions Research 2012*

/5/ Breuer, M., Bartsch, G., Friedfeldt, R., Heiter, U., Kramer, U., Lauterbach, M., Siebrandt, S.: **3- Cylinder SI Engine with fully variable Valve Train UpValve on Intake and Exhaust Side.** *7. VDI Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf 2017, Würzburg*

/6/ Hopf, A., Bartsch, G., Krämer, F., Weber, C.: **CFD Topology and Shape Optimization for Port Development of Integrated Exhaust Manifolds.** *SAE Technical Paper 2017-01-1339 (2017) doi:10.4271/2017-01-1339, Detroit 2017*

/7/ Husted, L., Guenter, K., Schilling, S., Weber, C.: **Direct Injection of CNG for Driving Performance with Low CO_2.** *23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2014*

/8/ Kramer, U., Klein, R., Hofmann, C., Stoffels, H., Berkemeier, O., Weber, C.: **Extreme Downsizing of CNG Engines – Opportunities and Challenges.** *1st International Conference "Advanced Fuels for Sustainable Mobility", Nov. 2014, Nürburgring*

/9/ Weber, C., Kramer, U., Klein, R., Hofmann, C., Berkemeier, O., Dunstheimer, J., Baumgarten, H., Uhlmann, T., Thewes, M., Scharf, J., Ewald, J.: **CNG-Specific Downsizing – Potentials and Challenges.** *36th International Vienna Motor Symposium 2015*

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl. Ing. Carlo De Marino,

Dipl. Ing. Giovanni Maiorana,

Dipl. Ing. Paolo Pallotti,

Dipl. Ing. Stefano Quinto

Dipl. Ing. Dario Sacco

FCA EMEA Powertrain Engineering – Torino

The Global Small Engine 3 and 4 Cylinder Turbo: The New FCA's Family of Small High-Tech Gasoline Engines

Der Global 3 und 4-Zylinder-Turbo Motor: Die neue FCA-Familie von kleinen High-Tech Benzinmotoren

Starting from 2007 one of FCA's strategies for fuel economy improvement has been the implementation of the powertrain "downsizing" concept with the FIRE 1.4L turbocharged engine.

The worldwide CO_2, Green House Gas and exhaust emissions reduction targets will continue to provide challenges for the application of the internal combustion engine through 2020 and beyond.

Given the global market requirements as well as the new vehicle test cycles, a significant challenge for a modern efficient internal combustion engine is to expand its minimum specific fuel consumption area to cover all driving conditions.

It is mandatory to develop a smart combination of engine technologies which enable stoichiometric operation under all driving conditions, as well as to ensure the engine right sizing according to Vehicle Demand Energy (VDE): Miller and/or Atkinson cycles in combination with direct fuel injection, cooled exhaust manifold, variable valve lift and external EGR may be required.

The GSE engine family, consisting of 3 cylinder 1.0L and 4 cylinder 1.3L versions, is completely new and features: long stroke, small bearing diameters, crank-offset and low crank radius / conrod length ratio, all-aluminum engine structure, compact 4-valve combustion chamber with high tumble inlet ports and high pressure side fuel injector, MultiAir VVL system (FCA proprietary technology) and an integrated exhaust manifold cylinder head. Additionally protection for hybridization has been guaranteed.

All these features make the GSE turbo engines a key player, among the small displacement engines, in terms of fuel consumption, performance, weight and NVH behavior.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Fig. 1: GSE T3 and T4

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1 Engine characteristics and concept selection

1.1 The Global Small Engine family

In 1984 started the production of the Fiat FIRE engine (Fully Integrated Robotized Engine). The first production plant was in Italy, but in the following 30 years the FIRE became a Global Engine with production sites in Brazil, India, USA and China.

The worldwide CO_2 and noxious emission legislation restrictions as well as the GHG mitigation target are bringing new challenges after 2020; the new scenario requires a huge effort in term of development, designing new internal combustion engines with architecture and technologies suitable to meet the best possible thermodynamic and mechanic efficiency.
FCA has developed a new small displacement engine family, 3 and 4 cylinder, naturally aspirated as well turbocharged.
The naturally aspirated versions (N3 and N4) started the production in LATAM in the 2016, the turbocharged engines are starting the production first in EMEA and the paper describes them, their characteristics and their development from the concept.

		T3 (3 cylinder engine)	T4 (4 cylinder engine)
Bore x stroke	mm	70 x 86.5	
Stroke-to-bore ratio	-	1.24	
Cylinder distance	mm	77	
Total displacement	cc	999	1332
Cylinder block		HPDC aluminum, cast-in liners, bedplate with cast iron bearing caps	
Crank off-set	mm	10	
Conrod length (r/L)	mm	146.3 (0.295)	
Cylinder head		OHC, 4 valve (valve inclination 15° inlet, 18° exhaust)	
Valvetiming drive		“Silent” chain	
Valvetrain		Inlet: VVL (MultiAir); exhaust: roller finger follower and hydraulic lash adjuster	
Fuel Injection System		GDI 200bar	
Compression ratio		10.5:1	
Power	kW @ rpm	88 @ 6000	132 @ 5750
Torque	Nm @ rpm	190 @ 1750	270 @ 1800

Table 1: GSE T3 and T4 main characteristics

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.2 Pre-development phase: potential and limitations of the engine concept for downsizing

The assessment of the potential and of the limitations of the downsizing concept applied to a small displacement engine was a very important aspect of the GSE T3 and T4 pre-development phase.

The drawback of the downsizing concept application is actually well known: if the engine has been designed with traditional architecture and technologies and simply uses a turbocharger to reach the performance of a larger naturally aspirated engine, it will require air/fuel mixture enrichment in the real driving conditions in order to control the temperature of its main components, such as turbocharger, pistons, valves etc.. The gap between the homologated fuel consumption and the one experienced by the customer could be significant.

An engine designed for downsizing needs to avoid the use of fuel in excess, keeping the stoichiometric air/fuel ratio at high load working conditions.

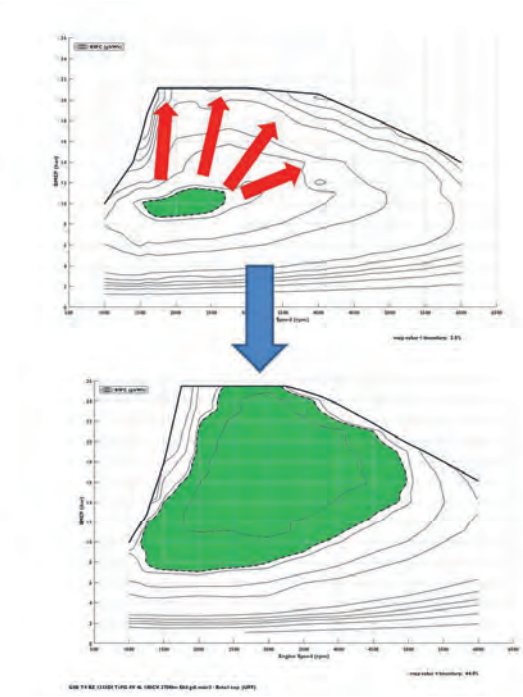


Fig. 2: Engine bsfc map: from the "bath tub" shape due to mixture enrichment to the "flat" stoichiometric map.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The main architectural features and technologies enabling the achievement of this target are four:

- The long stroke, that allows a very compact combustion chamber design: the short flame path and the highly turbulent air motion at the end of compression reduce combustion duration and diminish the risk of knocking;
- The GDI system, that allows to exploit all the fuel latent heat of evaporation for the in cylinder charge cooling;
- The cylinder head-integrated exhaust manifold, that allows control of the exhaust gas temperature by water cooling;
- The VVL system, that allows control of the effective compression ratio by early intake or late intake valve closing strategies.

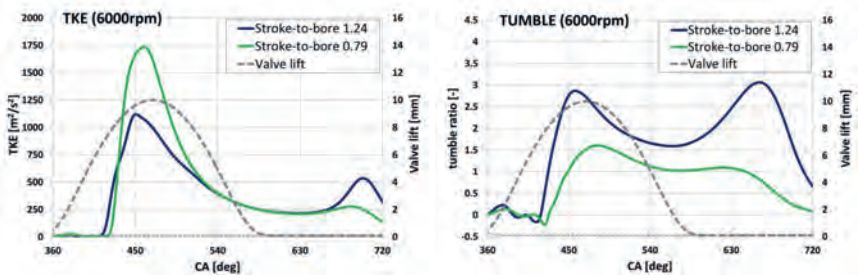


Fig. 3: Turbulence Kinetic Energy (TKE) and Tumble comparison between a long stroke engine (S/B=1.24, blue line) and a short stroke one (S/B=0.79, green line). The short stroke engine "flat" combustion chamber "destroys" the turbulent kinetic energy at the top dead center (ignition time).

The simultaneous application of all these technologies in a small displacement engine is not trivial and the outcome can be counterproductive; for instance:

- the GDI application in a small-bore engine can lead to wall wetting resulting in high particle emissions and/or oil dilution: a few years ago some of the best European Engineering Technical Centers asserted that a bore under 74mm would be challenging;
- the integrated exhaust manifold in a 4 cylinder engine with small cross-section cylinder head can lead to poor manifold design, with high residual gas in some of the combustion chambers and poor knocking behavior;
- a VVL system, although useful for the implementation of the de-throttling strategy, can lead to insufficient tumble motion due to the reduced valve lift during the inlet stroke.

For these reasons, well before the official start of the engine family development, a pre-development activity took place in order to assess the optimal engine configuration.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

A small 4 cylinder demo engine was designed, built and tested; its main dimensions and characteristics are listed below.

		Demo Engine
No of cylinders		4
Bore x stroke	mm	66 x 84 (crankshaft from the current FIRE engine)
Stroke-to-bore ratio	-	1.27
Cylinder distance	mm	77
Total displacement	cc	1149.5
Cylinder block		aluminum, cast-in liners, bedplate with cast iron bearing caps from the existing FIRE engine
Cylinder head		OHC, 4 valve (valve inclination 14° inlet, 20.5° exhaust)
Valvetiming drive		Toothed belt from the existing FIRE engine
Valvetrain		Inlet: VVL (Multiair); exhaust: roller finger follower and hydraulic lash adjuster
Fuel Injection System		GDI 70÷150 bar “hollow-cone” injectors and GDI 200 bar multihole injectors
Compression ratio		10.5:1
Power target	kW @ rpm	88 @ 6000
Torque target	Nm @ rpm	220 @ 2000 (24bar bmep)

Table 2: “Demo” engine main characteristics

Looking at the table above it is clear that the “Demo” did not feature the optimal characteristics for a new engine; they were selected in order to obtain an “extreme” design to stress all the possible critical issues.

Other dimensions were obliged by the re-use of the existing FIRE engine components (bedplate, crankshaft, conrods, bearings, timing drive system….).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.2.1 Cylinder head design: injection and combustion system

The core of this engine is the cylinder head. Its design is characterized by:

- an injector angle significantly higher than in traditional side-injector GDI engines, avoiding valve wetting even with in-axis, large angle spray cone injectors.
  The lateral injector was selected mainly for two reasons: the central injector layout is not compatible with MultiAir installation and in such small-bore cylinder it would force significant reduction of the valve diameters. Anyway, the real advantage of a central injector is its potential in lean stratified combustion. However, in the case of a very small engine displacement, the portion of the engine map in which it is possible to run in lean mode is very limited.

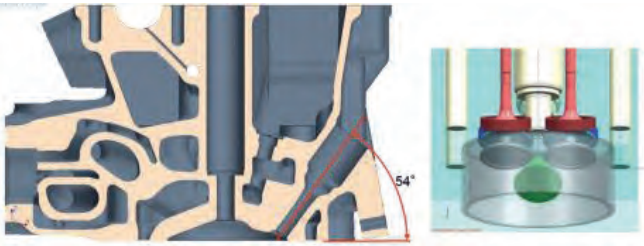


Fig. 4: Injector inclination: the angled lay-out avoids valve wetting even without spray jet bending

- the valve angles (14° the inlet, 20.5° the exhaust) are larger than in the current FIRE engine, allowing a compact pent-roof combustion chamber geometry, with a high inlet valve masking (3.5mm), necessary in order to maintain a good tumble level even with reduced valve lift at part load.

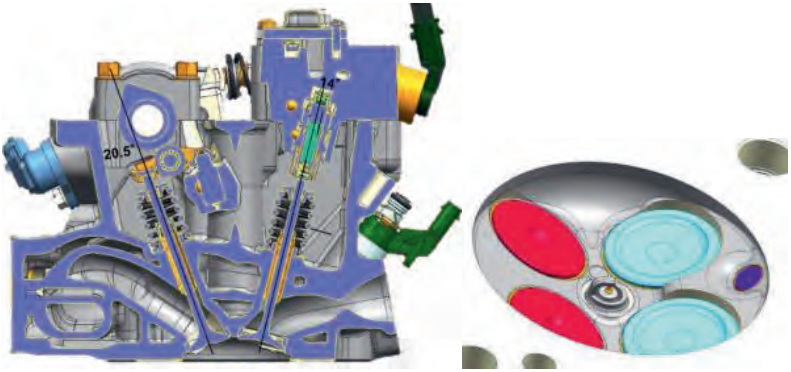
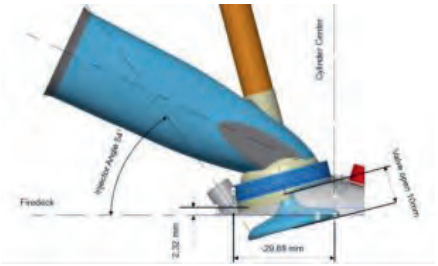
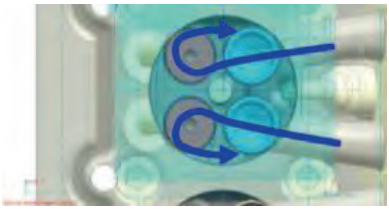


Fig. 5: Valve angle, pent-roof combustion chamber and inlet valve masking

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- the inlet ports are designed to generate a very high tumble motion; in addition, as shown in the plan view below, their arched axis generates two additional counter-rotating vortices which further increase the turbulent kinetic energy.





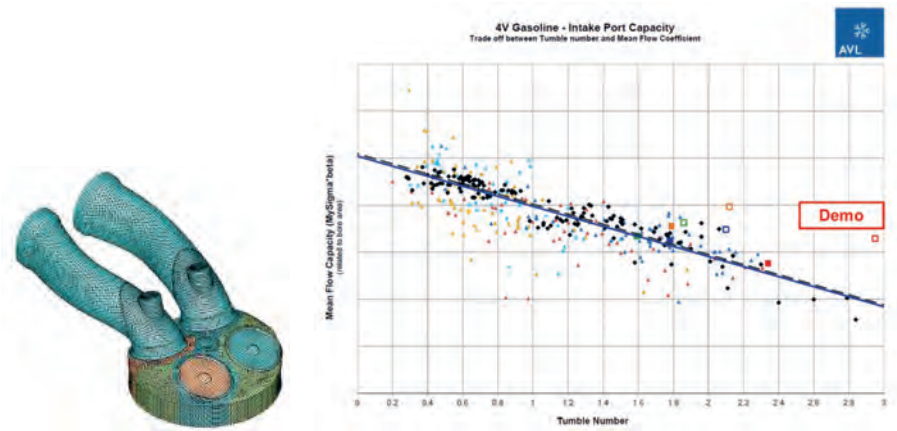


Fig.6: Inlet port geometry and fluid-dynamic characteristics: the efficiency is well above the existing trade-off line (benchmarking: courtesy of AVL)

The benchmarking positioning of this fluid-dynamic configuration was made by AVL, certifying an efficiency (tumble vs flow capacity) well above the existing trade-off line.

Laser anemometric measurements also demonstrated a well-structured tumble motion generated by these ports even at small valve lifts.

The CFD simulations of the in-cylinder flow and mixture preparation process showed a favorable interaction between air motion and fuel spray droplets as well as a Turbulent Kinetic Energy (TKE) distribution which should enhance flame propagation.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

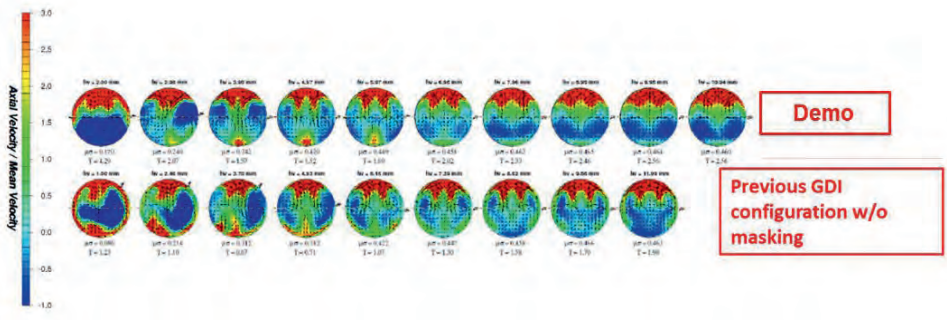


Fig.7: Laser anemometry measurement: effect of valve masking (courtesy of AVL)

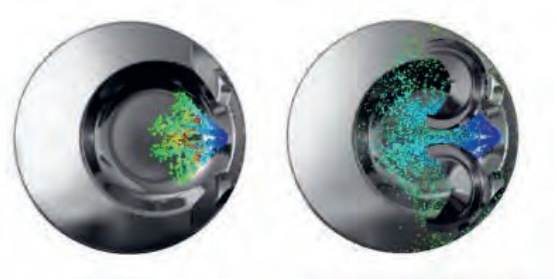


Fig.8: Air motion and injection spray interaction

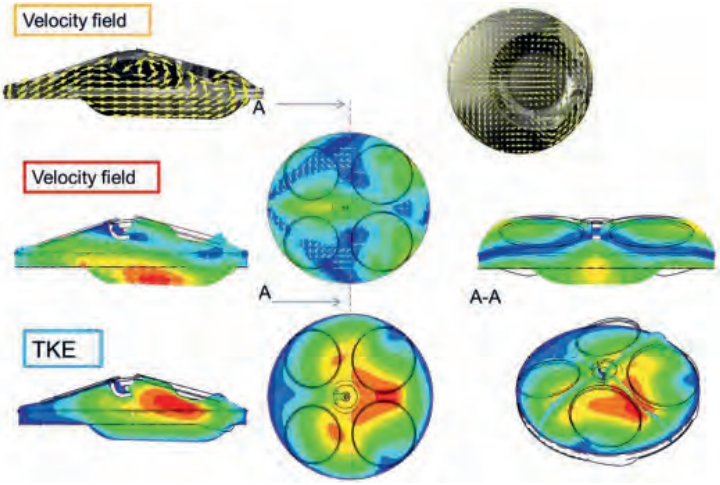


Fig.9: Velocity field and TKE distribution.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.2.2 Cylinder head design: the integrated exhaust manifold

The engine layout used in the current small FCA cars is the E-W arrangement with the exhaust side facing forward; in such a layout, it is of primary importance to minimize the cylinder head and exhaust side overall width in order to avoid excessive car front overhang because of the turbocharger positioning.

This may lead to very short exhaust ports for the central cylinders and an incorrect exhaust system dynamic behavior, with consequent residual gas retention in some cylinders.

For this reason a separated exhaust manifold design was adopted (cylinders 1-4 separated from 2-3 up to the manifold flange). An additional advantage of this configuration is that it allows eventual twin scroll turbocharger applications.

The cylinder head design results a multiple water jacket core: the two exhaust port branches are surrounded by three water jackets, the lower, the upper and separated by an intermediate one, ensuring the correct exhaust cooling.



Fig.10: Cylinder head architecture: the integrated exhaust manifold

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.2.3 Demo engine testing assessment.

The first test results of the “Demo” engine have immediately shown a very promising potential: better bmep, better combustion stability and lower full load enrichment with lower exhaust temperature than the reference FIRE engine.

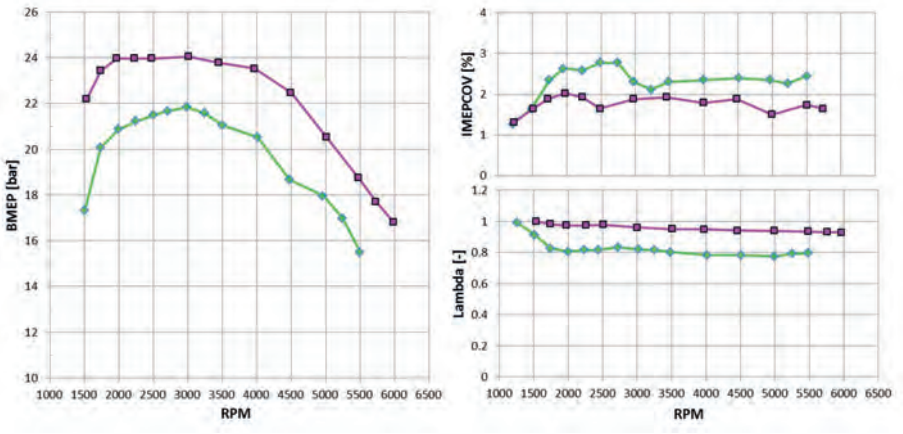


Fig.11: first testing results, w/o any optimization; in green the current FIRE engine (1.4L, PFI)

In a second test the exhaust temperature was brought to the limit of 950°C and the engine run at λ=1 up to 5000rpm.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.2.4 Second demo engine assessment: existing architecture, GDI only added.

In parallel, a second assessment was performed on the existing 1.4 FIRE engine equipped with a new GDI cylinder head, but without the integrated exhaust manifold.

The purpose was to verify whether the existing engine architecture (and the existing production line!) were able to meet the future requirements for downsizing applications.

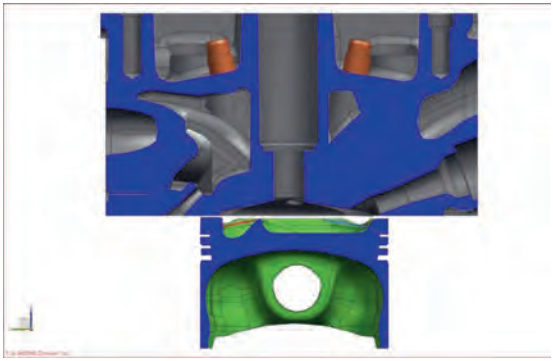


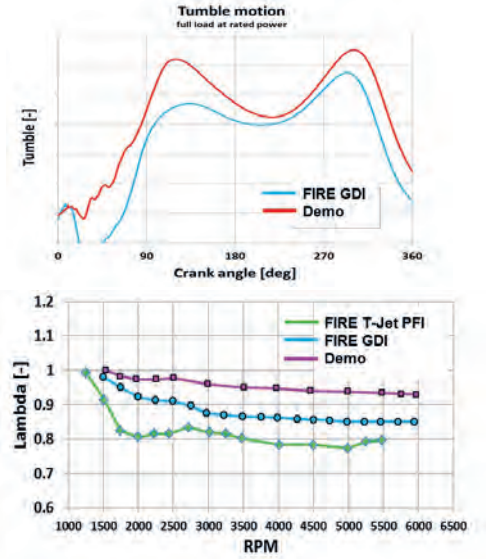
Fig.12: Injector arrangement in the current FIRE cylinder head

The FIRE engine cylinder head was designed for a 4-valve, naturally aspirated, engine in the 90s. The valve angle is very narrow (9,3° inlet, 10,8° exh.) and the combustion chamber roof is relatively flat obliging the turbo version to adopt an Heron-like piston bowl.

The thermal conditions of the piston crown are critical at high loads and, even adopting a 3mm valve masking protrusion, the tumble ratio is penalized by the chamber's "flat roof". These are the reasons why the engine still needs some enrichment at high loads (the lambda of the FIRE GDI configuration assumes intermediate values between the PFI version and the new "Demo") and the combustion is much less stable, in particular at part load.

The test results, briefly summarized in Figure 13, definitively indicated the necessity of a completely new engine design for the future downsizing applications.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



	IMEP COV [%]	
	Masking	NO Masking
1500x1	4.7	
1500x4	2.1	4
2000x2	6.4	24
2000x4	3.3	2.9
2000x6	1.5	1.2
2000x8	1.1	1
2500x12	2.3	2.3
3000x3	6	4
4000x3	4.8	5.7
4000x5	2.6	1.6

Fig.13: FIRE GDI tumble comparison with "Demo" engine, FIRE GDI combustion stability and necessary enrichment at nearly the same bmep of "Demo"

2 Final engine architecture

2.1 From concept to development: the engine family (GSE: Global Small Engine) built around the same cylinder unit

Parallel to the turbocharged "Demo" engine testing, the concept assessment of the naturally aspirated versions of the new engine family were also studied.

Independently from engine type, theory as well dedicated simulations clearly show the advantage in terms of thermo-dynamic efficiency of a three cylinder engine in comparison to a four cylinder one when the displacement is around 1L.

As already stated in paragraph 1.2, the main architectural parameter that leads to a favorable low surface to volume ratio (S/V) combustion chamber is the high stroke to bore ratio (S/B).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In order to select the optimal S/B ratio it is necessary to take into account the cranktrain mechanical efficiency; increasing the stroke the friction losses become higher and in order to minimize this drawback a long conrod cranktrain is mandatory; thus, the target of crank radius / conrod length ratio (r/L) lower than 0.30 was assumed: this value, combined with 10mm bank-offset, gives a good friction behavior.

The combination of S/B=1,24 and r/L=0,295 still allows to design an engine suitable for packaging in the smallest car segment. The result is a 70mm bore and 86.5mm stroke cylinder unit.

All the evaluations bring to the use of the same cylinder unit defined for the naturally aspirated engine also for the turbocharged ones, completing the new family around the same cylinder unit:

- GSE N3, three cylinder 1L naturally aspirated
- GSE T3, three cylinder 1L turbocharged
- GSE N4, four cylinder 1.33L naturally aspirated
- GSE T4, four cylinder 1.33L turbocharged

The engine family based on the same cylinder unit gives important synergies for the engine development (common combustion development, common design) and synergies for manufacturing, with common machining and assembly features and common components and subsystems.

2.2 Cylinder head optimization

Basically, the cylinder head geometry of the GSE family remains the one of the “Demo” engine.

The changes were related mainly to the valve angle: from the original inlet/exhaust angles of 14°/20.5°, the final lay-out is 15° for the inlet and 18° for the exhaust. The two main reasons:

- The combustion chamber design is better with a lay-out closer to a symmetric one; nevertheless the inlet valve angle was maintained smaller than the exhaust one in order to have a large angle between port axis and valve axis with better tumble performance and in order to have enough space for the valve masking.
- The “V” of the valve axis was reduced in order to allow future developments towards higher compression ratio (i.e. 13÷14:1) maintaining a flat piston crown and a compact combustion chamber design.

The other changes are obviously related to the valve diameters, adjusted to the new bore value which increased from 66 to 70mm in the final GSE design.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The injector inclination is still 54°, but a spark plug inclination of 4° has been introduced in order to optimize the electrode position and, at the same time, the clearances around the ignition coil seat and the valve cover sealing path.

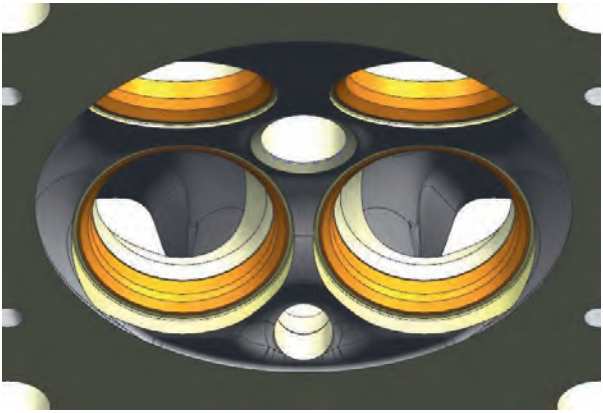


Fig.14: 3,5mm valve masking

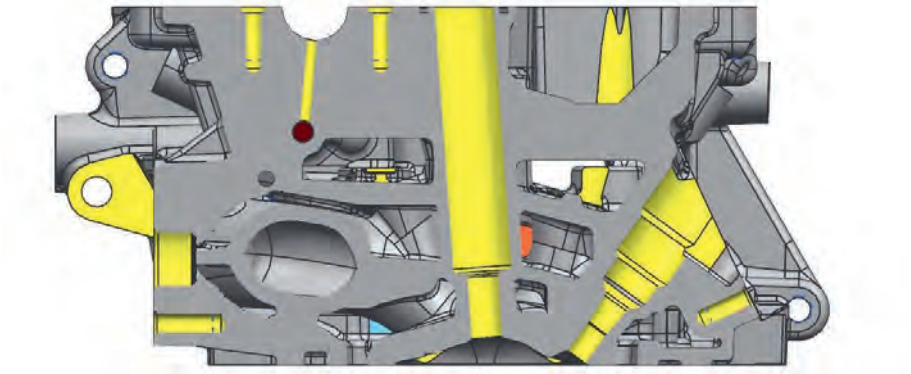


Fig.15: Spark plug and injector seat final layout

All the modifications were verified by measurements and simulations, starting from the injection spray all the way to combustion development.

In order to avoid impingement of the fuel spray on the valves, a 6-hole injector was selected.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

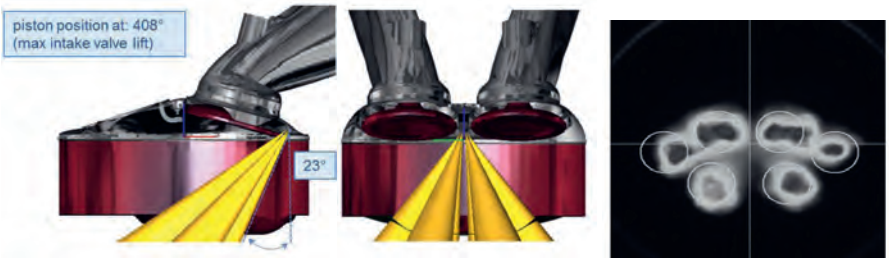


Fig.16: 6-hole injector spray targeting

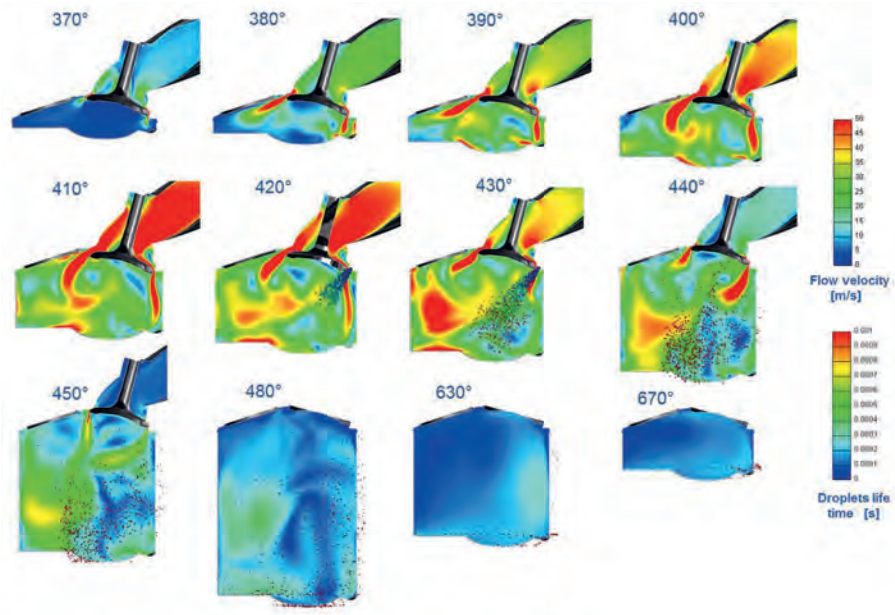


Fig.17: Droplets lifetime and wall wetting simulation

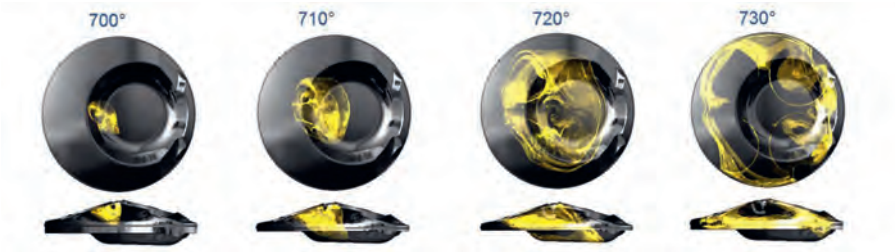


Fig.18: Combustion simulation

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.3 MultiAir II

In parallel to the “Demo” engine assessment, FIAT Research Center has been developing the “2nd generation” MultiAir variable valve lift system (MultiAir II), and this new technology was available for the GSE final configuration.

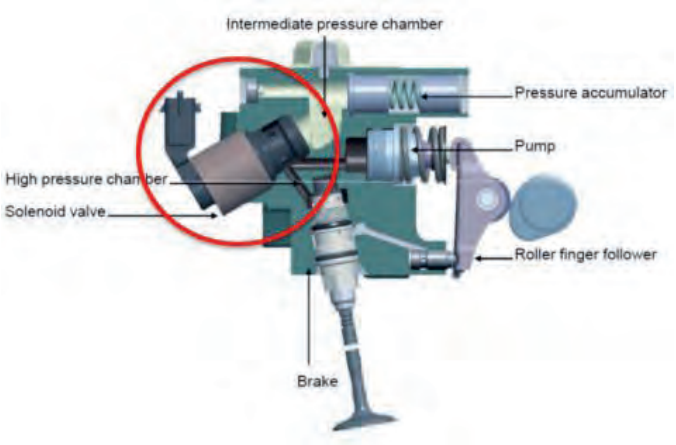


Fig.19: MultiAir actuator scheme: the solenoid valve is the important evolution of the 2nd generation

From the “hardware” point of view the main evolution is a new solenoid valve that allows independent control of both the inlet valve opening ($\Phi 1$) and the inlet valve closing ($\Phi 2$) angles.

This increased control flexibility allowed the design a new cam lobe with a pre-lift (“boot”) sector which, if actuated, increases the valve overlap allowing increase of the internal EGR and with a very wide opening profile enabling the Atkinson rather than Otto cycle.

This evolution is important for two reasons:

- with the pre-lift, the first inlet stroke produces internal EGR; the necessary air mass for the part load working condition is introduced with higher valve lift; since the tumble increases with the valve lift, higher turbulence and combustion efficiency are achieved.
- the Atkinson cycle allows operations at high load and high rpm without any enrichment while maintaining a high compression ratio (10.5:1 is the selected geometric value).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

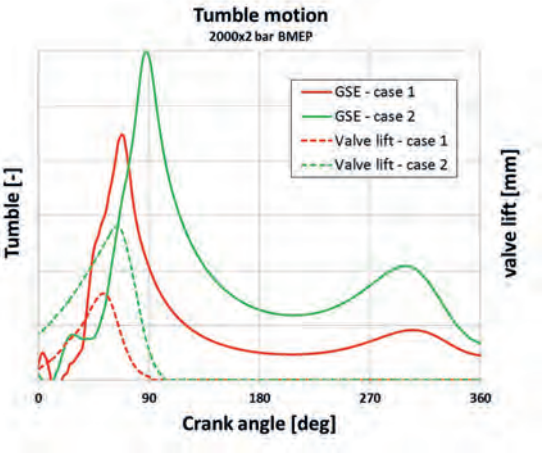


Fig.20: Tumble ratio increase with MultiAir II actuation

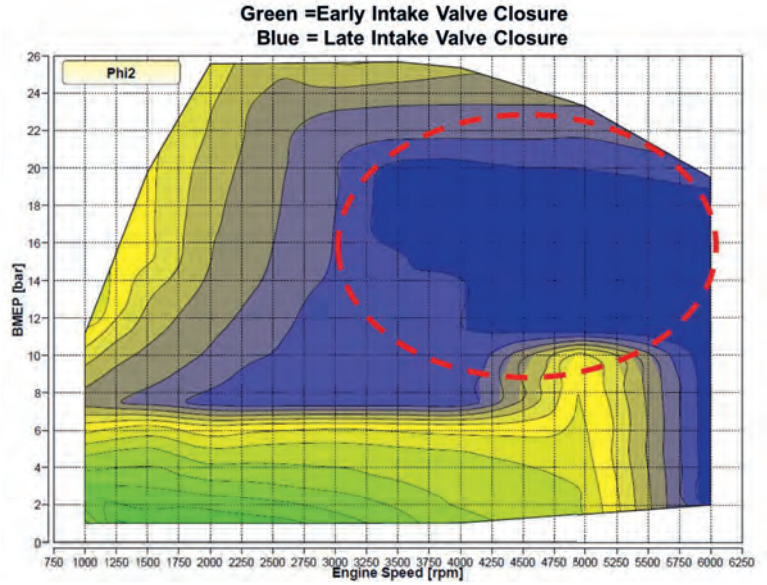


Fig.21: In the blue area the effective compression ratio is managed by Atkinson mode (late intake valve closure)

From the engine control point of view, the new solenoid valve actuation enables both Early Intake Valve Closure (EIVC) and Late Intake Valve Opening (LIVO) strategies.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The valve lift control manages, in addition to engine load, the optimal effective compression ratio, allowing an engine efficiency increase while keeping the knocking tendency under control. For a given crank mechanism, i.e. for a given geometric compression ratio, the effective compression ratio is determined by the part of compression stroke that is performed with closed intake valves. There are two possibilities of controlling the effective compression ratio: early intake valve closing (EIVC) during the intake stroke, or late intake valve closing (LIVC) during the compression stroke.

A high effective compression ratio is desirable at low and medium engine loads, where it increases engine efficiency and has a synergistic effect with internal exhaust gas recirculation.

On the other hand, at higher engine loads a lower effective compression ratio reduces knocking tendency, thanks to lower charge temperatures inside the cylinder, and mitigates the use of anti-knock measures (such as spark retard) that negatively affect thermodynamic efficiency. LIVC has a better potential for increasing thermodynamic efficiency rather than EIVC for two main reasons: it ensures a higher turbulence level in the combustion chamber and provides the conditions for improved fuel evaporation.

However, it has to be pointed out that the effective compression ratio reduction through both EIVC and LIVC leads to a decrease in the volumetric efficiency, which has to be compensated by increasing boost pressure in order to achieve the same engine torque output.

The development of specific, enhanced, control strategies also played a strategic role in the:

- control of the intake valve opening angle to modulate, stroke by stroke, the internal EGR, using the pre-lift sector of the intake cam lobe.
- simultaneous control of intake valve opening and closing angles to modulate the effective compression ratio.

With respect to other VVL technologies, the Advanced MultiAir II Technology is particularly effective in reducing fuel consumption at medium and high engine loads (e.g. during acceleration at medium speed) that is common in real driving missions but only partially reproduced in the current homologation cycle (NEDC).

The control of the effective compression ratio enabled by the Advanced MultiAir II Technology also improves the average efficiency of:

- bi-fuel applications (CNG-gasoline) allowing the optimization of the engine design to run with CNG (higher compression ratio) and guaranteeing a high efficiency when gasoline mode is chosen thanks to the adaptation of the effective compression ratio.
- engine operating with different RON gasoline allowing the adaptation of the compression ratio to the gasoline features. Since the engine design is optimized for high RON gasoline, the adaptation of the effective compression ratio maximizes efficiency in case of use of lower RON gasoline.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Cylinder block and cranktrain

3.1 Cylinder block architecture

The research towards maximum thermal efficiency has driven the design to a long stroke architecture and the requirement of a good mechanical efficiency to a long conrod cranktrain; as a consequence, the engine height increases and the only way to design a lightweight structure is to use an aluminum alloy cylinder block; the high pressure die cast block with cast-in cast iron liners technology was selected.

Several crankcase architectures have been investigated: short skirt + bearing caps + structural oil sump, long skirt + bearing caps (with and without cross bolts) and bedplate.

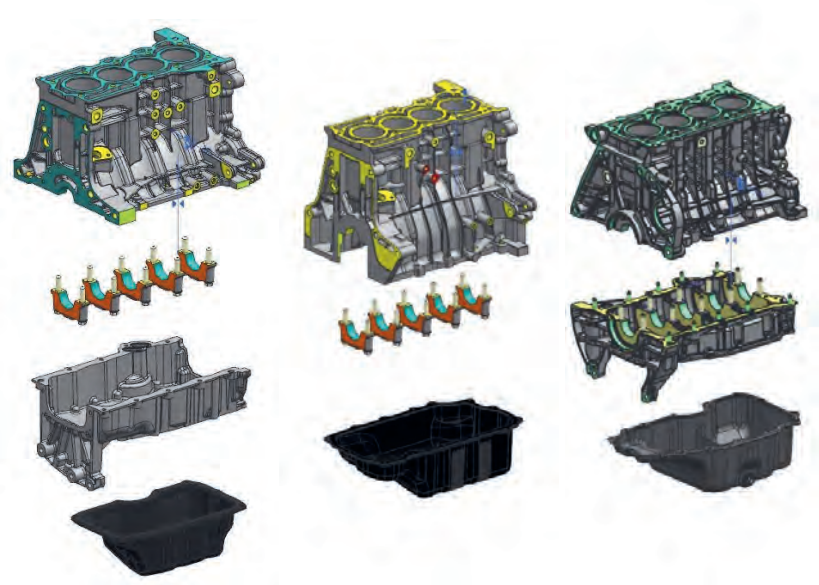


Fig.22: Assessed cylinder block configurations: 1) short skirt + bearing caps + structural oil sump; 2) long skirt + bearing caps (with and without cross bolts); 3) Bedplate

The simulations showed that the bedplate architecture exhibits the best NVH behavior; only the cross bolt configuration gives comparable vibration results but with some difficulties in designing properly the transmission flange because of the presence of the last two bolts, which are particularly important in order to minimize the rear bearing cap vibrations.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

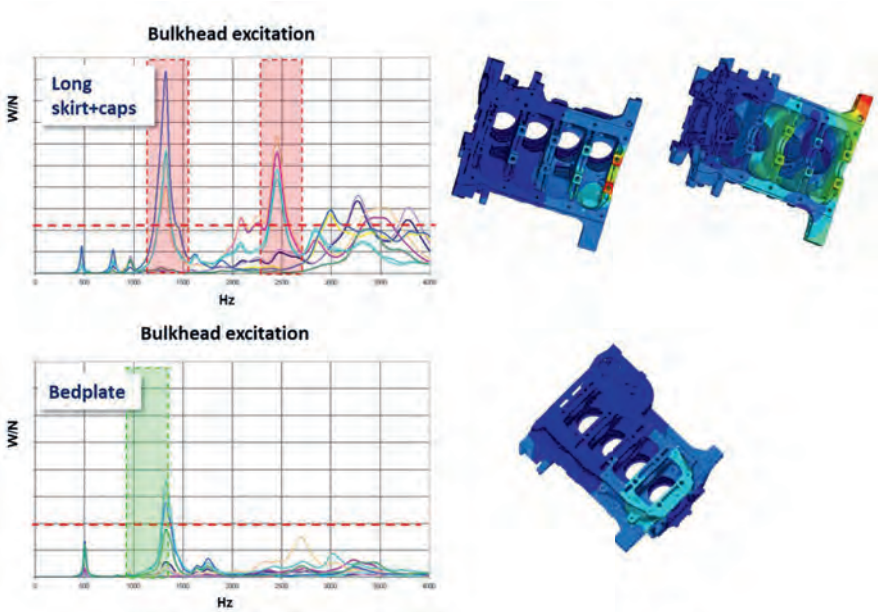


Fig.23: Bearing caps and crankcase vibrations; the bedplate eliminates the second resonance and strongly attenuates the first one

The cylinder block architecture with bedplate was selected; although the material cost is higher, the NVH behavior is definitely better than the alternatives. This solution provides good value even in this class of small displacement engines.

Another driver in favor of the bedplate has been the improved crankshaft support and bearing lubrication conditions, both results of the higher crankcase stiffness; this improves the friction behavior in dynamic (medium-high rpm) working conditions.

The final design includes in the bedplate also two additional fixing points for the transmission clutch housing in order to increase the stiffness of the entire powertrain.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

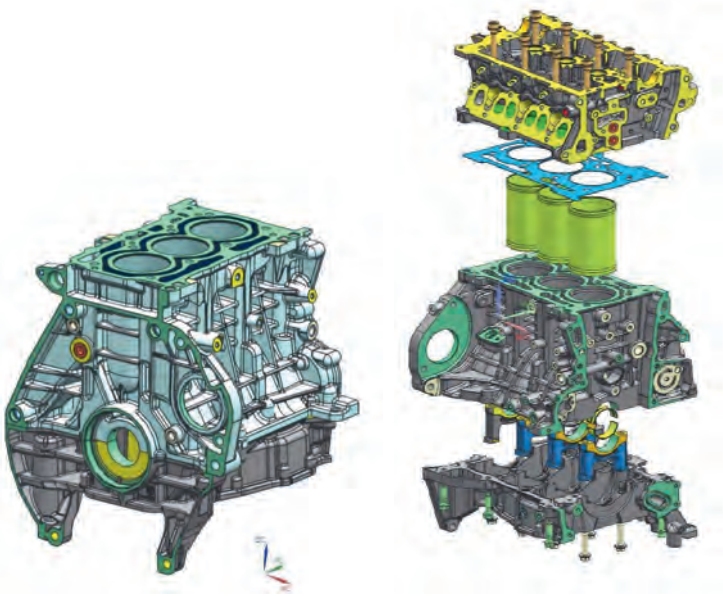


Fig.24: The complete engine structure

3.2 Hybrid cast-in liners and dummy cylinder head for low liner deformation

The piston rings are the major friction contributors of the cranktrain; in order to reduce the ring tangential force, and hence friction, while guaranteeing low oil consumption, it is absolutely necessary to ensure low bore distortion harmonics above the second order (the fourth, with a square-like deformation, is particularly important for the oil consumption).

The most effective foundry process for mass production is the High Pressure Die Casting (HPDC), but the consequent open deck geometry is not the best for structural stiffness. This drawback is overcome through the adoption of the “Hybrid” cast-in liners which, after the casting process, become part of the block structure.

The “Hybrid” liners are coated externally with eutectic aluminum alloy; during the cylinder block casting the aluminum coating is melted by the surrounding aluminum and ensures a perfect bonding without any discontinuity between liner and block; this also allows inter-bore drilling without any risks of crack propagation, even if the distance between drill and liner is very small (nominal 0,7mm).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

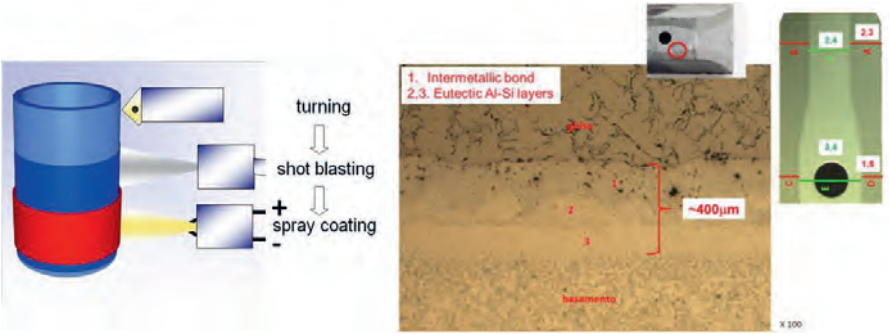


Fig.25: "Hybrid" liner production, bridge geometry and bonding (courtesy of Federal Mogul)

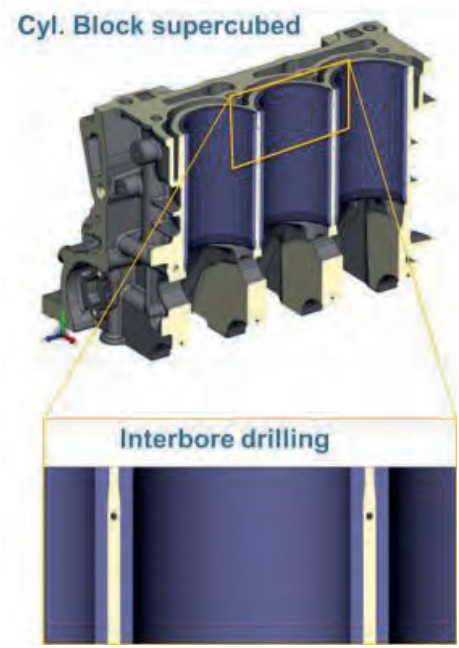


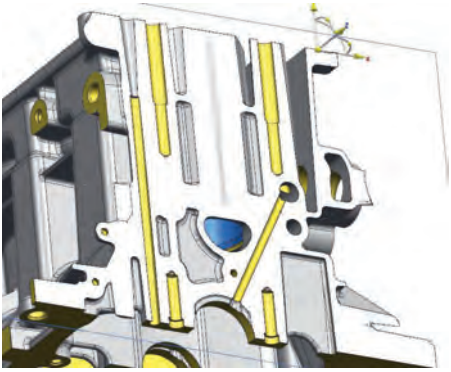
Fig.26: The interbore cooling drills

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The outcome of this process is a monolithic block, where liners and aluminum contribute to the structure stiffness. The liner deformation is very low and stable with temperature.

The cylinder block design also contributes to low liner deformation: the architecture is the same for all the engine configurations, naturally aspirated as well as turbocharged. It features long cylinder head bolts with the thread below the water jacket and aligned with the main bearing bolts. These measures guarantee good stiffness despite the open-deck architecture and minimize the 4th order deformation of the liners.

Finally, a “dummy cylinder head” is adopted during the liner machining which optimizes the process, resulting in residual liner deformation well below the piston rings conformability.



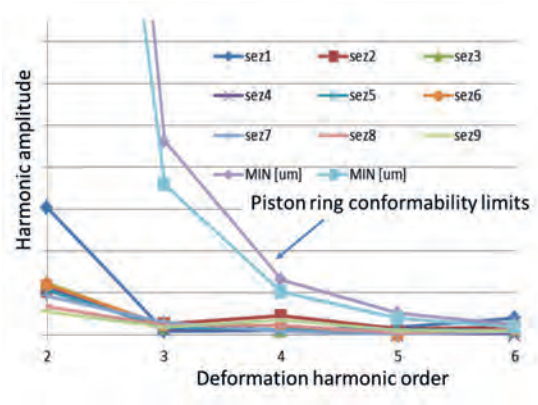


Fig27: Cylinder block design and liner deformation (CAE simulation with dummy cylinder head)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.3 3 cylinder cranktrain balancing

Several balancing solutions have been analyzed during the project's concept phase, ranging from the configuration that gives a pitching moment only to the configuration that produces a yawing moment only, passing throughout to a conical movement configuration.

The various balancing configurations were tested, optimizing for each the engine mounting characteristics and evaluating the vehicle's response in terms of seat rail vibrations.

Fig. 28 shows the comparison of two configuration at Hot Idle, the baseline (standard balancing) and the optimized balancing.

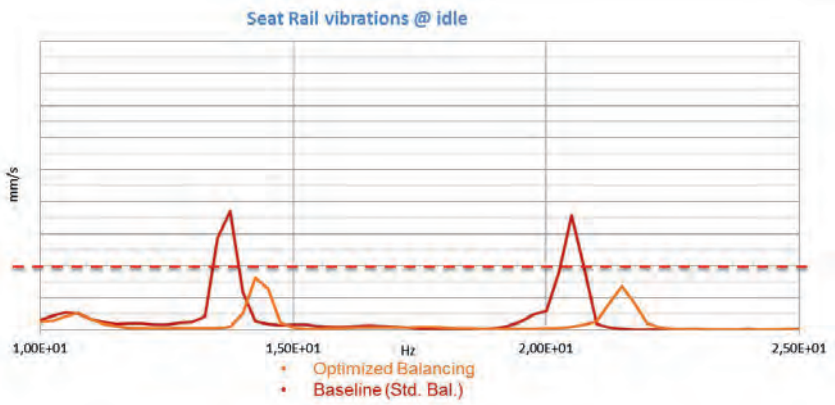


Fig.28: Balancing concept comparison; here the effect in terms of seat rail vibrations

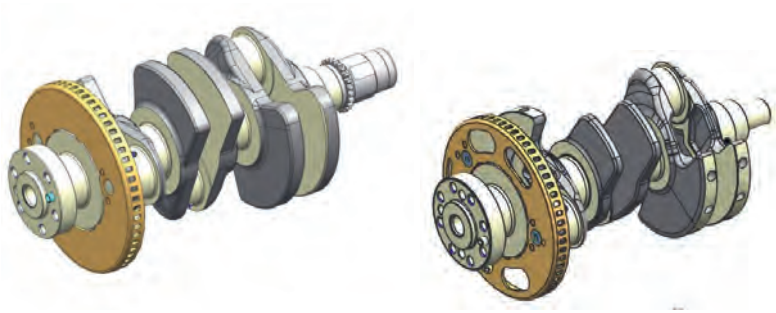


Fig.29: Having chosen the balancing concept, a counterweight optimization activity has been performed in order to minimize the crankshaft mass with 2.1kg saving.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.4 Cranktrain design and dimensioning

The cranktrain is characterized by a low friction design; its main features are the 10mm crank-offset, the long conrod and the small crankshaft journal bearing diameters that, combined with the long stroke, lead to an almost null bearing overlap. The nodular cast iron has been selected for the T3 crankshaft and the forged steel for the T4 one, maintaining the same journal diameters.

In the table below the main cranktrain characteristics:

		T3 and T4 cranktrain
Stroke	**mm**	**86.5**
Crank radius	**mm**	**43.15**
Crank-offset	**mm**	**10**
Crank-offset / crank radius	**%**	**23.2%**
Conrod length	**mm**	**146.3**
r/L		**0.295**
Main journal diameter	**mm**	**45.3**
Conrod journal diameter	**mm**	**42**

Table 3 – Main cranktrain dimensions

Fig. 30 illustrates the combined effect of the crank-offset and of the long conrod in terms of cranktrain friction; in comparison to the old FIRE engine the friction advantage of the new cranktrain is about the 5% at a typical NEDC operating point.

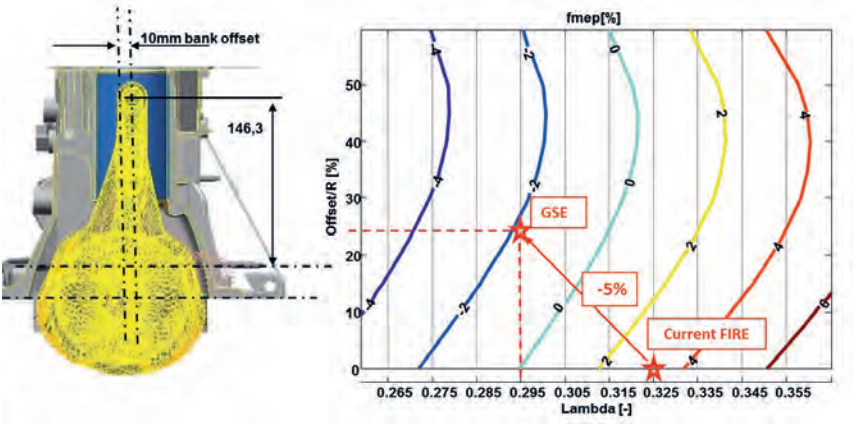


Fig.30: Combined effect of bank-offset and conrod length on cranktrain friction (iso-fmep curves in a typical NEDC operating point)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4 Cooling system concept

The cylinder head design and coolant flow lay-out is the same for the T3 as well as for the T4 engines.

In both cylinder heads, the coolant jacket is made of three cores: a lower, an upper and an intermediate one that separates the two exhaust ports.

The fundamental coolant circulation is across the cylinder head to evenly cool all combustion chambers. The lower water jacket has very small passages between the coolant manifold and the center and this is the reason of the use of inorganic binder for the cores.

In the T4 engine only, due to the higher specific power output, two drills per cylinder were added (shown in red in fig.31) in order to cool down the inlet valve seat bridge.

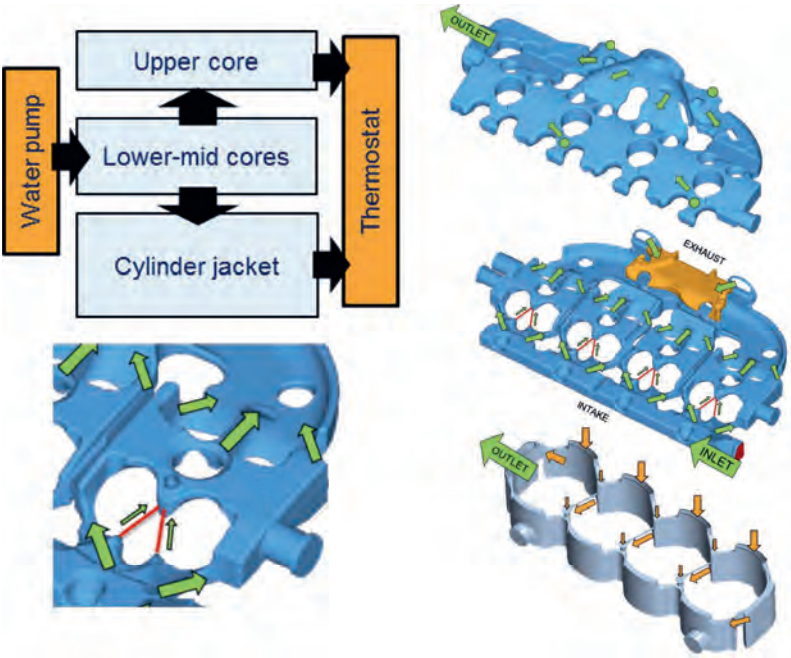


Fig.31: The transversal cylinder head cooling: the drills in red, used in the 4 cylinder engine only, are machined; part of the coolant flows to the cylinder block.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

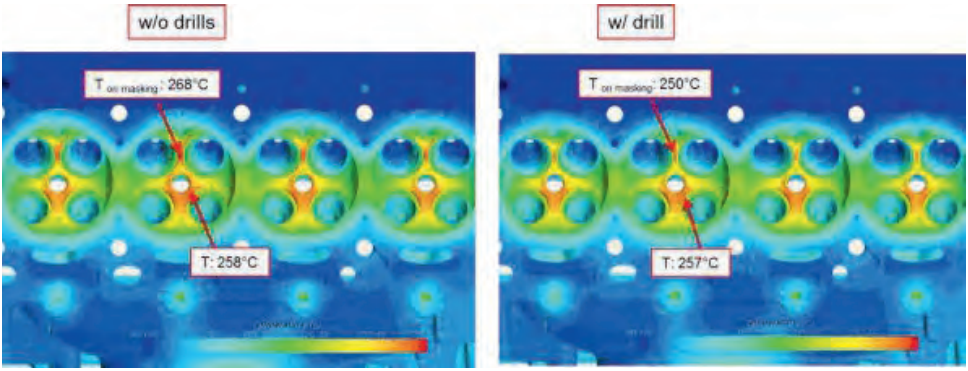


Fig.32: The drill effect on the inlet side; the temperatures are within the reliability limits and uniform between the cylinders

The coolant flows from the bottom jacket partly in the cylinder block and partly to the intermediate jacket and then to the upper one. The two flows go separately to the thermostat located at the rear of the cylinder head.

The short coolant jacket of the cylinder block, in addition to the controlled coolant flow, result in a nearly linear temperature distribution along the liner while the reduced coolant volume enables a fast warm-up. Two ribs reduce the coolant passage from the exhaust and inlet sides, enabling a strong flow into the bridge cooling drills.

This layout is ready for the implementation of a split cooling strategy. Simulation and test results, however, demonstrated low effectiveness of this concept. This is attributed to the successful effort in minimizing the cylinder block coolant volume which significantly accelerates the engine warm-up.

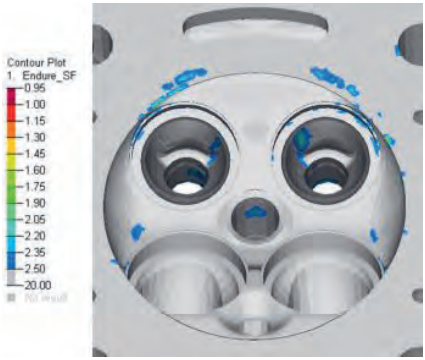


Fig.33: Low cycle thermal fatigue simulation

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The cross flow cooling of the combustion chamber walls ensures low and uniform flame deck temperatures and is the enabler for reliability to thermal shock: the low cycle fatigue safety factors are well within the safety margin.

The T3 engine follows the same concept, but without the small intermediate core between the two exhaust ports (one exhaust core only). Its lower specific power output also allows to avoid the machined drills on the bottom coolant jacket.

The coolant pump, as well as the oil pump, is integrated in the timing chain cover and is driven by an internally toothed “silent type” chain. In order to save weight, also the engine mounting flange is part of the front cover.



Fig.34: The coolant pump, driven by the timing chain, the oil pump and the engine mounting bracket flange are all integrated in the front cover.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5 Cylinder head structure and NVH

The upper part of the cylinder head is usually the main noise source, due to the weakness of its external walls. In the T3 and T4 engines the MultiAir actuator performs the task of structure stiffening, closing the “oil box” in the upper part of the cylinder head.

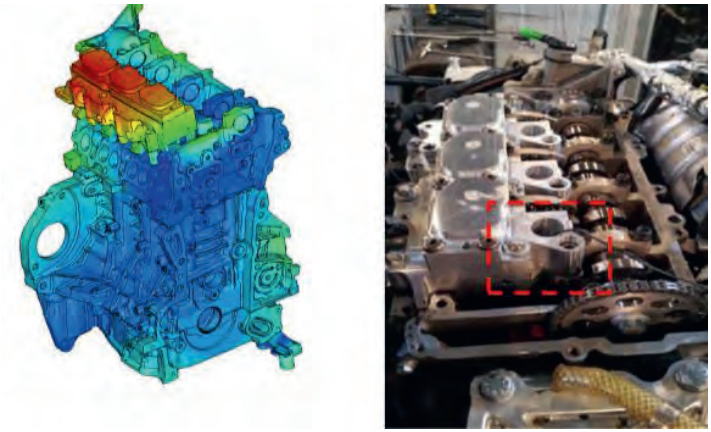


Fig.35: The MultiAir actuator is bolted on the ignition coil seats and contributes to the stiffness of the cylinder head’s upper part.

This structure stiffening effect is important, in particular on the idle radiated noise, between 1000 and 3000Hz, with a max of 5 dB(A) pressure level reduction between 1600 and 2000Hz

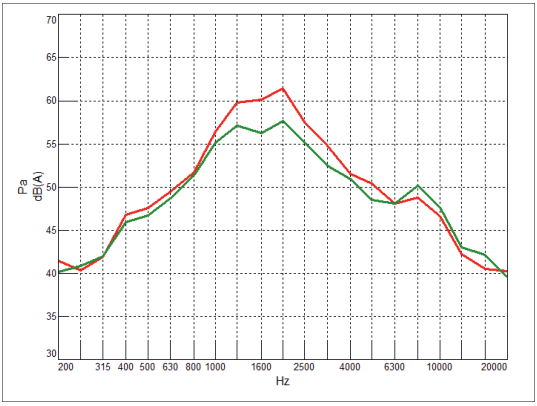


Fig.36: Effect of the upper cylinder head stiffening by the MultiAir actuator on idle radiated noise.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6 Air management and boosting

Both T3 and T4 engines adopt a mono-scroll turbochargers; the counter clock-wise rotating impellers allow to optimize the turbine housing design and, at the same time, maximize the available space for the aftertreatment system.

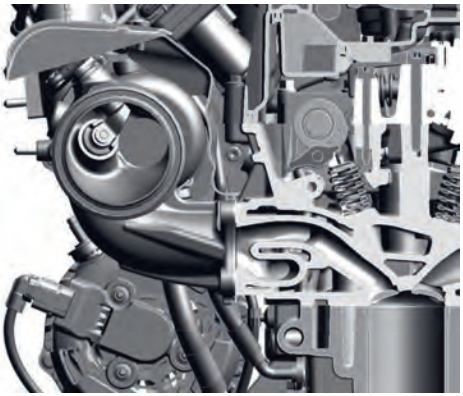


Fig.37: Design of the mono-scroll turbine housing

The waste gate and compressor surge valve are both electrically actuated.

In order to eliminate the turbo-lag and to minimize the time-to-boost, both important aspects for a downsized engine, a λ=1 scavenging strategy has been implemented.

The inlet manifold temperature is controlled by a Water-Cooled Air Cooler (WCAC) integrated in the inlet manifold.

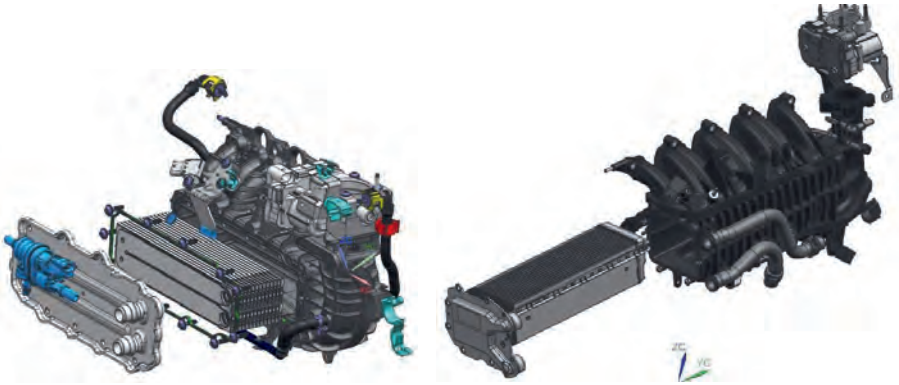


Fig.38: WCAC installation details of the T3 and T4 engines

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7 RDE (Real Driving Emission) compliance

The GSE T3 and T4 are expected to be used through the years 2020, 2025 and beyond. This means that they must comply with the global emission regulations but also in all RDE (Real Driving Emissions) conditions.

Particle Number (PN) concentration is the most critical emission parameter of a GDI engine. It can be controlled in mild cycles, such as the WLTC, through multiple injection strategies and high fuel injection pressure, but in real driving conditions, which may involve higher engine loads and cold ambient temperatures, the use of a Gasoline Particulate Filter (GPF) is important

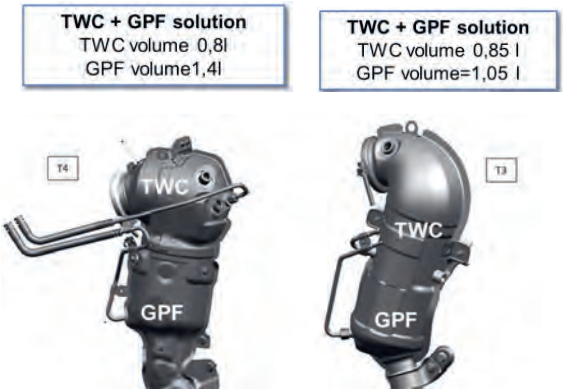


Fig.39: The GSE T4 and T3 aftertreatment system canning, with the three-way catalyst and the GPF in close-coupled position

The GPF of the GSE engines is located in the same canning and immediately after the three-way catalyst. Its close-coupled position with respect to the turbine outlet guarantees maximum effectiveness even in very low temperature ambient conditions.

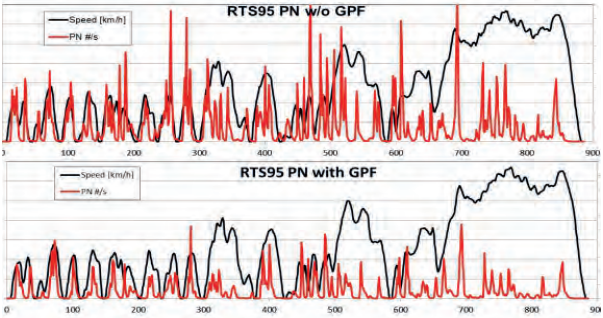


Fig.40: The GPF effectiveness in RDE working condition (GSE T4)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8 GSE T3 and T4 performance, specific fuel consumption and weight

The tables and figures shown below compare the main performance characteristics of the GSE turbocharged engines with various competitor engines. They demonstrate that the GSE T3 and T4 engines are well positioned in comparison to the competitors and always in the best portion of the scatterbands in terms of engine specific fuel consumption, performance, weight and NVH behavior.

Brake Specific Fuel Consumption positioning vs BIC scatterband				
rpm x BMEP	GSE T3	Competitor A	Competitor B	Competitor C
1250x4	-1,1%	6,8%	0,0%	5,7%
1250x6	-2,7%	0,8%	1,5%	0,0%
1500x2	-2,5%	4,6%	0,0%	10,9%
2000x2	-2,2%	5,0%	0,3%	6,4%
2000x4	-1,8%	4,3%	2,2%	2,5%
2000x8	-2,0%	0,8%	4,5%	0,8%
2500x8	-2,8%	0,8%	5,3%	-0,8%
2500x10	-1,7%	0,0%	1,7%	0,8%
2500x13	-2,6%	2,1%	3,4%	0,0%
2500x18	-4,1%	4,1%	4,6%	0,0%
3000x6	-1,9%	0,8%	3,1%	0,0%

Tab 4: GSE T3 engine efficiency compared with competitor values; in red the values exceeding by >4% those of the BIC scatterband.

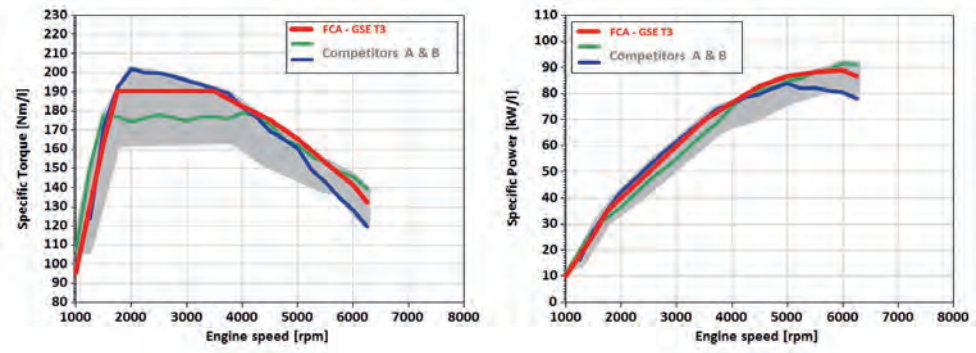


Fig.41: GSE T3 performance: comparison with competitor engines

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

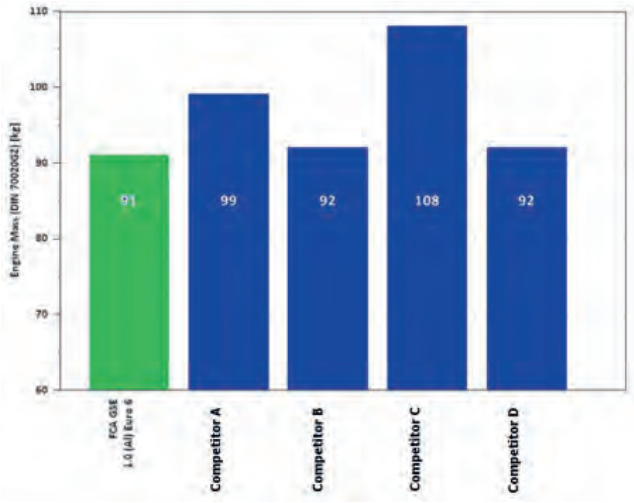


Fig.42: GSE T3 engine weight: comparison with competitor engines

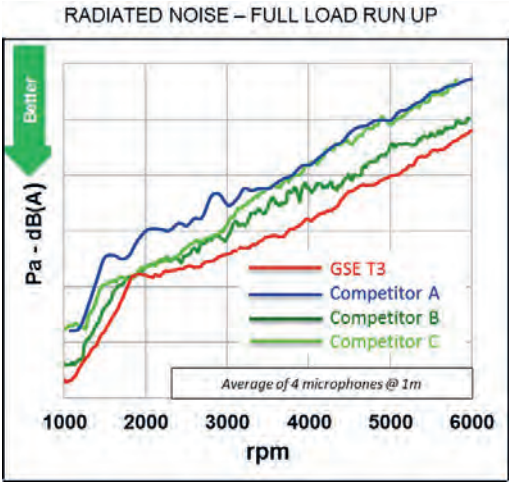


Fig43: GSE T3 WOT radiated noise: comparison with competitor engines

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Brake Specific Fuel Consumption positioning vs BIC scatterband			
rpm x BMEP	GSE T4	Competitor A	Competitor B
1250x4	-1,4%	-1,4%	8,7%
1250x6	-3,5%	-0,8%	5,4%
1500x2	-5,1%	-1,6%	7,0%
2000x2	-3,3%	-1,1%	5,0%
2000x4	-0,7%	-0,7%	0,7%
2000x8	-3,7%	0,4%	2,9%
2500x8	-4,1%	0,8%	1,2%
2500x10	-2,5%	0,8%	3,8%
2500x13	-3,8%	1,3%	1,3%
2500x18	-7,0%	8,3%	0,8%
3000x6	-2,7%	0,4%	1,9%

Tab.:5: GSE T4 engine efficiency compared with competitor values; in red the values exceeding by >4% those of the BIC scatterband.

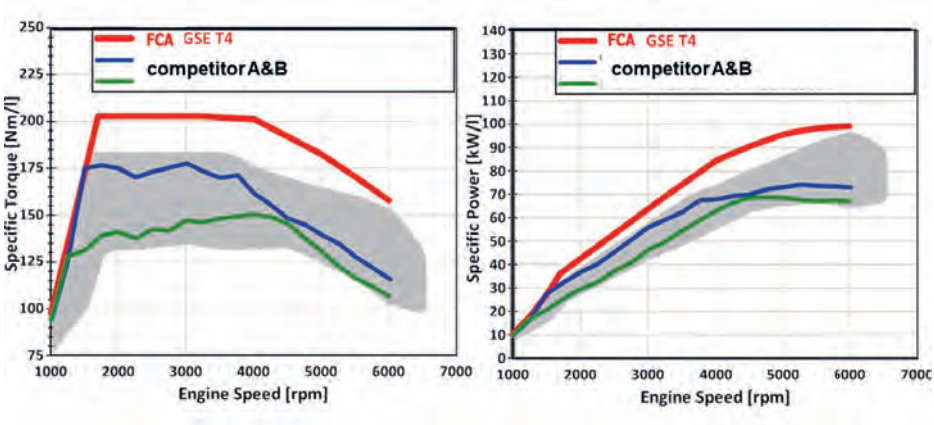


Fig.44: GSE T4 performance: comparison with competitor engines

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

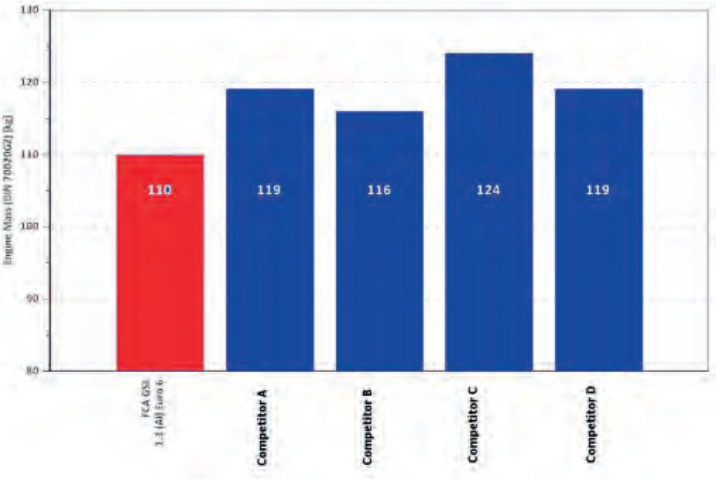


Fig.45: GSE T4 engine weight: comparison with competitor engines

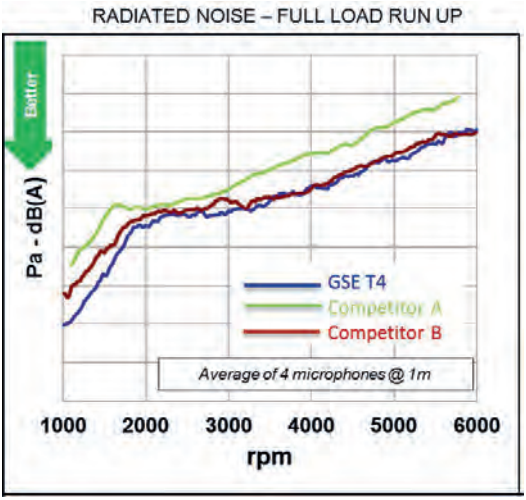


Fig 46: GSE T4 WOT radiated noise: comparison with competitor engines

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

9 Conclusions

The concept selection of this engine family, through the assessment of several different architectures and technologies and its subsequent development resulted in an engine configuration optimized in terms of efficiency, performance, NVH and weight.

The GSE T3 and T4 engines reach particularly high thermodynamic efficiency values; this is demonstrated by comparing the “optimal lines” of specific fuel consumption for each specific power output with those of the competitor engines. There is a medium/high engine load area in which thermodynamic efficiency is well above any competitor engine: this is due to the excellent fluid-dynamic and combustion efficiency and to the implementation of the Atkinson cycle thanks to the variable valve actuation system.

The results obtained make the GSE T3 and T4 the internal combustion engines for addressing the 2020 challenge.

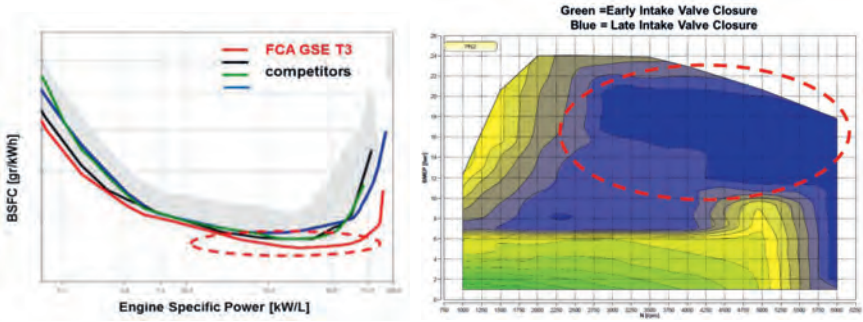


Fig.47: GSE T3 bsfc “optimal line” and late valve closing actuation area

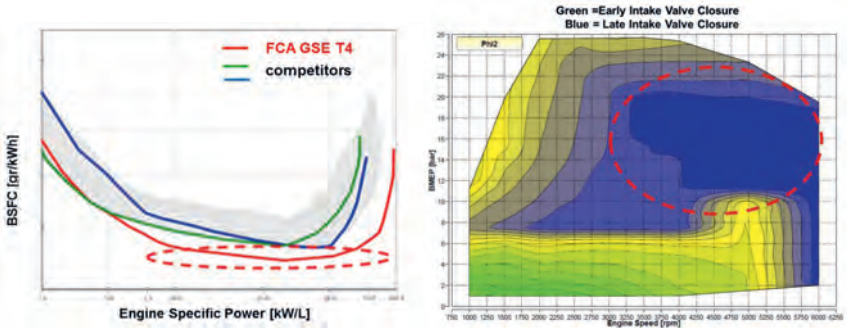


Fig.48: GSE T4 bsfc “optimal line” and late valve closing actuation area

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Acknowledgement

In memory of Dipl. Ing. Dirk Andriesse, for his decisive contribution in the development of the engine fluid-dynamic and combustion concept.

The results in terms of thermodynamic efficiency and the specific fuel consumption positioning of this engine family were made possible thanks to his great knowledge and experience.

During the engine development he guided the Concept Design Team towards these ambitious targets, conveying enthusiasm, passion and willpower.

Dirk offered to the Team all his knowledge. Today's young engineers preserve it as a precious heritage.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

JinYong Kim M.Sc., InSang Ryu M.Sc., JinNam Kim Ph.D., DongHee Han Ph.D.,
Kyoung-Pyo Ha Ph.D., JinYong Kong M.Sc., JaeDong Rho B.Sc., IlJoong Hwang B.Sc.
KwangSoon Choi M.Sc., Hyundai Kia Motor Group, Namyang, South Korea;

Hyundai-Kia's SmartStream 1.6L Turbo GDI Engine

Hyundai-Kia's SmartStream 1.6L DI-Turbo Motor

Abstract

As the need for environmentally friendly vehicles increase, automakers are improving pre-existing internal combustion engines and implementing the electrification on the powertrain. Hyundai-Kia is planning to launch the next generation powertrain branded as "SmartStream" which include the upcoming new 1.6L MPI and 1.6L Turbo GDI engines. To improve the fuel efficiency and emission, Hyundai-Kia adopts the innovative technologies such as Continuous Variable Valve Duration (CVVD) system and Low Pressure Exhaust Gas Recirculation (LP-EGR).

Hyundai-Kia developed the novel CVVD technology on the SmartSteam 1.6L T-GDI engine. This new engine with the CVVD system has the unprecedentedly long or short duration which can improve performance, fuel efficiency and emission. For fuel efficiency, the CVVD system reduces pumping loss using longer than conventional Atkinson cycle duration. To maximize the benefit of this long valve duration, the improvement in combustion is also desired. Therefore, high tumble port and optimized combustion chamber are implemented. In low engine speed boosting areas, CVVD effect is reduced due to naturally less pumping loss. Therefore, LP-EGR is added to improve fuel efficiency by reducing knocking. By the combination of CVVD and LP-EGR, fuel efficiency can be highly improved in the real driving conditions.

Additionally, the integrated exhaust manifold head helps to expand the lambda = 1 area compared to the previous generation engine. A 350-bar fuel injection system is applied to meet the stricter Particle Number (PN) regulations. Applying variable oil pressure pump and low viscosity oil reduce the engine friction. Consequently, the novel engine can differentiate Hyundai-Kia from other automakers by the combination of unique technologies. It will be available on Hyundai-Kia new vehicles and Eco cars (HEV/PHEV) in the near future.

Kurzfassung

Der Bedarf an umweltfreundlichen Fahrzeugen nimmt stetig zu. Deshalb führen die Automobilhersteller in aller Welt nicht nur elektrifizierte Fahrzeuge ein, sondern optimieren kontinuierlich den schon existierenden Verbrennungsmotor. Hyundai-Kia plant die nächste Generation von Antriebssträngen mit den neu entwickelten 1.6l MPI und Turbo-GDI Motoren unter dem Markennamen „SmartStream" einzuführen. Hyundai-Kia implementiert seine innovativen Technologien –kontiniuierlich variable Ventilöffnungsdauer (CVVD) und Niederdruck Abgasrückführung (LP-EGR)- in diese neuen Motoren, um Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu senken.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Als erstes Unternehmen weltweit führt Hyundai-Kia die „kontinuierlich variable Ventilöffnungsdauer (CVVD) Technologie“ in den „SmartStream“ Motoren serienmäßig ein. Mit Hilfe dieser einzigartigen technischen Lösung, um lange und kurze Ventilöffnungsdauern darzustellen, lassen sich viele motorische Eigenschaften verbessern: Leistung, Kraftstoffverbrauch und Emissionen.

Was den Kraftstoffverbrauch betrifft, reduziert das CVVD die Pumpverluste durch Verwendung langer Ventilöffnungszeiten, länger noch als sie bei einem konvetionellen Atkinson Motor in Hybridfahrzeugen. Allerdings ist schnelle Verbrennung nötig, um lange Ventilöffnungszeiten zu nutzen. Deshalb wurde ein Brennraum und Kanal Konzept mit hohem Tumble entwickelt. Auch wenn das CVVD den Kraftstoffverbrauch stark senkt, ist der Einfluss der CVVD Technolgie im Bereich niedriger Drehzahlen und (hoher) Aufladung aufgrund geringer Pumpverluste weniger ausgeprägt. Deshalb findet Niederdruck-Abgasrückführung (LP-EGR) Anwendung, um den Kraftstoffverbrauch aufgrund niedrigerer Klopfneigung zu reduzieren. Also kann der Kraftstoffverbrauch im kundenrelevanten Betriebsbereich durch die Kombination von CVVD und LP-EGR Technologie deutlich reduziert werden.

Darüberhinaus hilft der integrierte Abgaskrümmer den stöchiometrischen Betriebsbereich im Vergleich zur vorhergehenden Motorgeneration auszuweiten. Ein 350bar Kraftstoffeinspritzsystem wird verwendet, um die strengen Partikelgesetzgebungen zu erfüllen. Eine variable Ölpumpe und niedrigviskoses Öl kommen zur Reibungsreduzierung zum Einsatz. Konsequenterweise unterscheidet die Kombination einzigartiger Technologie in den „SmartStream“ Motoren Hyundai-Kia von anderen Automobilherstellen. Sie ist bald in konventionellen und in besonders umweltfreundlichen Fahrzeugen (HEV/PHEV) erhältlich.

1. Introduction

In order to provide future sustainable mobility, the majority of OEMs have been accelerating the introduction of the advanced technologies in relation to electric vehicles including hybrid vehicles, plug-in hybrid vehicles and fuel cell EV, etc. However, for the time being, long term stabilization of oil price at low level, limited charging infrastructure and gradual reduction of government incentives has slowed the attraction toward electric vehicles.

More recently, researchers are predicting that, for the future powertrain portfolio, expanding the electric technologies is particularly important and that the efficiency enhancement of conventional powertrains is also essential and will go parallel with electrification.

Figure 1 shows the key powertrain strategies of Hyundai Motor Group (HMG) for 2025. The first step is to further enhance the efficiency of conventional internal combustion engines and transmissions. HMG has been developing the brand new SmartStream powertrain with focus on fuel economy and electrification. Electrification is core part of HMG future technology road map. HMG will expand electrification line-up from 48 V to battery electric vehicle and aims to take leadership through the competitive efficiency with minimal cost increase. HMG has long been actively developing the fuel cell electric vehicles with for the ultimate goal of zero emissions.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

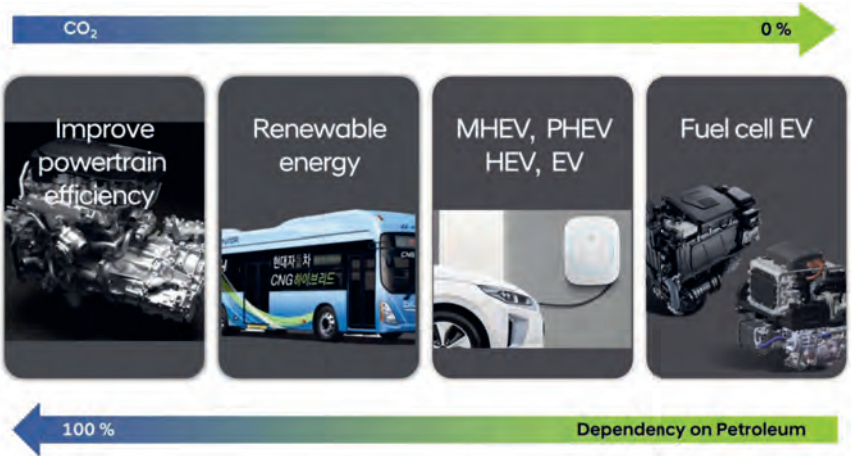


Fig. 1: Hyundai Motor Group Powertrain – key Strategy for 2025

Increasingly stringent emissions legislation has emerged as a big challenge for the conventional combustion engines, which is evidenced by the European and China's strict limit of particulate emissions and the challenging SULEV gaseous emissions legislation by US EPA. Under the stringent RDE regulatory framework, it is becoming mandatory to cover a wide range of driving conditions and to ensure even the worst-case market fuels can be burned clean and efficiently regardless of various driving maneuvers.

Early this year, the first SmartStream 1.6L MPI engine was successfully launched for C-segment sedan with the new technologies such as the cost-efficient Dual Port Fuel Injection system and the external EGR. And now, Hyundai-Kia has been developing the next generation 1.6 T-GDI engine which will be launched early next year and the other SmartStream engines from 1.0L 3 cylinder to 3.5L V6 will be series produced sequentially.

Figure 2 shows the development strategy for the new 1.6L T-GDI engine. Firstly, the fundamental engine structure of combustion, cooling and moving system was redesigned to enhance combustion quality, cooling capacity as well as to reduce parasitic losses.

The combustion system in relation to port shape, masking and the piston bowl shape was extensively examined and analyzed by the design of experimental method. Because the new 1.6 T-GDI will play a major role for all the market including US, particular attention has been paid to the combustion system in order to meet the stringent SULEV30 HC+NOx limit.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

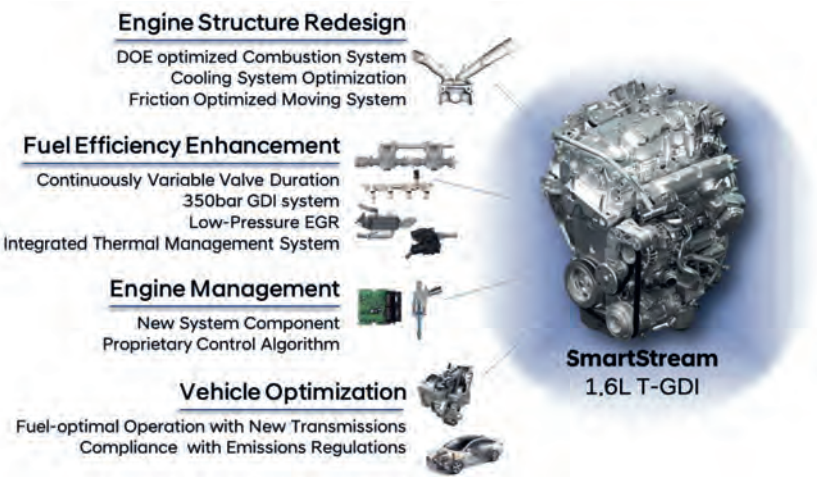


Fig. 2: Development Strategy for SmartStream 1.6L T-GDI

The CVVD mechanism can change the valve duration, while maintaining the same valve lift. With the unprecedented long and short duration combined by Continuously Variable Valve Timing (CVVT), the Intake Valve Opening (IVO) and Intake Valve Closing (IVC) could be independently optimized at every operating conditions, which could improve the fuel efficiency without any degradation of WOT performance which is one of the drawbacks of conventional Atkinson cycle. Furthermore, the proprietary CVVD system was invented with efficient kinematic working principles, so that it comprised with relatively small number of components resulting in better controllability and cost-efficiency compared to the conventional variable valve actuation systems.

Similar to the Atkinson cycle, the CVVD system benefits of pumping loss reduction could be deteriorated in high load area which is becoming more important due to the real world driving homologation. Thanks to the harmonious combination of CVVD and LP-EGR, fuel efficiency of the new engine could be improved over the real driving operation area.

The major effect of EGR is the reduction of combustion temperature which can suppress knock tendency and improve the heat loss. Therefore EGR could improve the high load area fuel efficiency and can extend the lambda=1 control area. However, applying EGR upstream of compressor requires critical technical challenges such as proper estimation of the EGR gas delay and precise spark timing control, also to prevent water condensation.

In order to meet the stringent partiulate emissions legislation, both the optimization of engine combustion process and the after-treatment filter development is required. The 350bar direct injection system is applied to improve the combustion which is dicussed in more detail.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Development of Combustion System

The heat released from the chemical reaction inside the combustion chamber is partly used to generate the work by pushing the piston with the increased in-cylinder pressure, but the rest of the energy is wasted by the internal energy increase with the increased temperature, by the heat transfer at the combustion chamber surfaces and by the blow-by of the air-fuel mixture as described in the following equation:

$$\Delta \hat{H}_f = \delta W + \Delta U + \delta Q + \dot{m}_b h_b$$

where $\Delta \hat{H}_f$: heat released, δW: piston work, ΔU: internal energy change, δQ: heat transfer loss, $\dot{m}_b h_b$: blow-by enthalpy

Generally, we need to maximize the piston work, and from the above equation, the piston work could be expressed as:

$$\delta W = \Delta \hat{H}_f - \Delta U - \delta Q - \dot{m}_b h_b$$

In general, the heat release rate is controlled by the combustion speed while the increase in internal energy depends largely on the gaseous composition in the combustion chamber which determines the heat capacity. The heat transfer characteristics are affected by the surface area, flow and combustion propagation as well. Therefore, if we neglect the blow-by losses, the piston work that we would like to maximize could be summarized as function of combustion speed, composition and heat transfer:

$$\delta W = f(\textit{Combustion speed, Composition, Heat transfer})$$

Therefore in order to optimize the combustion system, we must optimize the design of the combustion chamber that determines the combustion speed, composition inside combustion chamber and heat transfer through the combustion chamber surfaces. For example, the shape of the intake port affects not only the in-cylinder flow and thus the combustion speed, but also controls the composition and heat transfer as well. Similarly, the shape of the piston not only affects the flow inside combustion chamber, but also the surface heat transfer. In addition the interactions between these components should also be considered.

To optimize this complex system, we decided to use the Design of Experiment (DoE) approach. By analyzing the system, we chose 5 important design parameters to optimize the combustion chamber. The 5 parameters are shown in figure 3, and they are intake port upper curvature, lower curvature, piston bowl position, bowl radius, and valve masking.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

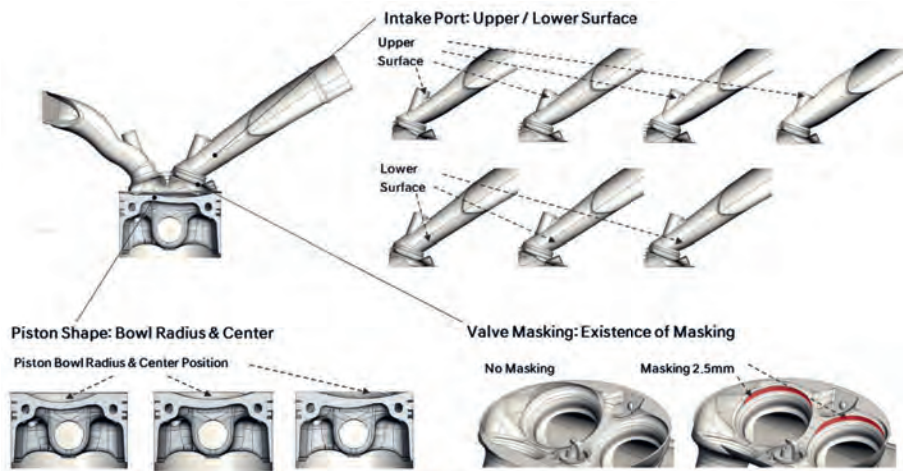


Fig. 3: Parameter selection for the combustion system optimization DoE

To optimize the 5 parameters, 16 different DoE combustion chambers were designed as shown in figure 4. Based on the designs, we have prototyped four special engine heads with all 16 individual combustion chambers composed of the 16 DoE combustion chambers that we described above. We performed the combustion evaluation using these 4 special heads in the real firing engine. We also have performed the computational simulations for these 16 different combustion systems in order to understand the effect of the each parameter in more detail.

The evaluation of the individual combustion chamber was performed with all 4 cylinders firing to emulate the real engine operation conditions as close as possible. To improve the accuracy of the data, each cylinder has pressure and temperature sensors at each exhaust ports outlet along with combustion pressure sensors to verify combustion characteristics in each cylinder. The air-fuel ratio of each combustion chamber was measured and controlled individually by the direct sample from the exhaust port of each cylinder. In order to monitor the combustion characteristics without any outside disturbance, ignition timing, fuel injection timing and fuel amount were separately controlled by the software while other three cylinders were in stable but not in optimal combustion condition.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

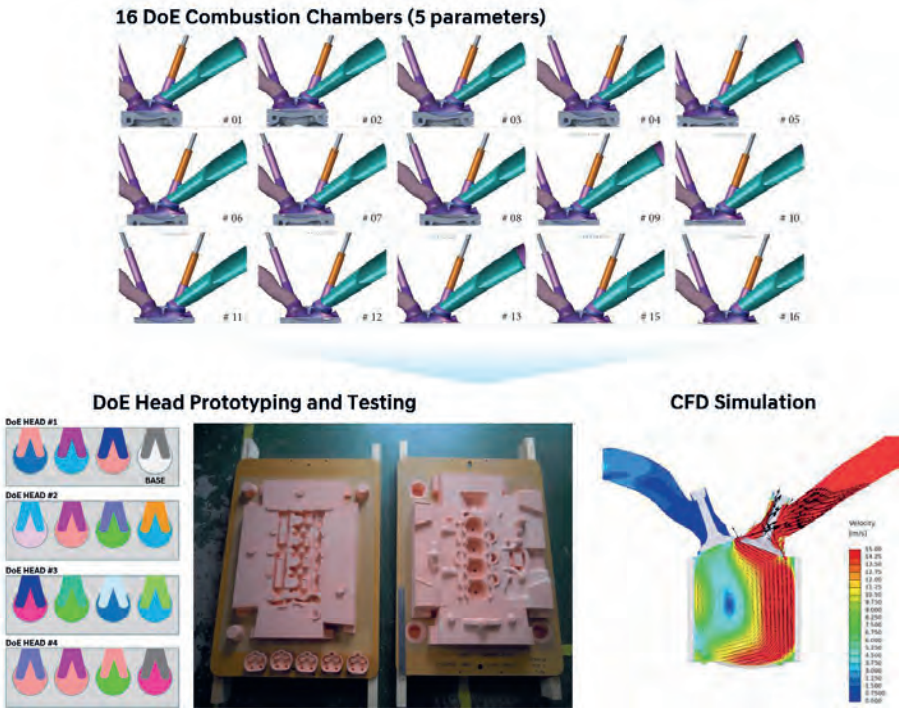


Fig. 4: DoE Combustion chambers

The combustion chambers were evaluated in various operating conditions which are frequently used in the vehicle, and we generated a global DoE model using ETAS ASCMO® out of the entire DoE test data. Using the global DoE model, we could select the optimal combustion configuration not only in one engine operating condition, but in various operating conditions that we evaluated the combustion chamber. Using this global DoE model and the cycle optimization function of ETAS ASCMO®, we selected the best design parameters which give the optimal efficiency and combustion stability in average throughout the engine operating conditions that we tested. The change in the combustion design concept is well emphasized in figure 5 where we compared the combustion chamber design of the new engine with that of the previous generation.

The selected combustion chamber was finally confirmed by prototyping a normal engine head with all four combustion chambers filled with the final design. The final combustion chamber design selected through the new process was not only giving improved efficiency and stability, but also displayed improved emission characteristics during the catalyst heating phase and lowered exhaust gas temperature at WOT conditions thanks to the faster combustion speed compared to the combustion chamber of previous generation.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

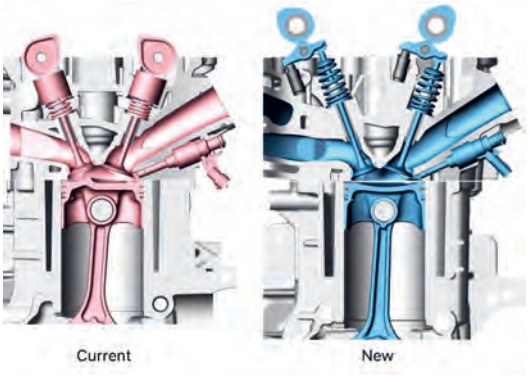


Fig. 5: Comparison of new and previous Combustion chamber design

After the selection of the combustion system, computational simulation was done to analyze the in-cylinder flow and combustion characteristics. We are adapting a very aggressive late intake valve closing strategy in partial load conditions to minimize the pumping loss using the CVVD. Especially for lower load conditions, the valve masking was found very effective to improve the combustion stability and efficiency. The effect of valve masking, especially when we apply an aggressive late intake valve closing strategies, is well understood by the simulation shown in figure 6.

When we apply an aggressive late intake valve closing strategies, the intake valve is still open during significant portion of the compression stroke, and it turns out that a large amount of the flow momentum generated during the intake stroke is lost back to the intake port when the valve mask is not existent. However if we apply a well-designed intake valve mask, we could block the flow tumble momentum going back to the intake port and preserve it inside the combustion chamber as shown in figure 6. In addition, this helps to maintain the center of the tumble near the center of the pent-roof combustion chamber which prevents the early breakdown of the flow into smaller scale turbulence.

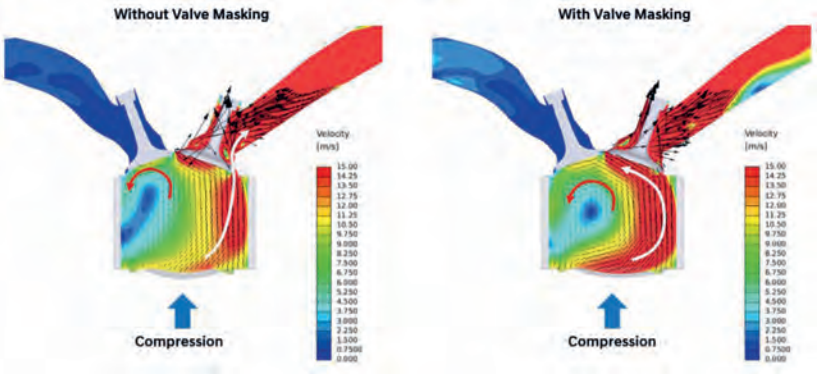


Fig. 6: Effect of intake valve masking to the flow characteristics

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Development of CVVD

3.1 Concept design

The Atkinson cycle engine has been widely applied to hybrid vehicle by many OEMs to maximize thermal efficiency. Power assist by electric motor can compensate lack of torque when using Atkinson cycle. However, in case of application to non-hybrid vehicle, recovery of power is considerably difficult. In naturally aspirated engines, 4-2-1 exhaust manifold, for instance, is a very effective measure to increase low speed torque, but has negative effect on high speed torque and light-off time of the catalyst. In order to solve this problem, Hyundai-Kia devised a CVVD valve train to achieve variable thermal cycle concept between standard Otto cycle and Atkinson cycle.

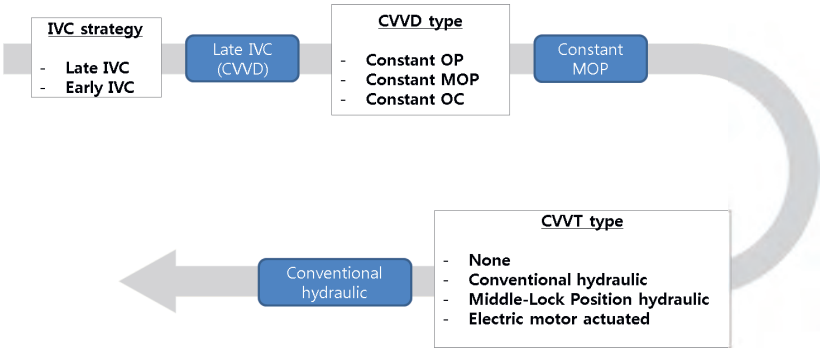


Fig. 7: Concept design flow

Figure 7 shows the concept design flow to develop CVVD. Late IVC has better combustion robustness than early IVC through various in-cylinder flow conditions therefore can be applied to boosted engine and naturally aspirated engine with relatively low tumble ratio.

The transition between Otto cycle and Atkinson cycle is partially possible using current intake CVVT technology. But, all CVVT devices including hydraulic actuated end-lock position and middle-lock position CVVT and electric motor actuated CVVT have an inherent limitation. With those valve trains, the independent Valve Opening (VO) and Valve Closing (VC) control is not possible, while the control is possible with variable valve duration.

CVVD could be designed with various design concepts such as constant Opening Point (OP), constant Closing Point (CP) and constant Maximum Opening Point (MOP). [Ref.1] We selected constant MOP valve profile which is most efficient in terms of wider variable VO and VC range for the given geometry. Lastly, we combined CVVD with conventional hydraulic CVVT to achieve independent control of IVO and IVC which is beneficial particularly for turbo charger scavenging control.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

When determining actual variation range of valve duration, we considered several issues. For maximum duration, the latest IVC position was selected to maximize the part load fuel efficiency considering the piston-valve collision at fully advanced CVVT condition. For minimum duration, the nearest IVC position was selected to BDC to brake vacuum pressure. Fig. 8 shows the final CVVD characteristic in terms of valve duration against the control angle.

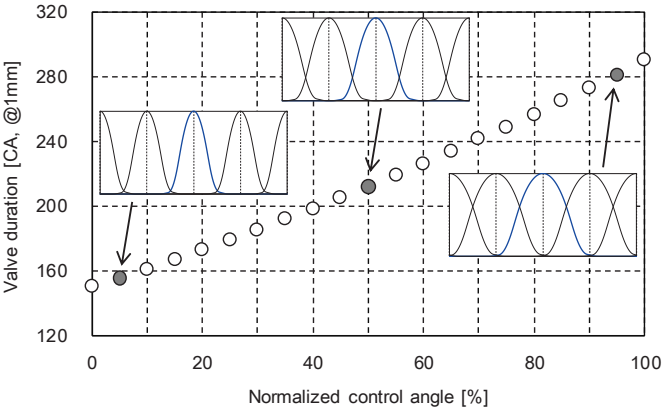


Fig. 8: CVVD characteristic curve

3.2 CVVD apparatus design

Working principles of CVVD mechanism was published at 25th Aachen Colloquium by Dr.Ha [Ref.1] It makes use of the eccentricity between cam lobe center and link pivot center. Speed of cam lobe is changed according to amount of eccentricity, so displacement of cam lobe is different at the same time period as shown in figure 9. Using this mechanism, the valve duration can be either lengthened or shortened, depending on where the pivot point is at the given moment.

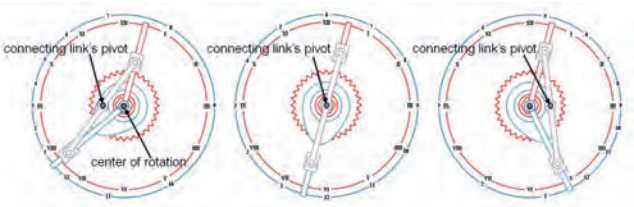


Fig. 9: Working principle of CVVD mechanism

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 10 shows 3-D drawings of CVVD apparatus. Link part including independent cam and camshaft constitute aforementioned variable valve duration mechanism. Housing part with connected link part plays the key role to move pivot center of link. Movement of housing part is implemented by worm gear set. BLDC motor assembly including position sensor makes the requested revolution of control shaft including worm.

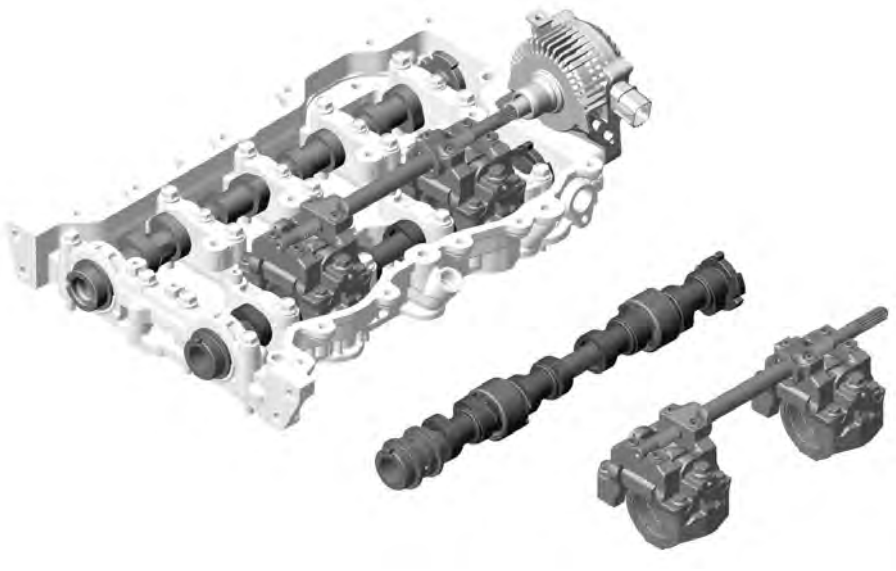


Fig. 10: CVVD apparatus drawings

We have improved CVVD apparatus steadily for cost reduction and good NVH performance from early prototype version to final mass production version. Because we kept the fundamental cam and cam lobe and link mechanism, main development was focused on movement mechanism of link's pivot center and BLDC motor assembly.

3.3 Effect of CVVD system

Figure 11 shows the valve control paths between conventional CVVT engine with fixed valve duration and the new 1.6L T-GDI engine. The new technology combines current conventional CVVT device and new CVVD apparatus. Valve timing with conventional engine varies on a blue line with fixed cam duration. On the other hand, valve timing of our new engine can be located at any position in black line area with variable duration.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

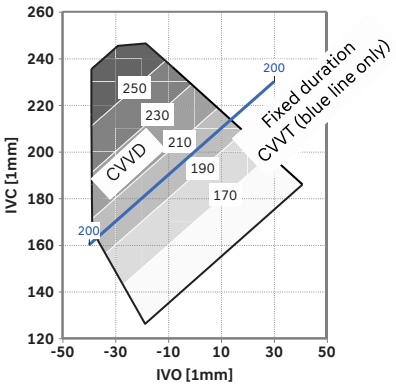


Fig. 11: Comparison between conventional CVVT engine and new CVVD+CVVT engine

This means extensively enlarged degree of freedom in optimizing valve timing at various engine conditions. More specifically speaking, 1) wide range of valve duration and 2) independent control of IVO & IVC are obtained. The selection of valve duration is always trade-off problem. The longer intake valve duration can make good part load thermal efficiency, but against good WOT torque. Valve duration is located between some narrow band. (Table 1) This new system has very wider valve duration flexibility (150 ~ 290CA), thus enabling a solution to the trade-off problem.

Table. 1 Range of intake valve duration

Engine Type	Boosted Engine	Natural aspirated Engine	Natural aspirated Atkinson cycle Engine	SmartStream Engine (CVVD)
Intake Valve Duration	195~205	205~215	220~235	150~290

Left graph in figure 12 shows the effect of intake valve duration on full load performance. The WOT torque throughout the engine speed region is superior owing to the scavenging and the optimum valve duration. Particularly the low end torque could be improved by the shortened valve duration set.

Right graph in figure 12 shows the effect of cam duration on partial load fuel economy of BSFC. The longest duration of CVVD engine could replicate an aggressive Atkinson cycle so that better fuel economy than the conventional Atkinson cycle engine was achieved.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

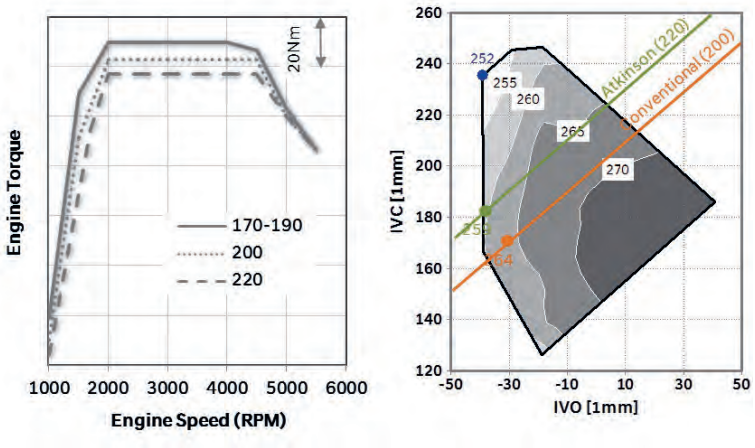


Fig. 12: Intake valve duration effect on WOT performance and fuel economy

Extensive DOE tests with global calibration modelling work has been done to find optimum cam timing and duration and figure 13 shows the optimum duration map.

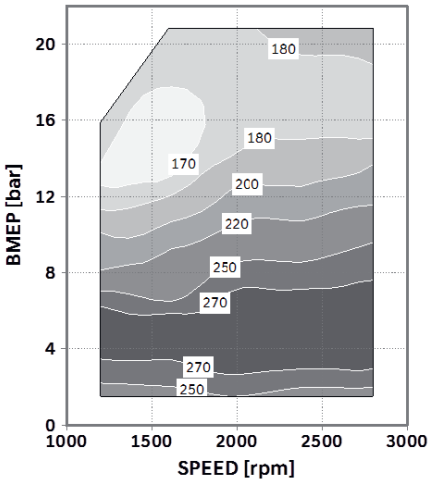


Fig. 13: Final optimized intake valve duration map.

In addition to WOT torque and part load BSFC, the new engine is very effective on emission performance development. Calibration engineers can use different IVO & IVC optimization strategy during catalyst heating mode. This facilitates to comply different emission regulation such as ULEV, SULEV with minimal increase in cost.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Another application is improvement of intake manifold negative pressure for brake system. If we apply short duration, intake valve is closed near BDC. This means increase of air flow rate, so more intake manifold negative pressure is acquired. Special control strategy using this effect can improve braking performance at high altitude conditions.

4. Development of LP-EGR

4.1 Concept design

The externally cooled EGR technology has been widely used to improve the fuel efficiency of the spark ignition gasoline engines. We decided to apply the externally cooled EGR to the turbocharged engines focusing on improving the efficiency of the engine under real-world driving conditions.

To accomplish this requirement, we investigated the EGR configuration in depth. Figure 14 compares the schematic configuration of the high pressure and low pressure EGR. Compared to the high pressure EGR system where the EGR gas is directly routed to the intake manifold, the low pressure EGR system provides the EGR gas to the upstream of the compressor, which is the low pressure side of the engine.

By providing the EGR upstream of the compressor, the EGR gas could be effectively provided in low-speed high-load region where the engine is frequently operated under real-world driving conditions especially when mated with the modern multi-step transmissions.

In the meantime, when the EGR gas is directly provided into the intake manifold, EGR could be sufficiently provided and accurately controlled in low load regions where the intake vacuum is available, but it is not possible to provide the EGR gas in low-speed high load regions due to the unfavourable pressure difference between exhaust and intake manifold. Since our target of apply EGR was to improve the efficiency under real-world driving conditions, we decided to adapt the low pressure EGR configuration.

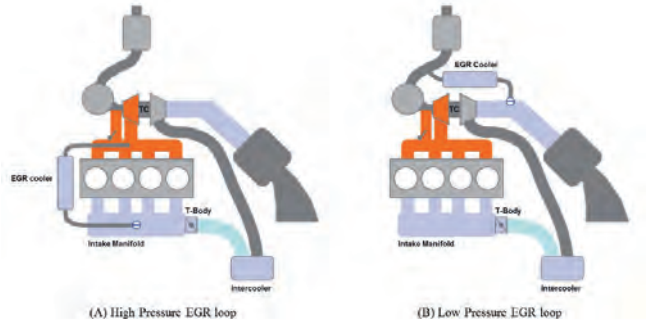


Fig. 14: Comparision of High pressure and Low pressure EGR system

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The second decision on the EGR configuration that we needed to make was to determine where the EGR should be extracted. One option was to extract EGR gas before the turbocharger, and the other option was to extract it after the closed coupled catalyst.

Figure 15 compares the fuel efficiency in low load conditions and performance of the engine depending on the EGR extraction positions. When the EGR is extracted before the catalyst, higher concentration of H_2 and unburned hydrocarbon molecules helps to improve the efficiency in low load conditions. However as the engine load increases this effect mitigates as the combustion becomes more complete and the effect of knock mitigation from CO_2 and H_2O molecules becomes more important.

In the meantime, when the EGR is extracted before the turbocharger, the EGR extraction volume acts as the pulse resonator and deteriorates the efficiency of the turbocharger, and consequently the WOT performance is compromised as shown in figure 15. In addition, the high concentration of NO_X before the catalyst increases the acidity of the condensate, and this gives additional burden to the selection of the materials throughout the low pressure EGR passage. For this reasons, we decide to extract the EGR after the main catalyst.

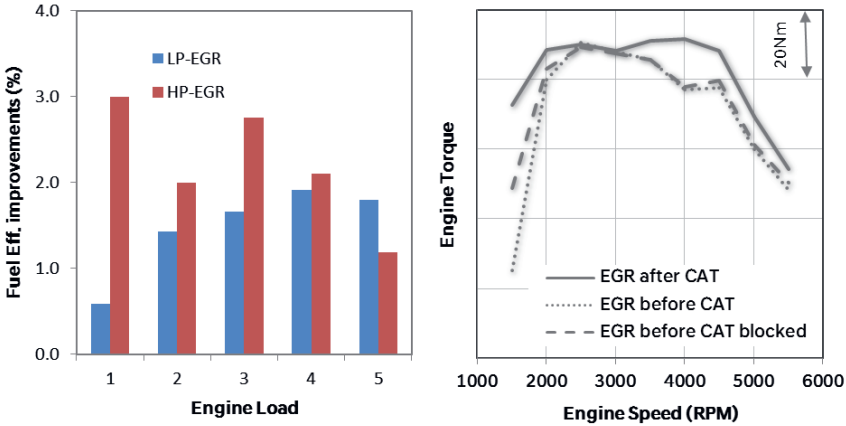


Fig. 15: Comparison of fuel efficiency and performance for various EGR system

5.2 Optimization of Low Pressure EGR System

Thanks to the improved combustion speed and stability by the optimized combustion system and also to the high energy ignition system with the maximum energy of 120mJ, we could expand the EGR limit up to 25% in certain operation regions. Figure 16 shows the fuel efficiency improvement of LP EGR with CVVD valvetrain.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In region 1, even with increased tumble flow, combustion stability limits the use of the maximum CVVD duration along with the use of the LP EGR.

In region 2, the combustion stability is gauranteed on the maximim CVVD duration, and therefore LP EGR can be applied and can gain additional fuel efficiency of 0~2%. In region 3, the CVVD duration is reduced from its maximum duration to increase the air filling and finally reaches the knock boarder line. However in this region, LP-EGR can be used to get additional 2~5% fuel efficiency by mitigating the knocking tendency as well as by the increased specific heat ratio and by the lowered heat transfer loss.

In conclusion, by combining the CVVD technology and LP-EGR, we could effectively improve the efficiency of the engine not only in the lower load conditions, but also in higher load real-world driving conditions.

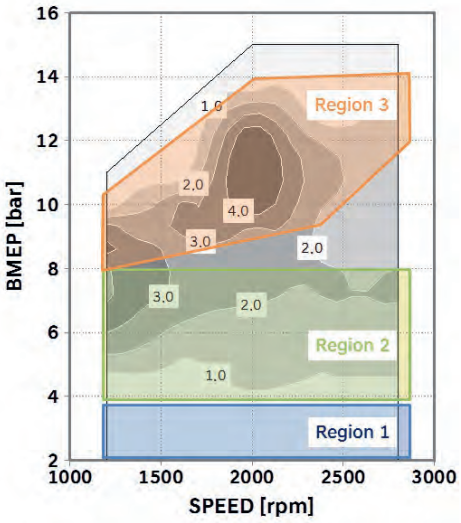


Fig. 16: Fuel efficiency improvement of LP EGR with CVVD valvetrain

5. Development of 350bar fuel injection system

Particulate emission became one of the most concerned topics in developing gasoline engines. Although the gaseous emissions are influenced by many factors, many researches have reported that there seems to be more determining factors affecting particulate raw emissions. These variant particulate emissions influences have forced the application of Gasoline Particle Filter (GPF) which causes many drawbacks such as backpressure increasing.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

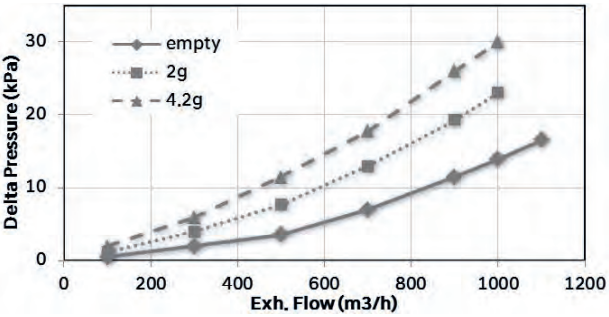


Fig. 17: Delta pressure GPF with varying soot load

Figure 17 shows the exhaust backpressure increase in accoradance with the loaded soot in the GPF which has been under development for T-GDI vehicle application. Large amount of soot in the GPF can cause not only critically high peak temperature rising during soot burn process but also P3 backpressure increase resulting in degradation of performance or even pre-ignition to engine failure. As the raw particle number (PN) emission is higher, the requirement for the GPF filteration efficiency is getting higher, which brings about higher backpressure increase. Therefore, for the compliance of the strict PN emissions legislation, the application of GPF became mandatory but the reduction of raw PN emissions is an essential prerequisite.

Many measures has been taken to reduce PN emissions, for instance, combustion system was carefully designed, calibration and control strategy was optimized including multiple injection, new scavenging strategy, and most importantly 350bar fuel system was applied.

Figure 18 shows the 350bar fuel injection system applied for the new 1.6T-GDI engine. Benefits by increasing fuel pressure could be summarized as;

- Lower PN emission due to higher rail pressure by better fuel atomization, vaporization and charge mixing
- Further improvement of fuel spray by reducing injector fuel flow requirement
- PN drift by soot accumulation in injector tip can be improved particularly when using fuel with poor volatility

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

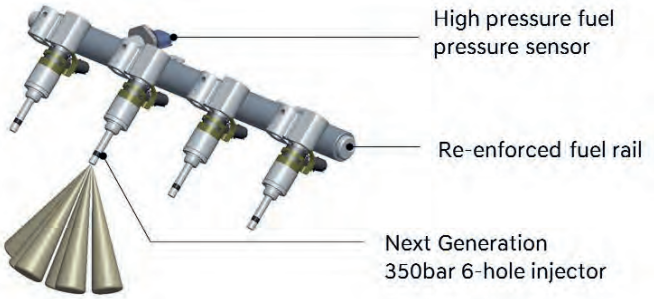


Fig. 18: 350bar fuel injection system

Among the many influences to PN emissions, fuel properties are the major concern. Many researches have reported that the volatility and the aromatic molecular structure are mostly considered as the determining factors for PN. Left graph of figure 19 shows the PN emissions against PM index derived from the two factors of various Chinese market fuels. It was demonstrated that the causes of high PN with the poor PM index fuels are degraded charge mixing, increased wall wetting and particularly the PN drift due to injector tip contamination. Increasing the fuel pressure from 250bar to 350bar significantly reduced the PN drift as shown in the right graph of figure 20, and this benefit was increased with poor volatility fuel.

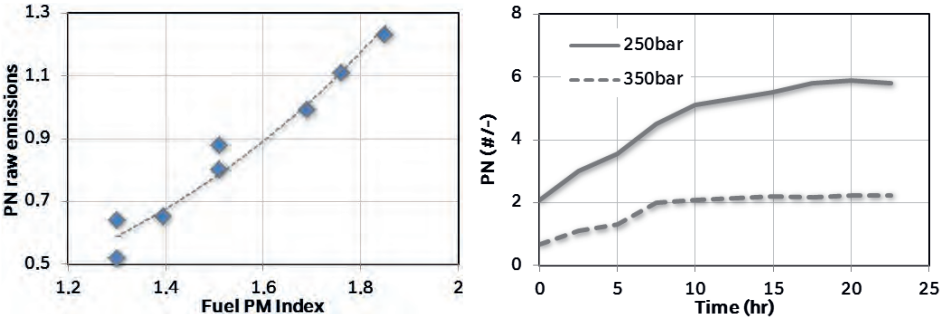


Fig. 19: Left – Fuel properties effect to PN, Right – Fuel pressure effect to PN drift

In order to maximize the benefits of higher fuel pressure, newly developed next generation injectors are applied. As shown in figure 20, the HMG developed 350bar injectors have been extensively improved in terms of the nozzle structure, the dynamic fuel metering enhancement and durability in relation to increased fuel pressure.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

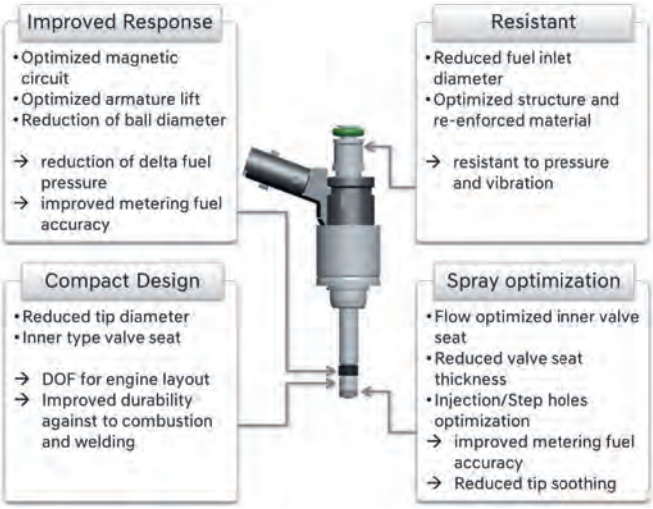


Fig. 20: Next generation 350bar injector

Injector tip diameter was reduced to improve the thermal durability and for the design compactness. Fuel inflow passage structure was optimized and re-enforced by new material for resistance to high pressure and vibration. In order to optimize the spray pattern and penetration, extensive analysis and tests have been undertaken with variants of valve seat thickness, injection hole and step hole geometry.

Particular attention was paid to improve injection response and fuel metering accuracy especially in the range of small injection, which accounts for the stable multiple injections. Extensive electro-mechanical optimization for armature, needle bar and ball was carried out. In order to reduce the valve-closing counter force mainly caused by the inner high fuel pressure, needle lift optimized and needle ball diameter was reduced resulting in the reduction of valve-closing force by about 30%.

PN drift was compared between two injectors under triple injection scheme, and the benefit of needle ball reduction was identified by the decrease in PN drift, which was experimentally demonstrated by combustion visuals by endoscope measurement as the pictures of figure 21.

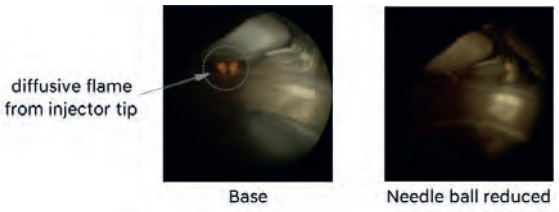


Fig. 21: Combustion visuals comparison between base and needle ball reduced injector

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Emission Optimization

6.1 Catalyst heating strategy optimization

One of the major targets of the new 1.6L turbo engine is to meet the most stringent emission regulations around the world. In terms of gaseous emissions, the SULEV emission regulation is currently most challenging. In order to meet the SULEV emission regulation, we need to minimize the raw emission before the catalyst conversion efficiency increases, while aggressively increase the catalyst temperature so that the catalyst conversion efficiency increases as soon as possible right after the cold start.

In addition to the improved combustion system, the CVVD contributes significantly in this aspect. To optimize the initial catalyst heating process, we have performed a steady state DoE test as summarized in figure 22. Since it was possible to control the opening and closing of the intake valve independently, an additional degree of freedom in the DoE evaluation was added. The DoE evaluation was performed in 1500RPM / 1.5bar BMEP condition with the coolant temperature fixed at 30degC.

The DoE result was modeled and analyzed using the Pareto optimization function of ETAS ASCMO®. By utilizing the additional freedom from the CVVD, the intake opening was advanced while still delaying the closing of the intake valve. This strategy helped to increase the internal EGR while reducing the effective compression ratio, and together resulted in reduced raw NO_X level during the catalyst heating idle. Furthermore, the improved combustion system maintains stability of the engine in this combustion mode.

We evaluated the emission performance of the engine using AVL's Emival® standard for SULEV. In AVL's Emival® standard, the absolute engineering targets for the raw emission and exhaust energy are defined. As shown in figure 22, the previous generation engine was performing well in exhaust energy part, but was found to be inadequate in terms of raw emission. However the new 1.6L turbo combustion system is found to meet all the engineering targets for SULEV.

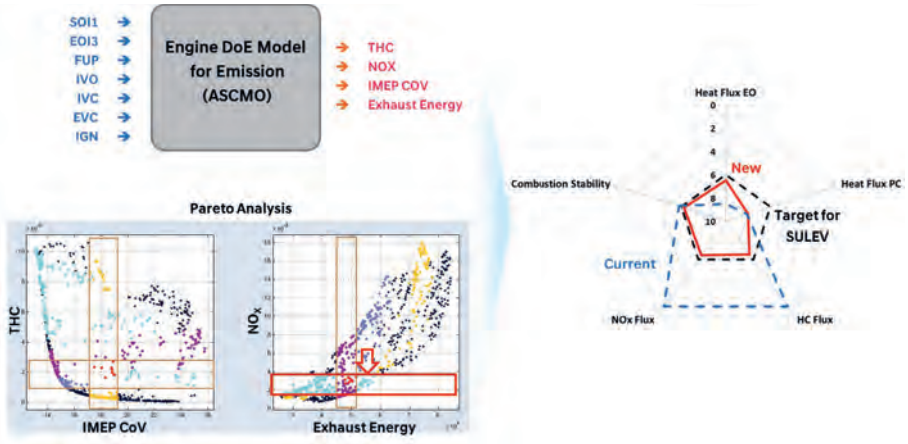


Fig. 22: Catalyst heating condition optimization

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.2 Turbocharger and catalyst layout optimization

There are a few important requirements in the design of the turbocharger and catalyst in order to achieve challenging emission regulations such as the SULEV.

- The first brick of the catalyst has to be located as close as possible for fast light-off.
- The flow at the catalyst inlet has to be as uniform as possible to increase the utilization of the catalyst and to minimize the abnormal non-uniform aging. The flow difference between wastegate open and closed should be minimized so that we could effectively heat up the catalyst faster by opening up the wastegate.
- In normal warmed-up driving conditions, the catalyst temperature should remain low, as far as it is fully lit-off, to minimize the aging of the catalyst.

To achieve these characteristics the design of the turbine outlet and catalyst has been extensively modified compared to the previous generation as shown in figure 23. The rotational direction of the turbine, the open direction and angle of the wastegate, the connecting method and angle between the turbocharger and catalyst and the shape of the front cone of the catalyst were modified.

To optimize the flow between the turbocharger outlet and the first brick, we directly measured and compared the flow distribution at the first brick surface in the flow bench with the wastegate open and closed for all the candidate configurations shown in figure 23.

By the careful design of the turbocharger and cone shape, we were able maintain the same level of flow uniformity while closing down the distance between the turbocharger outlet and the first brick of the catalyst almost by the half of the previous configuration. In addition, the flow differences between wastegate open and closed could also be controlled properly. With these results, we were able to choose the configuration with the shortest distance to the first brick without any negative compromise in the emission performance within the restriction of the vehicle package.

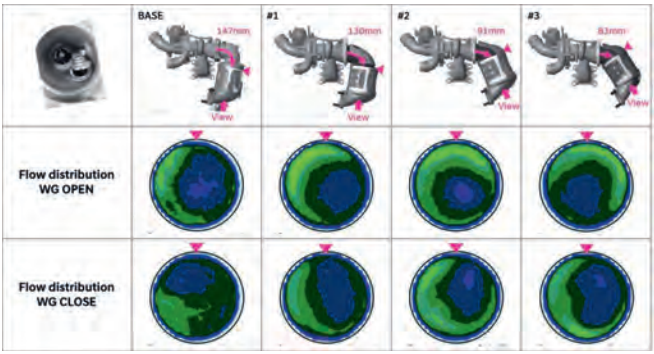


Fig. 23: Catalyst layout optimization for SULEV

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

7. Results

Thanks to the fundamental structure redesign and adoption of the innovative new technologies, the new 1.6L Turbo GDI engine shows significant improvements in fuel economy for all operating range. Figure 24 shows improvement rate map compared to its predecessor with same displacement. An improvement of 6~10% was achieved through the entire speed and load map. The fuel efficient region below 240g/kWh BSFC was widely expanded, therefore the vehicle fuel economy could be improved for all the driving modes

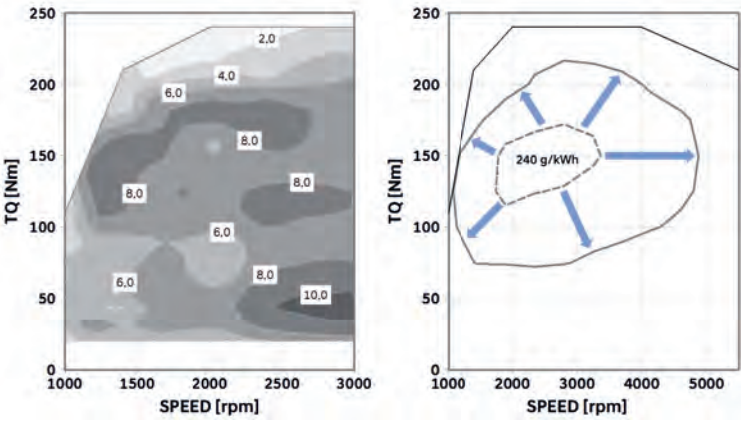
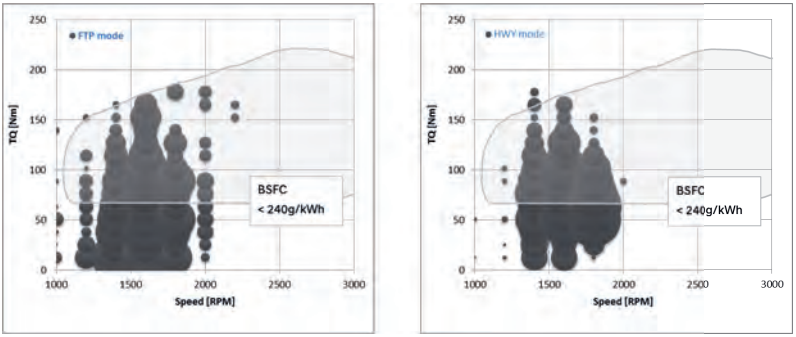


Fig. 24: Fuel economy Improvement rate and the 240g/kWh region expansion

Figure 25 shows the distribution of the fuel consumed in various homologation test modes. With more realistic test modes such as WLTC and US06, and with the application of modern multi-step transmission technologies, the engine is operated in wider region especially towards low speed high load region. Thanks to the various innovative technologies, it was possible to realize the fuel efficiency benefit of the new engine in the vehicle in most homologation and real-world driving conditions.



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

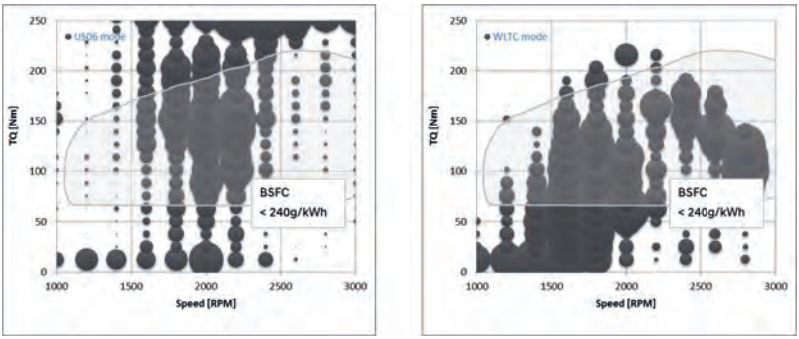


Fig. 25: Distribution of the fuel consumed in various test mode

With the dedicated development towards the improved emission behaviour as described in this paper, the engine is capable of meeting the most stringent emission regulations world-wide with the minimal cost increase in the after-treatment system.

8. Conclusion and Outlook

As the first step of future powertrain portfolio, Hyundai-Kia has been focusing on improving the fuel economy and reducing emissions for the conventional powertrains. Next generation gasoline engines named SmartStream will play the key role for the powertrain strategies. The SmartStream 1.6L PFI engine was successfully introduced early this year, and the new 1.6L T-GDI engine has been under development for early 2018 launch with following innovative design features ;

- The fundamental combustion system was renewed. Intake ports with masking and piston bowl design was optimized by Design of Experiment methodology to deliver the robust combustion stability for all operting conditions. Exhaust system from exhaust ports to catalyst was optimumly designed to improve the thermal uniformity and light-off time of catalyst providing the potential for SULEV30 compliance.

- The proprietary CVVD technology has been succesfully developed. The free variation of wide range intake cam opening duration provides the maximized Atkinson cycle benefit of 2~5% fuel economy improvement excluding the drawbacks such as power deterioration. The CVVD could realize additional benefit to the emissions reductions and brake vaccum improvement by flexible cam timing calibration stratergy.

- Thanks to the LP-EGR sytem, an additional 2~5% fuel economy in the high load region could be improved. Extensively planned development work has been carried out to prepare the sophisticated control algorithm.

- A 350bar fuel pressure GDI system has been applied to improve mixture formation and will play the key role to meet the particulate emission requirement.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- The harmonious combination of techoloiges of CVVD, LP-EGR and the 350bar fuel system with the optimized combustion system can deliver the optimum outputs with relation to performance, fuel economy and emssions as per the diverse demands of vehicle type. Therefore, Hyundai-Kia will branch out the new efficient 1.6L T-GDI engine for various vehicle application including not only various power version vehicles but also hybrid and 48V vehicles, etc.

Starting with the launch of the new 1.6L PFI and T-GDI engine, Hyundai-Kia will sequentially introduce the SmartStream gasoline engines, diesel engines and transmissions from 2018 to 2020. Around 10% fuel economy improvements will be accomplished by the new engines, and thanks to the optimum combination of engines and transmissions the vehicle fuel economy will be improved as well. These innovative powertrain designs will be the first step toward Hyundai-Kia sustainable future powertrain strategy.

9. References

1. DaeHeung Moon, “HMG Powertrains – Sustainable Challenges”, Hyundai – Kia International Powertrain Conference, 2017

2. M.Schedit, C.Brands, Schaffler Technologies & Co.KG, M.Kratzsch, M.Günther, IAV GmbH, “Combined Miller/Atkinson Strategy for Future Downsizing Concepts”, MTZ 05│2014 Volume 75

3. Kyoung-Pyo Ha, Woo Tae Kim, In Sang Ryu, You Sang Son, Hyundai Motor Gorup, "Development of Continuously Variable Valve Duration (CVVD) Engine", 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2016

4. DongHee Han, et al, "FUEL EFFICIENCY IMPROVEMENT OF TURBOCHARGED GASOLINE DIRECT INJECTION ENGINE USING LOW PRESSURE EGR", FISITA 2016

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Erneuerbare Energien in der Mobilität: Das Potential synthetischer Kraftstoffe auf der Basis von CO_2

Robert Schlögl

Fritz-Haber-Institut der MPG, Faradayweg 4-6, 14195 Berlin
Max Planck Institute for Chemical Energy Conversion, Stiftstr. 34-36
45470 Mülheim a.d.Ruhr
email: acsek@fhi-berlin.mpg.de

Kurzfassung

Es existieren heute viele Vorschläge für synthetische Kraftstoffe (SK). Sie stehen im Wettbewerb mit der Elektromobilität die sich rasant entwickelt hat. Die Vielfalt der Optionen, die schlechte Verfügbarkeit der Stoffe und ein grundsätzliches Misstrauen gegenüber überzogenen Versprechungen behindern eine zügige und praxisnahe Erprobung der SK Strukturen. Daher wird in einem ersten Teil ein Gerüst von Rahmenbedingungen skizziert in dem das Potential der SK beurteilt werden soll. Fragen der systemischen Einbettung der stofflichen Energieträger in ein Versorgungssystem mit erneuerbaren Energien (EE) stehen im Vordergrund. Nach einer kurzen Übersicht über chemische Konzepte von SK folgt eine Darstellung der Reaktionsfolgen der chemischen Reduktion von CO_2 zu Zielmolekülen welche als SK relevant sein könnten. Ergebnisse aus der Literatur legen nahe, dass die Vertreter der Klasse von C1 Kraftstoffen besonders günstige Verbrennungseigenschaften aufweisen, leicht darstellbar sind und eine noch tragbare Energiedichte aufweisen. Eine wissenschaftlich gestützte quantitative Beurteilung des Potenzials kann derzeit nicht gegeben werden, da die Studien und Erfahrungsberichte noch viel zu wenig erhärtet sind als dass eine Analyse der Technologien unter Einbeziehung der Anwendungseigenschaften möglich wäre. Aus rein chemischer Sicht kommen alle C1 Moleküle als Kandidaten für SK in Frage, vor allem in Bereichen wo hohe Lastforderungen die Batterie nachteilig groß machen und strenge Anforderungen an die Vermeidung lokaler Schadstoffe Kohlenwasserstoffe nur mit sehr aufwändigen Nachbehandlungsmaßnahmen akzeptabel machen. SK sind keine Konkurrenz zur Elektromobilität sondern ihre sinnvolle Ergänzung. Der plug-in Hybrid als universelle Antriebsplattform verbindet das BEV mit dem SK und der Verwendung von EE die aus Gebieten mit hohem lokalem Überschuss in die Zentren des Bedarfs transportiert werden kann.

Einführung

Die gegenwärtige intensive Diskussion um Mobilitätskonzepte der Zukunft orientiert sich an einer sehr breiten Palette von Zielen, die zeitlich und räumlich auf unterschiedliche Weise miteinander verknüpft werden und zu einer verwirrenden Anzahl von Vorschlägen und Initiativen führen. Die Beteiligung unterschiedlicher industrieller Branchen (Automobil, Logistik, Petrochemie, Chemie) und Wissenschaftsdisziplinen (Arbeitsmedizin, Klimaforschung, System- und Szenarienforschung, Chemie, Sozial- und Wirtschaftsforschung) verbreitert die Diskussionslage. Politik und Zivilgesellschaft reagieren mit fragmentarischen Aktionen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

welche eine auf die Ziele abgestimmte Gesamtlösung deutlich erschweren. In dieser Situation kann eine Potentialanalyse synthetischer Kraftstoffe nur sinnvoll sein wenn man auf ein Ziel abstellt. Die Randbedingungen dafür sind in dieser Arbeit wie folgt gesetzt:

- Man betrachtet ein gesamthaftes Energiesystem mit elektrischen und stofflichen Energieträgern.
- Es existiert ein technischer Kreislauf des Kohlenstoffes.
- Das Anforderungsprofil an die Mobilität von Menschen und Dingen ändert sich nicht wesentlich.
- Die lokalen Emissionen an Schadstoffen in der künftigen Mobilität liegen nahe an den Hintergrundkonzentrationen.
- Die Infrastrukturen der Mobilität sollen nur minimal verändert werden.

Das Ziel ist die schnellstmögliche Reduktion der nicht im Kreislauf geführten Kohlenstoffemissionen bei maximaler Zugänglichkeit zur Mobilität zu Kosten, welche die Aufwendungen des derzeitigen Mobilitätssystems (gesamthaft) nach einer Übergangsphase von 2 Generationen der Technologie nicht wesentlich überschreiten. Dabei soll in der Übergangsphase die Reduktion der Schadstoffemission Priorität erhalten.
Projiziert man die derzeitige Diskussion auf dieses Ziel, so betrachtet man zunächst die Dimension der Herausforderung, vergleicht dann kurz den Strom gegenüber stofflichen Energieträgern und schätzt schließlich das Potential unterschiedlicher chemischer Strukturen stofflicher Energieträger ab. Der vorliegende Beitrag verzichtet dabei weitgehend auf die Analyse von Szenarien[2], weil die Erfahrungen und gesicherten Zahlenwerte[3], die dort eingehen, dafür derzeit noch nicht weit genug gesichert sind. Strom als Antriebsform ist technische Realität, alle stofflichen Energieträger, die sich von heutigen Kraftstoffen unterscheiden[4] sind noch nicht ausreichend praxiserprobt. Dies gilt für deren Herstellung ebenso wie für die Anwendung in der Mobilität. Es sei vorweggestellt, dass der Autor es für dingend erforderlich hält, wesentlich bessere praktische Erkenntnisse für alle neuartigen Antriebsoptionen zu erarbeiten und deren Ergebnisse transparent verfügbar zu machen, bevor weitreichende Festlegungen getroffen werden, die Technologien aussondern oder bevorzugen. Die hybride Energieversorgung der Mobilität[2, 3, 5] schreitet in der Welt bereits unaufhaltsam fort und sollte daher als Faktum akzeptiert werden. Es geht aus der Sicht des Autors nicht um die Frage, ob SK einen Beitrag in der Mobilität leisten werden, sondern darum, wo sie sinnvoll in einem systemischen Kontext einzusetzen sind. Ihr größter Vorteil der hohen Energiedichte macht sie besonders für Hochlast-Anwendungen geeignet.

Dimensionen

Derzeit existieren 1.21×10^9 Automobile (in Deutschland $6{,}1 \times 10^7$ oder etwa 5%) auf der Erde. In Europa existieren $2{,}1 \times 10^8$ Automobile. Der Zuwachs in der Welt beträgt 8.3×10^6 Automobile pro Jahr oder 2.5 Autos pro Sekunde. Der Zuwachs an Autos ist derzeit identisch mit dem Zuwachs an Menschen auf der Erde. Der globale Motorisierungsgrad beträgt 160 Autos pro 1000 Menschen mit einer sehr breiten regionalen Verteilung, mit einem Wert von 672 Autos pro 1000 Menschen in Deutschland und ähnlichen Zahlen in den USA[6]. Nahezu all diese Fahrzeuge benutzen Antriebsstränge mit Otto- oder Dieselmotoren als Kraftquelle. Um alle diese Fahrzeuge (Personen-, Lastentransporte) in Deutschland zu bewegen war im Jahr 2014 ein

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Äquivalent von $2.43x10^{12}$ kJ als Otto- und Dieselkraftstoff nötig, deren Verbrennung 1.61×10^8 t CO_2 erzeugte[7]. Zu diesen Emissionen kommen die Wandlungsverluste durch chemische Energiekonversion: Für Erdöl zu Kraftstoff beträgt die Wandlungseffizienz (in 2015) 73%; zum Vergleich liegt die Effizienz für den deutschen Primärenergiemix zu Strom (in 2015) bei 36,8 % (http://www.ag-energiebilanzen.de/9-0-Energieflussbilder.html).
In der vorliegenden Betrachtung wird nun angenommen, dass beispielhaft für das deutsche System alle PKW elektrifiziert würden. Unterstellt man eine spezifischen Energieverbrauch von 0.2 kWh/km und eine Fahrleistung von 902×10^9 km/P so ergibt sich grob ein Energiebedarf von 180 TWh (ohne Verteilverluste). Damit würde man 98 Mt CO2 Emission aus der Verbrennung von Diesel und Benzin einsparen, sofern man diese Strommenge als EE bereit stellt. Würde man diese Strommenge zur Reduktion von Kohleverstromung verwenden, so ergäbe sich eine CO_2 Einsparung von 150 Mt. Daher gilt, dass die Vermeidung von Kohleverstromung unbedingten Vorrang genießt und eine breite Einführung der Elektromobilität einen Strommix ohne Kohlestrom voraussetzt.
Dies wird sehr deutlich, wenn man die Antriebsenergie Strom mit konventionellen stofflichen Energieträgern in ihrem spezifischen Energieverbrauch vergleicht. In Abbildung 1 ist dies für den Fall Italien durchgeführt[8]. Ein Mittelklassewagen mit verschiedenen Antriebsformen wird bezüglich des spezifischen Energieverbrauches im Auto und im gesamten Energiesystem verglichen. Solange der Gesamtwirkungsgrad des Stromsystems nicht drastisch besser als heutige Systeme ist (in Italien wie in Deutschland etwa 44% (European Environment Agency: Overview of electricity production and use(2016)), hält sich der Effekt des Ersatzes des Verbrennungsmotors durch Elektroantriebe auf den Energieverbrauch der Mobilität und die damit verbundene Minderung der CO_2 Emission in Grenzen.

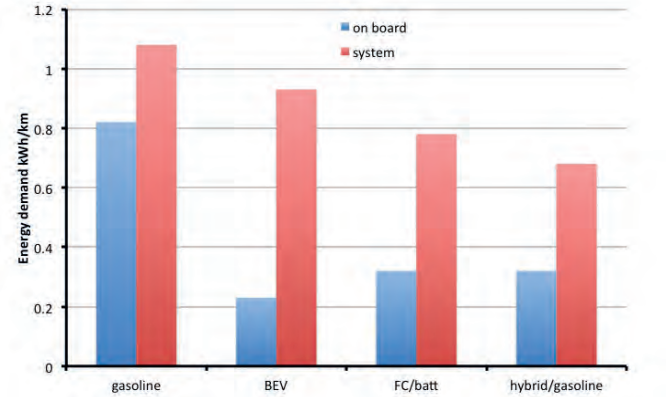


Abbildung 1: Spezifischer Energieverbrauch[8] eines Mittelklassewagens gemittelt über 200.000 km gemischte Nutzung. Der Energieverbrauch des Wagens (blau) wird verglichen mit dem Energieverbrauch des Wagens im Energiesystem Italien (rot).

Bezüglich der lokalen Emissionen[8] schneiden alle anderen Optionen als das konventionelle Benzinfahrzeug (11,5t CO_2 bei 200.000 km. 89 kg NOx) natürlich wesentlich besser ab.
Der Verkehr mit Bus, LKW und Binnenschiffen benötigte in 2014 in Deutschland 219 TWH an Diesel, dessen Verbrennung 60 Mt CO_2 erzeugte. Ersetzen wir nun Diesel durch den synthetischen Kraftstoff (SK) OME-3, so benötigen wir bei Berücksichtigung des

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

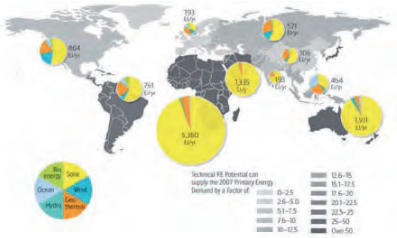


Abbildung 2: Weltregionen mit Überfluss an EE. Nach: [1]

spezifischen Unterschiedes in der Energiedichte (siehe unten) 37.1 Mt OME3. Für dessen Synthese benötigen wir 88 Mt CO_2 und 12 Mt Wasserstoff und erzeugen als Zwischenprodukt 64 Mt Methanol, wofür wir etwa 50 Großanlagen aufbauen würden. Für den Wasserstoff alleine benötigte man 600 TWh EE. Diese Energiemenge könnte 500 Mt CO2 aus Kohleverstromung ersetzen. Es wird somit ohne Berücksichtigung einer genaueren Analyse klar, dass SK aus CO_2 nur unter 2 Bedingungen realistische Chancen in einem nachhaltigen Energiesystem haben:

- Ein geringerer Teil der SK wird lokal erzeugt und dient als Flexibilitätsmaßnahme zur Nutzung des im Stromsystem zeitlich variabel nicht benötigten EE Stroms.
- Ein größerer Teil wird in Gegenden erzeugt in denen EE in großem Überschuss zur Nutzung zur Verfügung stehen.

Man erkennt aus Abbildung 2, dass Europa sehr wahrscheinlich einen erheblichen Teil seines EE Bedarfs importieren wird müssen in Analogie und am besten in Formen, die den heutigen fossilen Energieträgern ähnlich sind. Somit wären SK dafür eine geeignete Energieform, da keine weitere Raffination erforderlich wird, die mit entsprechenden Verlusten verbunden ist.

Mobilität im Energiesystem

SK sind eine stromhungrige Nutzung[9] von CO_2. Sie ermöglichen die Weiternutzung der Verbrennungskraftmaschinen und weiterer Teile der Infrastruktur für die Kraftstoffversorgung. Sie können die lokalen Emissionen sehr weitgehend reduzieren und sie entlasten das lokale System der Gewinnung von EE (renewable energy resources RES) durch die Möglichkeit, SK zu transportieren. Abbildung 3 zeigt ein schematisches sehr vereinfachtes System das die Rolle der SK im Energiesystem zusammenfasst.

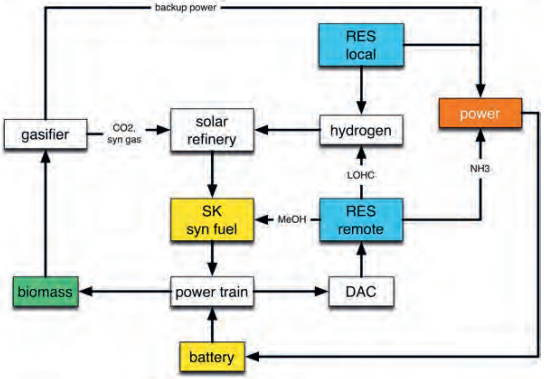


Abbildung 3: Schematisches Energiesystem mit einem technischen Kohlenstoffkreislauf. DAC ist direct air capture von CO_2, LOHC[10] ist liquid organic hydrocarbon.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Es wird angenommen, dass RES sowohl lokal als auch entfernt gewonnen wird, um den Gesamtverbrauch im System zu decken. Die Biomasse ist als Sammler für Kohlenstoff eingeplant, die Begrenzungen bezüglich Ressourcenverbrauch, Biodiversität und stofflicher Nachhaltigkeit gilt es zu beachten. Derzeit werden SK in China aus fossilen Quellen[5] und in europäischen Versuchsprojekten aus Biomasse oder aus Industrieabgasen hergestellt. Der in Abbildung 3 gezeigte Kreislauf ist noch nicht realisiert. Daher ist zu beachten, dass bei nicht geschlossenem Kreislauf der Einspareffekt von SK bezüglich CO_2 nur 50% des Möglichen ist, weil nur der Nicht-Verbrauch von Öl (und die assoziierten Energieverbräuche) eingespart werden nicht aber das CO_2, das zur Herstellung des SK benutzt wird. Es gibt natürlich eine Vielzahl von anderen Konfigurationen eines derartigen Systems, die hier nicht zu behandeln sind. Wesentlich ist der Gedanke des technischen Kohlenstoffkreislaufes der, um klimawirksam sein zu können, nur mit der Mobilität als wesentlichem Nutzer funktionieren wird. Umgekehrt profitiert der Teil der Mobilität, der nur schwer elektrifizierbar sein wird, von der Existenz nachhaltiger SK, die zudem die Energiesicherheit durch ihre verbreitete Herstellmöglichkeit verbessern.

Chemische Konzepte

Es gibt derzeit eine Vielzahl von Konzepten um die Mobilität mit Kraftstoffen zu versorgen. Diese Vielzahl ist in Tabelle 1 grob unterteilt. Relevant in der Praxis sind allerdings nur die in der Tabelle grau unterlegten Systeme. Sie sind ganz überwiegend Kohlenwasserstoffe mit hohen Energiedichten. Sie werden überwiegend durch Raffination von Erdöl (in der EU in 2016 77,300 ktOe Benzin, 206,900 ktOe Diesel, (Quelle EU, DG Energie, Energy datasheets, Februar 2018)) aber auch durch die Umsetzung von Synthesegas in vergleichsweise kleinerem Maßstab gewonnen. Auch die biogenen Kraftstoffe spielen gegenüber den fossilen Kraftstoffen nur eine untergeordnete Rolle (3,8 % in 2016 (Quelle EU, DG Energie, Energy datasheets, Februar 2018). Alle anderen System aus der Tabelle sind Versuchs- und Konzeptsysteme, für welche die eingangs gemachte Feststellung gilt, dass aus praktischer Sicht keine ausreichenden Erkenntnisse vorliegen, die eine unmittelbare Einführung auf einer Skala der fossilen Kraftstoffe ermöglichen würde. Allerdings stecken erhebliche Potentiale in diesen Systemen, welche es kritisch erforderlich machen sich mit ihnen zu befassen. Neben der Endlichkeit der fossilen Träger und den Ressourcenbegrenzungen bei der Biomasse ist es auch die Möglichkeit, EE und Kohlenstoff aus dem technischen Kreislauf zu nutzen, um die stofflich begründete Mobilität nachhaltig zu machen. Die oben angegebenen Zahlen sollen verdeutlichen, dass ein sehr weiter Weg zu gehen ist, um dieses Potenzial zu nutzen und wir uns hier im wesentlichen in wissenschaftlichen Erörterungen und noch nicht in kurzfristig möglichen systemweiten Lösungen befinden. Die Tabelle 1 zeigt klar, dass alle Kraftstoffe aus der Umsetzung von Wasserstoff mit einem Energieträger hergestellt werden. Heute stammt der Wasserstoff zu 95% aus der Umsetzung von Kohlenwasserstoffen mit Wasser unter Bildung von CO2. Chemisch möglich sind jedoch auch die Nutzung von Wasserstoff aus der Spaltung von Wasser unter Bildung von O_2 und aus der Pyrolyse von Kohlenwasserstoffen unter Bildung von C. Weiter gibt es reduktive Umsetzungen mit dem Paar ($H^+ + e^-$), die biologisch, elektrochemisch oder photochemisch zugänglich sind.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Kraftstoffkonzepte für die Mobilität

Hydrogen	nitrogen	ammonia	1
		aqueous solutions (ammonium nitrate)	2
	fossil biomass	linear and cyclic HC, (Diesel, gasoline)	3
	biomass	oxygen-containing HC (bioethanol)	4
		cyclic and linear HC (biodiesel)	5
		biomethane	6
	carbon monoxide	methane	7
		cyclic and linear HC, (GTL)	8
		higher alcohols	9
	carbon dioxide	methanol	10
		oligomer of methanol (DME, OME, etc.)	11
		linear HC, (MTG)	12

Diese Wege spielen allerdings derzeit keine Rolle im System. Die Umsetzungen erfolgen katalytisch auf der Basis einer umfangreichen Wissenschaft und Technologie der Katalyse[11, 12] und der chemischen Verfahrenstechnik. Die erheblichen Fortschritte die auf diesem Wissensgebiet gemacht wurden ermöglichen es heute, wesentlich breiter in strukturelle Überlegungen zu Kraftstoffen einzutreten, als es bis etwa zur Wende des Jahrtausends möglich war.
Es ist anzumerken, dass die Unterteilung in Tabelle 1 in Kohlenmonoxid und Kohlendioxid künstlich ist, da die beiden Träger hocheffizient ineinander überführbar sind (Wassergasgleichgewicht), wir diese Umwandlung oft nicht verhindern können und einige Stoffsysteme (wie Nr. 9, 10) sogar aus der gemeinsamen Reaktion mit Wasserstoff gewinnen. Etwas exotisch[13] muten die Stoffsysteme (Nr. 1,2) in der Tabelle an. Sie sind durchaus mögliche Kraftstoffe und haben den großen Vorteil, dass sie nicht zum Kohlenstoffbudget des Energiesystems beitragen. Die Arbeit dazu ist allerdings von sehr speziellen Anwendungen abgesehen noch hochgradig exploratorisch. Das Potential ist allerdings sehr groß, auch weil wir die Zwischenverbindung Ammoniak sehr gut herstellen können und eine weltweite Infrastruktur für Transport und Lagerung existiert.
Im Folgenden wird auf das Titelsystem Wasserstoff und CO_2 näher eingegangen. Diese Auswahl ergibt sich aus den eingangs genannten Grundbedingungen. Neue Kraftstoffe müssen die Problematik der lokalen Emissionen von Schadstoffen konzeptionell[14] angehen und sollten nicht nur auf Nachbehandlungssysteme abzielen. Damit rücken chemisch Systeme in den Blickpunkt die möglichst ohne C-C Radikalstrukturen[15] bei ihrer Verbrennung auskommen. Zugleich benötigen manche Anwendungen energiedichte Kraftstoffe, die nicht kompatibel mit minimaler Emission von Schadstoffen sind. Allein daher wird es nicht eine einzige sondern selbst im Bereich der SK mehrere Lösungen geben, die zudem regional je nach Angebot von RES (Strom, Biomasse) unterschiedlich ausfallen können. Daraus ergibt sich für die Hersteller von Antriebssträngen, dass modulare Konzepte, die mit unterschiedlichen Kraftstoffen gut zurecht kommen, eine bevorzugte Strategie für die Zukunft sein dürften.

Unter der Annahme, dass genügend RES oder EE verfügbar sind, kann eine ganze Palette von SK aus CO_2 und Wasserstoff erzeugt werden. Abbildung 4 gibt den Überblick dazu. Die Reaktion mit Wasserstoff zwischen den Schritten ist zur Vereinfachung nicht explizit dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

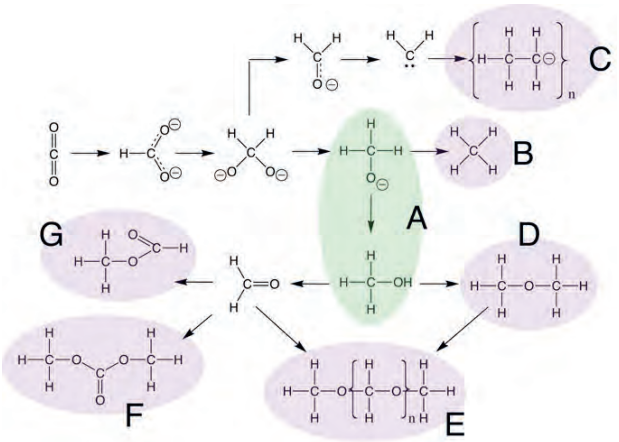


Abbildung 4. SK aus CO_2 und Wasserstoff. Methanol (grün) ist eine zentrale Plattform, Synthesegas gibt einen Zugang zu sauerstoff-freien Systemen. Die Stoffklassen (rot) (Buchstaben) werden im Text besprochen.

Der Prozess der Aktivierung von CO_2 beginnt mit der reduktiven Aktivierung des linearen Moleküls die danach die Anlagerung von 2 Wasserstoffatomen gestattet. Danach teilt sich das Reaktionsschema zum ersten Mal, eine Auswahl wird über die Natur des Katalysators getroffen. Wählt man Eisen oder Kobalt, so kommt man zu einer Kondensationsreihe von Intermediaten in der Fischer-Tropsch Reaktionsfolge die zu linearen Kohlenwasserstoffen (Wachsen) oder Olefinen mit Aromaten führt. Es entstehen die Stoffklassen (C) als typische Strukturanaloge von Erdöldestillaten mit allerdings einer anderen Isomerenverteilung. Wohlbekannte Konversionsschritte der zunächst hergestellten langkettigen Moleküle führen zu extrem hochwertigen Kraftstoffen. Die Technologie[16] ist komplex aber sehr gut beherrscht. Dieser Weg kann auch mit CO_2 aus biogenen Quellen[17] gut begangen werden. Sein Nachteil ist, dass die lokalen Schadstoffemissionen mit der vorliegenden Molekülstruktur nur graduell, nicht aber konzeptionell angegangen werden. Die unbeschränkte Kompatibilität mit heutigen Kraftstoffen ist ein weiterer Vorteil.
Benutzt man Nickel als Katalysator so kommt man zu künstlichem Methan (Stoff B), das als Autogas technische Realität im Kraftstoffsektor ist. Auch hier kann man von biogenen Quellen ausgehen (Audi e-Gas). Neben dem Emissionsproblem (Methan wird auch zu Ethylen in der OCM Reaktion[18] und damit zu Partikeln oxidiert) ist hier der Kraftstoff selbst als „Schlupf" ein Problem, das gelöst werden muss. Methan ist ein hochpotentes Treibhausgas[19] und darf das Fahrzeug nicht verlassen. Auch diese Aufgabe[20] ist mittels geeigneter Katalysatoren und spezieller Träger lösbar.
Mit Kupfer gelangt man schließlich über das Methoxy Intermediat zu Methanol (A). Seine Rolle als Plattformmolekül ist gut bekannt[21] ebenso wie seine hocheffiziente Synthese[22], vorteilhaft aus einem Gemisch von CO und CO2 um mittels des Wassergasgleichgewichtes das Reaktionswasser effektiv zu entfernen. Methanol selbst ist ein möglicher Kraftstoff sowie ein Additiv zu konventionellen Kraftstoffen. Um die Fähigkeit dieser Struktur zu schadstoffarmer Verbrennung zu optimieren, versucht man seine Eigenschaften durch eine chemische Folgereaktion wesentlich zu verbessern. Die einfachste Reaktion ist die Etherbildung zu DME (D) die leicht an nahezu allen sauren oxydischen Oberflächen[23] abläuft. Eine wesentliche Verbesserung der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kraftstoffeigenschaften[24] erreicht man durch Reaktion von Methanol mit seinem Oxidationsprodukt Formaldehyd. Diese Kondensationsreaktionen erfolgen für die Familie von OME (Klasse E in Abbildung 4) unter Säurekatalyse. Wesentlich ist die Kontrolle der Abführung des Reaktionswassers, da es zahlreiche Gleichgewichte in diesem System[25] gibt die zu komplexen Produktgemischen führen, wenn man die Einstellung dieser Gleichgewichte nicht verhindert. Günstig ist die Reaktion zwischen Derivaten von Formaldehyd und Vorkondensaten von Methanol (Trioxan, Methylal) um die Wasserbildung zu minimieren. Es existieren ausgearbeitete Reaktionsrouten[25, 26], technische Synthesen und außerhalb Europas signifikante Produktionskapazitäten. Ein weiteres potentielles Kraftstoffmolekül der C1 Klasse (Moleküle ohne C-C Bindungen) ist Dimethylcarbonat, (DMC, Stoff F). Dieses Molekül ist nur formal ein Kondensationsprodukt, praktisch wird es durch Carbonylierung von Methanol mit CO und Sauerstoff[27] zugänglich. Andere Reaktionswege sind in der Literatur[28] beschrieben. Ein weiteres derartiges Molekül wäre Methylformiat (MF, Stoff G). Es ist ebenfalls gut durch nicht-oxidative Carbonylierung von Methanol zugänglich und wird in erheblichen Mengen heute als Lösemittel eingesetzt.
Man erkennt, dass die Chemie der CO_2 Reduktion eine breite Palette von Molekülen gut zugänglich macht, die sich als SK eignen. Bei der Auswahl der vielen Strukturen kann man nach motorischen Gesichtspunkten[14, 29] vorgehen. Man kann aber auch die Frage wie ein SK im Energiesystem wirken kann in den Vordergrund stellen. Dann sollten eine Kombination von Energiespeicherfähigkeit mit kurzen Synthesewegen (um möglichst effizient die Energie zu speichern und kostengünstig große Mengen verfügbar machen zu können), eine gute Integration in die bestehende automotive Infrastruktur (nur geringfügige motorische Veränderungen, Mischbarkeit[30] mit existierenden Kraftstoffen) und die Minimierung von lokalen Schadstoffen gemeinsam im Vordergrund stehen. Argumente wie geringe (Öko)toxizität und gute Verträglichkeit mit derzeitigen Materialien im automotiven Bereich (Fahrzeug, Tankinfrastruktur) sowie eine sichere Handhabung und natürlich unbedingt die Vermeidung der Bildung neuer Schadstoffe bei der Verbrennung sind weitere wichtige Auswahlkriterien. Die Molekülstrukturen A, D, E, F, G aus Abbildung 4 sollten diese Anforderungen erfüllen können. Sie sind alle Vertreter der C1 Klasse. Eine relativ geringe Energiedichte wird durch hervorragende Verbrennungseigenschaften und das fast völlige Fehlen von lokalen Schadstoffemissionen[31] belohnt. In der folgenden Tabelle 2 sind einige charakteristische Eigenschaften typischer Moleküle zusammen gestellt.

Tabelle 2 Stoffeigenschaften einiger SK im Vergleich zu einem Dieselmodellstoff.

Property	CH_4	CH_3OH	CH_3OCH_3	C_2H_5OH	OME 3	$C_{14}H_{30}$
Density (g/Cm3)	0,00072	0,792	0,661	0,785	1,035	0,856
b.p. (C)	-162	64	-24,9	78	156	125-400
LHV (MJ/kg)	47,79	19,99	28,62	26,87	19,7	41,66
C content (wt%)	74	37,5	52,2	52,2	41	87

Man erkennt gut die Kompromisse, die zu machen sind, wenn man SK mit dem komplexen Eigenschaftsprofil das sich aus den Anforderungen einer zügigen Energiewende ergibt, nutzen möchte. Die C1 Klasse ist sicher nicht alleine die Antwort auf SK in der Mobilität. Für Hochlast-Anwendungen und in Bereichen wo die lokale Schadstoffemission kritisch ist, sind sie jedoch eine gute Alternative. Es sei hier betont, dass weitere hervorragende Strukturen (längere Alkohole, cyclische

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Sauerstoffverbindungen, sauerstofffreie HC) zu finden sein werden. Bedenkt man aber die Mengen die nötig sind, um einen Effekt in der systemischen Energiewende zu machen und stellt heraus, dass Produktionsprozesse günstig und mit heutigen Technologien arbeiten sollten, um zeitnah (2 Technologiezyklen in der Fahrzeugmobilität) kostengünstig die systemischen Dienstleistungen eines SK abrufen zu können, so dürfte sich die Zahl der Treffer reduzieren. Die Entwicklung[14] zur Auswahl der aussichtsreichen Strukturen ist noch sehr im Fluss.

Schlussfolgerungen

Die Mobilität der Zukunft wird im hier gewählten Zielsystem multimodal auch bezüglich der Energieversorgung sein. Die Darlegung ergibt, dass weder die "Verbannung" des Verbrennungsmotors noch die exklusive Umstellung auf strombasierte Mobilität alleine und allgemein sinnvoll erscheinen. Zieht man in Betracht, dass EE noch lange Zeit vorrangig zur Defossilisierung des Stromsystems benötigt werden, wo die größten Einsparungen an CO_2 erzielbar sind, so scheint eine Mischung von Elektromobilität und CO_2 basierten Kraftstoffen mit minimaler lokaler Schadstoffemission am Besten zielführend zu sein. Eine genauere Analyse wie sie in Szenarien getroffen wird scheint derzeit noch nicht wirklich angebracht, weil die komplexen Grundbedingungen in einem noch nicht existierenden Energiesystem kaum mit eindimensionalen Kriterien (Effizienz, CO2 Einsparpotenzial) erfassbar sind. Statt einer rational kaum entscheidbaren Diskussion von Hypothesen sollte nun eine Phase von aussagekräftigen Versuchsreihen Klarheit bringen. Um die zeitliche Entwicklung der EE Einführung besser abzubilden[9] und den Druck der Minimierung lokaler Schadstoffe als Unterziel der nachhaltigen Gestaltung nicht zu unbedachten strukturellen Reaktionen eskalieren zu lassen, wäre es sinnvoll als Erstes die Möglichkeiten der heutigen Kraftstoffe in Kombination mit Abgasnachbehandlung real zu optimieren. Graduell könnte daneben mit der Einführung der emissionsarmen SK begonnen werden, wobei die Bedienung großer Motoren und punktueller Benutzung Vorrang vor der flächendeckenden Einführung im PKW Bereich hat, der schneller mit Strom bedient wird. Allerdings sollte bei der Konzeption der Ladeinfrastruktur bedacht werden, dass für Last- und Langstreckenanwendungen der SK eine sinnvollere Lösung als Strom sein dürfte. Die Umstellung auf hybride Fahrzeugkonzepte würde diese vermischte Struktur der Energieversorgung wesentlich erleichtern und könnte darüber hinaus eine günstige Plattform für die Bedienung lokal unterschiedlicher Marktstrukturen sein.
Auf systemischer Ebene ist es wichtig, das Potential von SK mit einzubeziehen wenn strukturelle und regulatorische Rahmenbedingungen geschaffen werden. Technisch kritisch sind noch viele Komponenten und Prozesse in der Nutzungskette von CO2 zu SK. Deren prioritäre Lösung setzt voraus, dass zunächst einmal genügend praktische Erfahrungen mit den neuen SK in unterschiedlichen Anwendungsszenarien gemacht werden. Dies setzt die ausreichende und sichere Verfügbarkeit der als Kraftstoffe zertifizierten SK (Reinheit, Additive REACH Zulassung etc.) voraus. Nur dann kann eine ausreichende Zahl von Pilotanwendern gefunden werden, welche die nötigen Erfahrungen sammeln. Parallel sollte die lange dauernde durchgreifende Verbesserung der chemisch-katalytischen Synthesen von neuen SK angegangen werden. Beide Arbeitsströme müssen nach einigen Jahren so abgeglichen werden, dass ein realistisches Einführungspotenzial mit einer Zeitstruktur von allen wesentlichen stakeholdern beschlossen werden kann. Diesem geordneten Vorgehen steht die stete Gefahr entgegen, dass anderswo in der Welt die Entwicklung zu SK schneller als bei uns vorangetrieben

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

wird und wir in eine technologische Falle geraten. Derzeit hätten Europa und Deutschland noch eine gute Chance, weltführend auf dem Gebiet der SK zu werden wenn man beherzt und gemeinsam das Thema angeht.

Literatur

[1] C. Philibert, Renewable Energy for Industry - From green energy to green materials and fuels, IEA (International Energy Agency), Paris, France, 2017.
[2] T. Altenburg, E.W. Schamp, A. Chaudhary, The emergence of electromobility: Comparing technological pathways in France, Germany, China and India, Science and Public Policy, 43 (2016) 464-475.
[3] A. Palzer, H.M. Henning, A Future German Energy System with a Dominating Contribution from Renewable Energies: A Holistic Model Based on Hourly Simulation, Energy Technology, 2 (2014) 13-28.
[4] J. Klankermayer, S. Wesselbaum, K. Beydoun, W. Leitner, Selective Catalytic Synthesis Using the Combination of Carbon Dioxide and Hydrogen: Catalytic Chess at the Interface of Energy and Chemistry, Angewandte Chemie-International Edition, 55 (2016) 7296-7343.
[5] X.Y. Xu, Y. Liu, F. Zhang, W. Di, Y.L. Zhang, Clean coal technologies in China based on methanol platform, Catalysis Today, 298 (2017) 61-68.
[6] Quellen: US census.gov, statistica.com
[7] Quellen: umweltbudesamt.de, ag-energiebilanzen.de
[8] L. Lombardi, L. Tribioli, R. Cozzolino, G. Bella, Comparative environmental assessment of conventional, electric, hybrid, and fuel cell powertrains based on LCA, International Journal of Life Cycle Assessment, 22 (2017) 1989-2006.
[9] J.C. Abanades, E.S. Rubin, M. Mazzotti, H.J. Herzog, On the climate change mitigation potential of CO2 conversion to fuels, Energy & Environmental Science, 10 (2017) 2491-2499.
[10] M. Reuss, T. Grube, M. Robinius, P. Preuster, P. Wasserscheid, D. Stolten, Seasonal storage and alternative carriers: A flexible hydrogen supply chain model, Applied Energy, 200 (2017) 290-302.
[11] H. Niemantsverdriet, P. van Helden, E. Hensen, D. Lennon, K. Holt, G. Hutchings, M. Bowker, R. Catlow, M. Shozi, L. Jewell, M. Claeys, J. Hayward, N. Coville, N. Fischer, A. Roldan, E. Redekop, T. Gambu, L. Deeplal, T.P.O. Mkhwanazi, K.J. Weststrate, D. Bahnemann, M. Neurock, H. Schulz, D. Ma, S. Kondrat, P. Collier, A.K. Gupta, A. Corma, P. Akomeah, E. Iglesia, E. van Steen, N. de Leeuw, M. Wolf, T. van Heerden, Catalysis for Fuels: general discussion, Faraday Discussions, 197 (2017) 165-205.
[12] R. Schlögl, E-Mobility and the Energy Transition, Angew. Chem. Int. Ed., early views (2017).
[13] A.G. Dana, O. Elishav, A. Bardow, G.E. Shter, G.S. Grader, Nitrogen-Based Fuels: A Power-to-Fuel-to-Power Analysis, Angewandte Chemie-International Edition, 55 (2016) 8798-8805.
[14] W. Leitner, J. Klankermayer, S. Pischinger, H. Pitsch, K. Kohse-Hoinghaus, Advanced Biofuels and Beyond: Chemistry Solutions for Propulsion and Production, Angewandte Chemie-International Edition, 56 (2017) 5412-5452.
[15] S.M. Sarathy, P. Osswald, N. Hansen, K. Kohse-Hoinghaus, Alcohol combustion chemistry, Progress in Energy and Combustion Science, 44 (2014) 40-102.
[16] X. Hao, M.E. Djatmiko, Y.Y. Xu, Y.N. Wang, J. Chang, Y.W. Li, Simulation analysis of a GTL process using ASPEN plus, Chemical Engineering & Technology, 31 (2008) 188-196.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[17] S.S. Ail, S. Dasappa, Biomass to liquid transportation fuel via Fischer Tropsch synthesis - Technology review and current scenario, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 58 (2016) 267-286.
[18] H. Schwarz, Chemistry with Methane: Concepts Rather than Recipes, Angewandte Chemie International Edition, 50 (2011) 10096-10115.
[19] M. Heimann, ATMOSPHERIC SCIENCE Enigma of the recent methane budget, Nature, 476 (2011) 157-158.
[20] D. Ciuparu, M.R. Lyubovsky, E. Altman, L.D. Pfefferle, A. Datye, Catalytic combustion of methane over palladium-based catalysts, Catalysis Reviews-Science and Engineering, 44 (2002) 593-649.
[21] G.A. Olah, A. Goeppert, G.K.S. Prakash, Chemical Recycling off Carbon Dioxide to Methanol and Dimethyl Ether: From Greenhouse Gas to Renewable, Environmentally Carbon Neutral Fuels and Synthetic Hydrocarbons, Journal of Organic Chemistry, 74 (2009) 487-498.
[22] E.L. Kunkes, F. Studt, F. Abild-Pedersen, R. Schloegl, M. Behrens, Hydrogenation of CO2 to methanol and CO on Cu/ZnO/Al2O3: Is there a common intermediate or not?, Journal of Catalysis, 328 (2015) 43-48.
[23] C. Arcoumanis, C. Bae, R. Crookes, E. Kinoshita, The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review, Fuel, 87 (2008) 1014-1030.
[24] W. Maus, E. Jacob, Future-safe combustion-engined Drives - The Role of sustainable Fuels, 2015.
[25] N. Schmitz, F. Homberg, J. Berje, J. Burger, H. Hasse, Chemical Equilibrium of the Synthesis of Poly(oxymethylene) Dimethyl Ethers from Formaldehyde and Methanol in Aqueous Solutions, Industrial & Engineering Chemistry Research, 54 (2015) 6409-6417.
[26] D. Deutsch, D. Oestreich, L. Lautenschutz, P. Haltenort, U. Arnold, J. Sauer, High Purity Oligomeric Oxymethylene Ethers as Diesel Fuels, Chemie Ingenieur Technik, 89 (2017) 486-489.
[27] J. Wang, R. Shi, P. Hao, W. Sun, S. Liu, Z. Li, J. Ren, Influence of oxygen-containing groups of activated carbon aerogels on copper/activated carbon aerogels catalyst and synthesis of dimethyl carbonate, Journal of Materials Science, 53 (2018) 1833-1850.
[28] P. Tundo, M. Musolino, F. Arico, The reactions of dimethyl carbonate and its derivatives, Green Chemistry, 20 (2018) 28-85.
[29] F. Hoppe, B. Heuser, M. Thewes, F. Kremer, S. Pischinger, M. Dahmen, M. Hechinger, W. Marquardt, Tailor-made fuels for future engine concepts, International Journal of Engine Research, 17 (2016) 16-27.
[30] S.E. Iannuzzi, C. Barro, K. Boulouchos, J. Burger, Combustion behavior and soot formation/oxidation of oxygenated fuels in a cylindrical constant volume chamber, Fuel, 167 (2016) 49-59.
[31] M. Hartl, P. Seidenspinner, E. Jacob, G. Wachtmeister, Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emission characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel OME1, Fuel, 153 (2015) 328-335.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. M. Härtl, A. Stadler MSc, S. Blochum MSc, D. Pélerin MSc, Dipl.-Phys. T. Maier MSc, Dipl.- Phys. V. Berger, Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister,
Technische Universität München;

Dr.-Ing. Ph. Seidenspinner, Dr. T. Wilharm,
ASG Analytik Service GmbH, Neusäß;

Dr. E. Jacob,
Emissionskonzepte Motoren, Krailling;

DMC+ als partikelfreier und potenziell nachhaltiger Kraftstoff für DI Ottomotoren

DMC+ as Particulate Free and Potentially Sustainable Fuel for DI SI Engines

Kurzfassung

C1-Kraftstoffe lassen sich mit einfachen Verfahren aus CO_2 und H_2 nachhaltig herstellen, zeichnen sich durch ihren hohen Sauerstoffgehalt und das Fehlen von C-C Bindungen aus und führen zu äußerst geringen Partikelemissionen bei der Verbrennung. Im Vergleich zur Verwendung von Kraftstoffen auf KW-Basis minimieren C1-Oxygenate mit Ausnahme von Methanol das Gefahrenpotenzial für Gesundheit und Umwelt. Während bei Dieselmotoren bereits seit einigen Jahren die Stoffklasse der Oxymethylenether (OME) als emissionsgünstige Option für nachhaltig herstellbare synthetische Kraftstoffe untersucht wird, fehlen entsprechende Lösungen für Ottomotoren.

Die Senkung der Grenzwerte für die Partikelanzahl mit Euro 6c/d befördert für Ottomotoren die Suche nach solchen Kraftstoffen. Die C1-Oxygenate DMC und MeFo zeichnen sich durch hohe Klopffestigkeit und günstige Gemischbildungseigenschaften aus. Sie sind auf nachhaltige Weise als E-Kraftstoffe herstellbar.

Während der Einsatz von reinem DMC bzw. MeFo jeweils Nachteile bezüglich der Tieftemperaturstabilität bzw. der Verdampfungseigenschaften mit sich bringt, wird hier der Weg zur Anwendung dieser beiden Oxygenate aufgezeigt. Die Entwicklung von DMC+ (Dimethylcarbonat + Methylformiat + Ethanol) auf Basis der C1-Chemie eröffnet die Chance für eine emissionsfreie Mobilität auch mit Ottomotoren.

Präsentiert wird die Methodik zur Definition einer zielführenden Formulierung für DMC+ sowie Ergebnisse aus Versuchen mit DMC+ an einem Otto-DI Einzylindermotor. Ein Rückgang der PN-Emissionen um zwei Größenordnungen sowie eine deutliche Senkung der Emission von NO_x und organischen Komponenten (VOC) im Rohabgas wird demonstriert. Es kommt ein Dreiwegekatalysator zum Einsatz, der im stöchiometrischen Betrieb niedrigste Emissionen luftverunreinigender Komponenten ermöglicht. Besonderes Augenmerk wird auf die Emission von Sub-23-nm Partikeln gelegt, die durch den Oxygenat-Kraftstoff ebenfalls deutlich reduziert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Motivation

1.1. Kraftstoffe und die Zukunft des Ottomotors

Die Zukunft der Verbrennungsmotoren ist bei weiterer Verwendung fossiler Kraftstoffe auf Kohlenwasserstoffbasis akut gefährdet. Die Verbrennungsmotoren müssen sich hier dem Wettbewerb mit den lokal emissionsfreien Elektroantrieben stellen. Es gilt vor allem, den durch den Transportsektor verursachten Teil des Anstiegs der CO_2-Konzentration in der Atmosphäre aus Klimaschutzgründen aufzuhalten. Weiterhin sind die Emissionen von luftverunreinigenden Komponenten, insbesondere von Partikeln und Stickoxiden, zu vermeiden. Speziell bei Ottomotoren sind die Verdunstungsemissionen (Benzingeruch) zu unterbinden. Einen erheblichen Anteil am Fahrzeugbestand kommt zukünftig den partiell elektrifizierten (hybridisierten) Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren zu, vorzugsweise den Plug-in-Hybriden (PHEV). Eine vollständige Durchdringung der e-Mobilität, wie sie die Gesetzgebung für 2050 anstrebt, wird durch die Verwendung von fossilem Kraftstoff bei den Hybridfahrzeugen verhindert. Die Verwendung von „Elektrofuels“ (e-Fuels) würde dieses Hindernis beseitigen. Diese e-Fuels werden bei den Hybridfahrzeugen, die vorwiegend mit Motoren mit Fremdzündung (Ottomotoren) ausgerüstet sind, als Ottokraftstoffe benötigt und sollten vorzugsweise Ganzjahreskompatibilität aufweisen.

1.2. Akzeptanz flüssiger Ottokraftstoffe und deren Komponenten

Für die Einstufung und Kennzeichnung nach dem Global Harmonized System (GHS) der UNO werden die intrinsischen Eigenschaften von chemischen Stoffen und deren Gemischen herangezogen. Es wird zwischen Gesundheitsgefahren und Umweltgefahren unterschieden. Das GHS beinhaltet die Kriterien zur Einstufung und Kennzeichnung von Stoffen und Gemischen in Form eines Textes. Zur Visualisierung von Gefahren gibt das GHS standardisierte Piktogramme vor [SK13]. In der **Abbildung 1** sind die Gefahrenpotenziale für Gesundheit und Umwelt der für Ottomotoren geeigneten Kraftstoffe und deren Komponenten anhand dieser Piktogramme zusammengestellt. Das GHS-System wurde durch die EU-Chemikalienverordnung EG 1272/2008 (auch CLP-Verordnung) am 20. Januar 2009 in europäisches Recht umgesetzt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Typ	Oxygenate					Kohlenwasserstoffe		
C_n	C_1			C_2-C_8	C_2-C_5	C_6-$C_{\sim 12}$	C_7-C_{10}	C_6
Verbin-dungen	Dimethyl-carbonat	Methyl-formiat	Methanol	Alkanole Ether Ketone Ester	n-Alkane Isoalkane	Alkane Cyclo-alkane Alkene	Mono-aromaten	Benzol
Gesundheits-gefahren	-							
Umwelt-gefahren	-	-	-	-	-			
Wasser-gefährdung	schwach WGK1	schwach WGK1	deutlich WGK2	sch./deut. WGK1-2	sch./deut. WGK1-2	stark WGK3	stark WGK3	stark WGK3
Verdunstungs emissionen	nicht reaktiv	nicht reaktiv	nicht reaktiv	reaktiv	reaktiv	reaktiv	reaktiv	reaktiv
PN-Motor-emissionen	sehr niedrig	extrem niedrig	sehr niedrig	mittel	hoch	hoch	sehr hoch	sehr hoch
Bemer-kungen	VOC exemption	VOC exemption	automatic fueling			Alkylat-kraftstoff		cancero-gen
Akzeptanz	besser							schlechter

Abbildung 1: Akzeptanz von flüssigen Ottokraftstoffen und deren Komponenten. Das Gefahrenpotenzial für Gesundheit und Umwelt wird durch die international gültigen GHS-Symbole gekennzeichnet. Weiterhin sind die Wassergefährdungsklassen (WGK) nach deutschem Recht wiedergegeben.

Nach dieser Zusammenstellung wäre Dimethylcarbonat (DMC) der ideale Ottokraftstoff mit dem geringsten Gefahrenpotenzial für Gesundheit und Umwelt. Dagegen werden Methanol und höhere Kohlenwasserstoffe als akut oder/und organspezifisch toxisch eingestuft. Höhere Benzinkohlenwasserstoffe sind außerdem stark wassergefährdend (WGK3). Bei den Verdunstungsemissionen werden DMC und Methylformiat (MeFo) vom Gesetzgeber als Stoffe eingestuft, die nicht an atmosphärischen photochemischen Reaktionen partizipieren und damit keinen Beitrag zur Entstehung von bodennahem Ozon und Smog leisten. Deshalb unterliegen diese Stoffe nicht der VOC-Gesetzgebung [EP16]. Bei der motorischen Verbrennung zeichnen sich DMC und MeFo durch eine sehr bis extrem niedrige Bildung von Rußpartikeln aus [Hä17a].

Insgesamt ergibt sich damit eine hohe Akzeptanz für die C1-Oxygenate DMC und MeFo für einen Einsatz als Ottokraftstoffe.

1.3. Experimentelle Voruntersuchung von DMC und MeFo

Die prinzipielle Eignung von DMC bzw. MeFo als Kraftstoff für homogen betriebene Ottomotoren mit Kerzenzündung wurde zunächst in einer Voruntersuchung betrachtet [Hä17a], [Hä18]. Die Eigenschaften der dabei untersuchten Kraftstoffproben gehen aus **Tabelle 1** hervor. Der Versuchsaufbau entspricht dabei vollständig der in der vorliegenden Untersuchung verwendeten Prüfstandskonfiguration (siehe 4.1).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Stoffeigenschaften der reinen Kraftstoffe [Hä18].

-	RON95	DMC	MeFo
LHV [MJ/kg]	ca. 42	15.8	15.8
Density @ 15 °C [kg/m³]	747.5±27.5	1079	957
Gasoline equivalent [m³/m³]	1	1.8	2.1
RON / MON	>= 95 / 85	>=109 / 102	115 / 114.8
Ox. cont. [wt.%]	< 2.7	53.3	53.3
A/F ratio stoich. [kg/kg]	ca. 14.3	4.64	4.64
Boiling point/range [°C]	30…210	90	31.5
Melting point [°C]	ca. -45	0.5-4.7	-100
Flash point [°C]	< -35	16.7	-19
Ignition temperature [°C]	ca. 220	458	450
Vapor pressure @ 38 °C [kPa]	45-100	10.8	> 100
Ignition limits [%]	0.6-7.6	4.2-12.9	5-20
Enthalpy of vaporization [kJ/kg]	ca. 420	418	464
Surface tension [mN/m]	ca. 24	28.5	25
Dyn. viscosity [mPas]	< 0.5 (40°C)	0.63 (20°C)	0.36 (20°C)

Der Einzylinder Versuchsmotor wurde an einem konstanten saugmotorischen Betriebspunkt (p_{mi}=6 bar bei λ=1) betrieben, wobei das Luftverhältnis anschließend durch Variation der Kraftstoffmasse vom fetten (0,8<λ<1) bis in den mageren Bereich hinein (1<λ<1,1) verändert wurde. Die Direkteinspritzung erfolgte dabei während des Saughubs (Homogenbetrieb, SOI bei 430 °KW = 70 °KW nach LOT) mit 250 bar Einspritzdruck über ein Mehrlochventil mit seitlicher Anordnung im Brennraum (für Details zum Brennverfahren siehe [Pe16]).

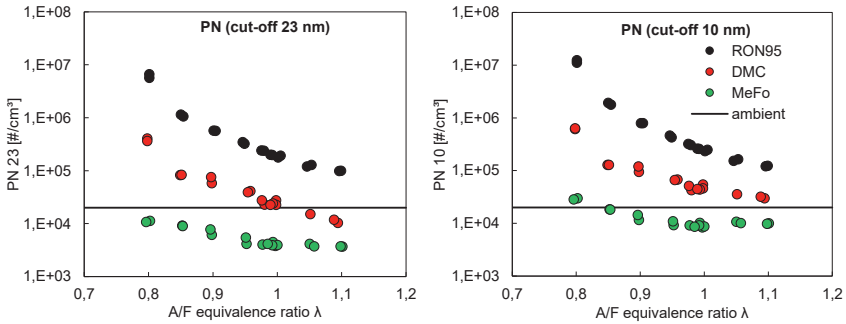


Abbildung 2: Partikelanzahlkonzentration (PN) von Ottokraftstoff RON95und reinem DMC bzw. MeFo an einem Einzylinder Forschungsmotor, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge. [Hä17a]

Die beobachtete Partikelanzahl (PN), siehe **Abbildung 2**, zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der Luftzahl, wobei im Variationsbereich eine Bandbreite von zwei Größenordnungen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

abgedeckt wird. Hierbei ist stets ein deutlicher Vorteil von DMC (ca. Faktor 10) bzw. MeFo (ca. Faktor 100) gegenüber RON95 zu beobachten. Diese deutliche Senkung ist auf die primäre Wirkung der C1-Oxygenatkraftstoffe zurückzuführen, die sich durch einen hohen Sauerstoffgehalt und das Fehlen von C-C Bindungen auszeichnen. Als sekundärer Einfluss lassen sich die Gemischbildungseigenschaften identifizieren. Hier besitzt MeFo gegenüber DMC den Vorteil einer deutlich höheren Flüchtigkeit (Siedepunkt 31,5 °C gegenüber 90 °C) und damit einer rascheren Homogenisierung. Diese Analyse wird auch durch eine kürzere Brenndauer und stabilere Verbrennung bei MeFo gegenüber DMC bestätigt, siehe dazu [Hä17a]. Auffällig ist bei allen betrachteten Kraftstoffen die leicht erhöhte Anzahl nichtflüchtiger Partikel bei der Messung durch einen Kondensationskernzähler mit 50 % Zählschwelle bei 10 nm anstatt 23 nm. Zwar fällt diese Differenz bei DMC und MeFo etwas größer aus als bei RON95, wird jedoch durch das Absinken der Gesamtpartikelzahl sehr deutlich übertroffen.

Die limitierten gasförmigen Emissionen NO_x, CO und THC weisen bei λ=1 nach dem Dreiwegekatalysator ein äußerst geringes Niveau auf. In **Abbildung 3** sind daher die Rohemissionen vor TWC bei einer Variation der Luftzahl dargestellt. Während bei CO keine Unterschiede zwischen den untersuchten Kraftstoffen feststellbar sind, werden mit DMC und MeFo deutlich geringere Konzentrationen von NO_x gemessen. Die Werte aus dem Flammenionisationsdetektor (Gesamt-HC/OHC) zeigen ebenfalls einen deutlichen Vorteil für DMC, wobei mit MeFo nochmals deutlich geringere Werte ermittelt werden. Hierfür kann wie im Fall der Partikelanzahl die raschere und homogenere Gemischbildung mit dem leichtflüchtigen MeFo verantwortlich gemacht werden.

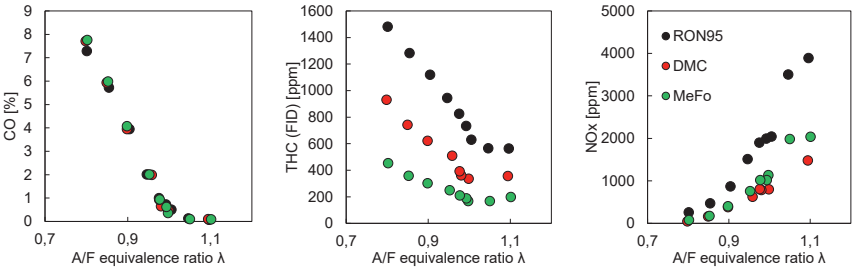


Abbildung 3: Gasförmige Rohemissionen von RON95 und reinem DMC bzw. MeFo an einem Einzylinder Forschungsmotor, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge [Hä18].

Da DMC und MeFo aufgrund ihres Sauerstoffgehalts keine Kohlenwasserstoffe (HC), sondern Oxygenate (OHC) sind, ist zur Interpretation der ermittelten THC-Messwerte eine differenzierte Analytik auf flüchtige organische Komponenten (VOC) erforderlich. Wie die Messung mittels FTIR-Gerät zeigt, siehe **Abbildung 4**, sind insbesondere die kurzkettigen C1-Verbindungen Methanol (MeOH), Formaldehyd (CH_2O) und Methan (CH_4) für die FID-Signale verantwortlich. Im für den Fahrbetrieb relevanten Bereich um λ=1 sind bei allen Kraftstoffen kaum Methanolemissionen zu beobachten. Gerade DMC jedoch zeigt bei CH_2O und CH_4 einen merklichen Anstieg der Rohemissionen, während MeFo lediglich bei CH_2O geringfügig höhere Konzentrationen als RON95 aufweist. Die Emissionen bei λ=1 nach TWC sind in allen Fällen äußerst gering, vgl. [Hä17a].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

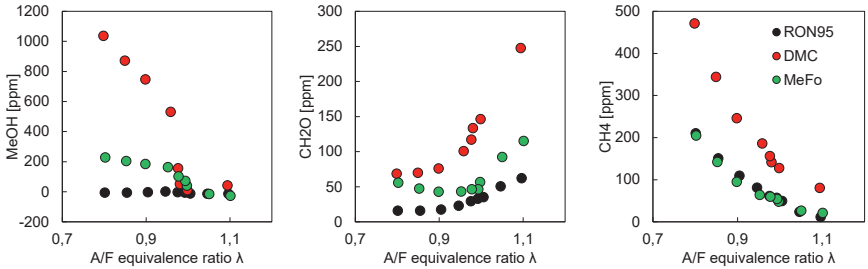


Abbildung 4: Gasförmige VOC Rohemissionen von RON95 und reinem DMC bzw. MeFo an einem Einzylinder Forschungsmotor, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge [Hä18].

In den beschriebenen Vorversuchen wurden also deutliche Hinweise darauf gewonnen, dass reines DMC gegenüber reinem MeFo spürbare Nachteile bei der Gemischbildung aufweist. Dadurch kann das Potential von DMC als rußfreiem Kraftstoff nicht voll ausgeschöpft werden, ohne eine umfassende Modifikation des Brennverfahrens in Betracht zu ziehen. Zusätzlich ist der hohe Festpunkt von DMC bei 2-4 °C ein Hindernis für einen praktischen Einsatz als Kraftstoff im Außenbetrieb. Andererseits zeigt MeFo zwar eine ausgezeichnete Eignung für das verwendete Brennverfahren, ist jedoch mit seiner hohen Flüchtigkeit (Siedepunkt von nur 31,5 °C) ebenfalls nur eingeschränkt in der Praxis einsatzfähig.

Zur Realisierung des homogenen DI-Brennverfahrens mit einem C1-Oxygenatkraftstoff kann aus den gezeigten Vorversuchen das Ziel abgeleitet werden, durch eine geeignete Mischung von DMC und MeFo einen Kraftstoff zu erhalten, der die physikalischen Eigenschaften der beiden Reinstoffe in vorteilhafter Weise verbindet. MeFo liefert dabei die exzellente Kältebeständigkeit sowie die erforderlichen Verdampfungseigenschaften für eine optimale Gemischbildung, DMC dient zur Begrenzung des Dampfdrucks entsprechend der gewünschten Flüchtigkeitsklasse. Die Umsetzung dieser Grundidee wird in Abschnitt 3 detailliert vorgestellt.

2. Herstellung synthetischer C1-Oxygenat-Kraftstoffe

Zur Auswahl und zur Herstellung von zukünftigen Kraftstoffen wurden fünf hierarisch aufgebaute Kriterien formuliert, von denen Krit.1. (CO_2-Neutralität), Krit. 2. (Einsatz nachhaltiger Energiequellen) und Krit. 3. (Umweltverträglichkeit) einer zunehmend sich verschärfenden Gesetzgebung unterworfen sind [Ma14]. E-Fuels werden aus den Oxiden des Kohlenstoffs (CO, CO_2) und nachhaltig hergestelltem H_2 produziert [AY17]. Die große Herausforderung besteht in der Bereitstellung des „grünen“ Wasserstoffs zu ökonomisch vertretbaren Kosten [Mu17]. Dagegen ist es vergleichsweise einfach, aus CO_2 und/oder CO durch Umsetzung mit H_2 das C1-Oxygenat Methanol herzustellen. Der H_2-Bedarf ist hierbei vergleichsweise gering, da nur eines der O-Atome des CO_2 der Reduktion mit H_2 unterliegt [Be14]. Die Herstellung von synthetischen Kraftstoffen auf Kohlenwasserstoff(KW)-Basis sind zwei Verfahren großtechnisch erprobt: 1) Die Dehydratisierung von Methanol zu einem Gemisch von paraffinischen und aromatischen KW (MtG-Verfahren) [Be14] und 2) die Fischer-Tropsch(FT)-Synthese, die primär zu einem Gemisch von Olefinen und Paraffinen führt, dass u.a. durch Hydrocracking weiterverarbeitet wird. Das FT-Verfahren besitzt den

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Nachteil, dass CO_2 nicht direkt eingesetzt werden kann und daher bei 900-1000 °C eine partielle Reduktion des CO_2 mit H_2 zu CO (Reverse Water Gas Shift-Reaktion) vorzuschalten ist.
Methanol ist aus verbrennungstechnischer Sicht ein hervorragend geeigneter Ottokraftstoff, aber seine akut giftigen und organschädigenden Eigenschaften erfordern für seine Handhabung einen gesetzlich vorgeschriebenen, hohen Aufwand an Schutzmaßnahmen. Ein Einsatz als Tankstellenkraftstoff ist deshalb in hochentwickelten Ländern fraglich. Die europäische Norm für Ottokraftstoffe EN 228 erlaubt eine Zumischung von bis zu 3 % Methanol, von der aber in den EU-Raffinerien meist kein Gebrauch gemacht wird, u.a. da nach der GHS-Kennzeichnungspflicht/CLP-Verordnung [SK13] ein methanolhaltiger Ottokraftstoff zusätzlich als akut giftig eingestuft werden müsste.
Methanol kann in andere C1-Oxygenate konvertiert werden, die bezüglich ihrer Toxizität weitgehend harmlos sind [Be14], [AY17].
Kraftstoffe auf C1-Oxygenatbasis ermöglichen durch die Abwesenheit von C-C-Bindungen eine emissionsarme Verbrennung und eine Abgasnachbehandlung mit dem Potenzial zur Sub-Zero-Emission. Insbesondere sollte die Emission von Rußpartikeln und NO_x komplett vermieden werden [Hä14], [Ma14], [Ga16], [Hä17b], [Ja17].
In **Abbildung 5** wird ein Überblick über die Wege der Herstellung von nichttoxischen C1-Oxygenatkraftstoffen aus Methanol gegeben.

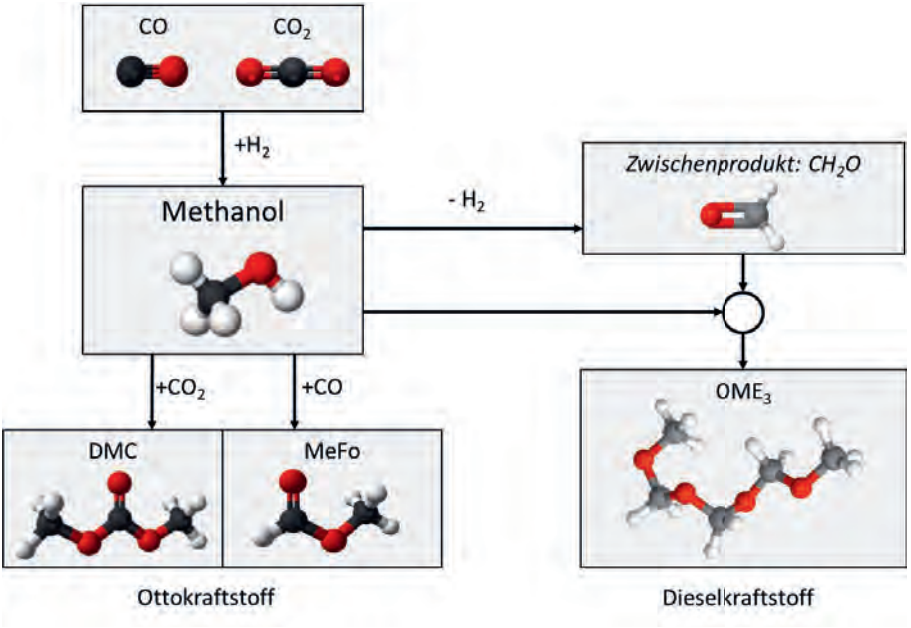


Abbildung 5: Überblick der Herstellung von flüssigen C1-Oxygenat-Kraftstoffen aus Kohlenmonoxid und Kohlendioxid. Gezeigt ist das Molekülmodell von OME_3 als Hauptbestandteil des Dieselkraftstoffs OME_{3-5}.

Für Verbrennungsmotoren mit Selbstzündung, d.h. für Dieselmotoren wurde mit dem C1-Ether OME_{3-5} ein derart geeigneter Kraftstoff bereits beschrieben. Als

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kohlenwasserstofffreier Kraftstoff, der keine C-C-Bindungen enthält, ermöglicht OME eine rußpartikelfreie Verbrennung in Motoren mit innerer Gemischbildung (Kraftstoff-Direkteinspritzung). Es wurde auch gezeigt, dass ein Zusatz von ca. 1 % Dieselkraftstoff bereits eine deutlich messbare Rußbildung bewirkt. Deshalb ist der Gehalt an Kohlenwasserstoffen im OME auf möglichst geringe Werte zu begrenzen. OME zeichnet sich durch rasche biologische Abbaubarkeit aus und ist mindergiftig. Die Herstellung von nachhaltigem OME kann über Methanol aus CO_2 und H_2 erfolgen [Hä17b], [Ja17]. DMC ist in einem Mehrstufenverfahren aus Methanol und CO_2 herstellbar (**Abbildung 6**) [PM97], [Ko15], [Sa15]. MeFo besitzt hierbei den besonderen Vorzug, dass es direkt aus Methanol und Kohlenmonoxid (CO) hergestellt wird (**Abbildung 7**) [Ad03], [Sc14]. Die Herstellkosten für CO liegen stets unter denen von Methanol [Be14].

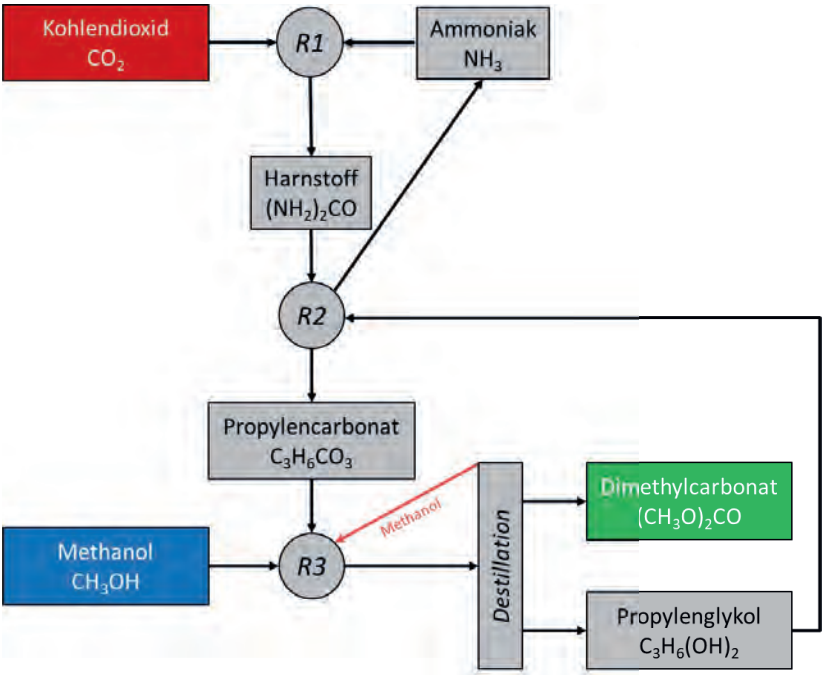
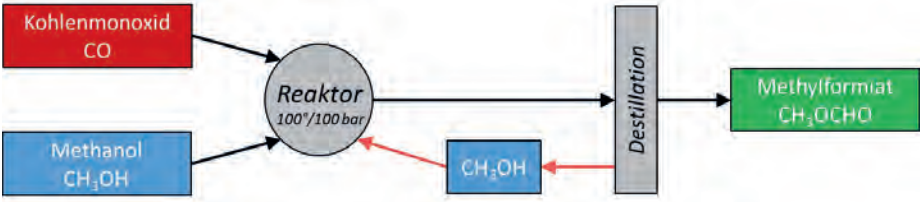


Abbildung 6: Vereinfachtes Fließbild der Herstellung von DMC aus Methanol und CO_2. R1-R3 sind Reaktoren [Sh17].



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 7: Vereinfachtes Verfahrensschema zur Synthese von Methylformiat durch katalysierte Umsetzung von überschüssigem Methanol mit CO unter Druck nach dem BASF-Verfahren [Ad03], [Sc14].

3. Entwicklung des Ottokraftstoffs DMC+

Unsere Aufgabe war es, ein OME-Analogon für Verbrennungsmotoren mit Fremdzündung, d.h. einen Ottokraftstoff zu finden, der ebenfalls rußpartikelfrei verbrennt, als mindergiftig und nicht umweltgefährdend eingestuft wird. Die Lösung der Aufgabe besteht in der Verwendung des C1-Esters Dimethylcarbonat (DMC) als Grundkraftstoff. DMC ist prototypisch für ein grünes Lösungsmittel. Es ist rasch biologisch abbaubar und praktisch ungiftig. Bei den großtechnisch aus Methanol hergestellten C1-Oxygenaten besitzen lediglich die C1-Ester Dimethylcarbonat (DMC) und Methylformiat (MeFo) eine Zündtemperatur von > 400 °C und Oktanzahlen > 100 (**Tabelle 2**).

Tabelle 2: Kraftstoffkennwerte von DMC, MeFo und Ethanol

Parameter	Einheit	DMC (C)	MeFo (F)	Ethanol (E)
Sauerstoffgehalt	Gew.-%		53,5	34,73
Unterer Heizwert	kWh/kg		4,39	7,44
Luftbedarf, stöchiom.	kg/kg		4,64	9,07
Dichte bei 15 °C	kg/l	1079	957	794
Energiedichte bei 15 °C	kWh/l	4,74	4,20	5,87
CFPP	°C	2,0	< -50	< -50
Siedepunkt	°C	90	31,5	78,52
Verdampfungswärme	kWh/kg	0,1162	0,1291	0,253
Flammpunkt	°C	14/18	-19/-20	12
Selbstzündungspunkt	°C	458	450	400/420
Zündgrenzen an Luft	Vol.-%	4,22-12,9	5-20	3,4-19
ROZ/MOZ	-	101-116/-	115/114[Kl92]	108/91
Oberfl.spann. Bei 20 °C	mN/m	28,5	25	22,55
Kin. Viskosität bei 20 °C	mm^2/s	0,673	0,361	1,54
DVPE bei 37,8 °C	kPa	10,8	119,8	15,5
E70	Vol.-%	0	100	0
Molare Masse	g/mol	90,0779	60,052	46,07

Diese Eigenschaften lassen DMC und MeFo für eine klopffeste Verbrennung in Ottomotoren als besonders geeignete Kandidaten erscheinen. Die Verwendung von DMC als Blendkomponente für Kraftstoffe auf der Basis von Kohlenwasserstoffen wurde bereits mehrfach beschrieben. Bei Dieselkraftstoffen wird durch DMC-Zusatz eine Verminderung der Rußemission erreicht, allerdings die Cetanzahl vermindert [Me16], [Wa09], [Ko00], [Ya16]. Bei Ottokraftstoffen eignet sich DMC als Oktanzahlverbesserer [WXY10].
Reines, kohlenwasserstoffreies DMC wurde trotz seiner hohen Klopffestigkeit (ROZ 101-110) erst 2017 motorisch erprobt. Bei der motorischen Verbrennung von DMC als einem Stoff, der frei von C-C-Bindungen ist, wurde erwartungsgemäß nur eine minimale

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Rußpartikelemission gemessen [Hä17a]. Die Eigenschaften von reinem DMC sind aus **Tabelle 2** ersichtlich. DMC besitzt einen Schmelzpunkt von 2-4 °C und bedarf deshalb eines Zusatzstoffs, um den flüssigen Zustand bis ca. -25 °C, im speziellen Fall bis -30 °C sicherzustellen. Weiterhin besteht die Forderung, dass der Motor bei einer Umgebungstemperatur von bis zu 50 °C betrieben werden kann.
Der C1-Ester Methylformiat (MeFo) wurde als Kraftstoffzusatz für Benzin geschützt, wobei den Benzinkohlenwasserstoffen vorzugsweise 3,5-10 Vol.-% MeFo zugesetzt wurde [Kl92]. MeFo eignet sich wegen seiner hydrolytischen Instabilität nicht als Blendkomponente für Benzin [FP75]. Die motorische Erprobung von reinem Methylformiat führte zu der bisher geringsten Rußpartikelbildung aller bekannten Flüssigkraftstoffe [Hä17a].
Unsere Aufgabe war es, Zusatzstoffe für DMC zu finden, die dessen Verwendung als Ottokraftstoff sicherstellen.

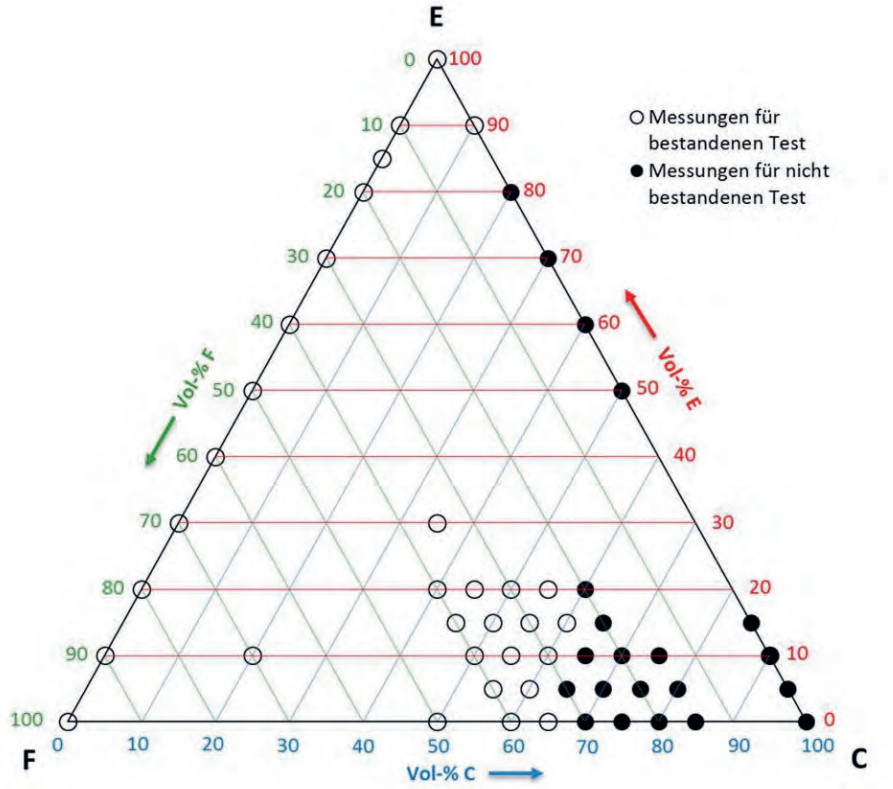


Abbildung 8: Kältebeständigkeit im ternären System DMC (C) – MeFo (F) – Ethanol (E). Bestandener Test: bei -25 °C noch flüssig.

Als für DMC geeignete Blendkomponenten für diesen Zweck wurden die C1-Oxygenate Methylformiat (MeFo) und Dimethoxymethan (DMM oder OME_1), sowie Ethanol untersucht.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Haupthindernis für den Einsatz von reinem DMC ist seine mangelnde Kältebeständigkeit. DMC gefriert bereits bei 2-4 °C (**Tabelle 2**). Aus **Abbildung 8** ist ersichtlich, dass durch Zusatz von mindestens 35 Vol.-% des C1-Esters MeFo die für einen Kraftstoff erforderliche Kältebeständigkeit erreicht wird. Die Kältebeständigkeit kann durch kleine Ethanolzusätze weiter verbessert werden. Es ist eine ähnlich gute Fließfähigkeit in der Kälte (Cold Filter Plugging Point, CFPP), wie bei Benzin auf Kohlenwasserstoffbasis, erforderlich. Ein DMM-Zusatz bewirkt dagegen eine nur geringe Verbesserung der Kältebeständigkeit, so dass hierfür zusätzlich ein Ethanolzusatz erforderlich wird.
Durch Zusatz von Methanol zu DMC wird sehr wirkungsvoll die erforderliche Kältebeständigkeit erreicht. Bereits 2-4 Vol.-% sind ausreichend. Leider wird hier wiederum nach den GHS-Richtlinien aus dem harmlosen DMC ein toxischer und organschädigender Stoff, weshalb die Anwendung dieser Mischung nicht empfohlen wird.
Zu den für Ottokraftstoffe erforderlichen Eigenschaften gehört eine möglichst weitgehende Erfüllung der Flüchtigkeitsanforderungen der gültigen Normen für Ottokraftstoffe, vor allem für die in Europa und angrenzenden Ländern gültige Norm EN228:2014 und die für Nordamerika gültige Spezifikation ASTM D4814-16e. Im Vordergrund steht hier die Einhaltung eines Dampfdruckfensters, das den klimatischen und jahreszeitlichen Gegebenheiten entspricht. Ein genügend hoher Dampfdruck (Minimalwert) ist die Voraussetzung für Kaltstartfähigkeit, gute Gemischbildung und für den Aufbau einer Fettdampfglocke im Tank als Explosionsschutz. Ein Maximalwert des Dampfdrucks ist einzuhalten, um Dampfblasenbildung im Kraftstoffsystem und die Verdunstungsemissionen zu minimieren.

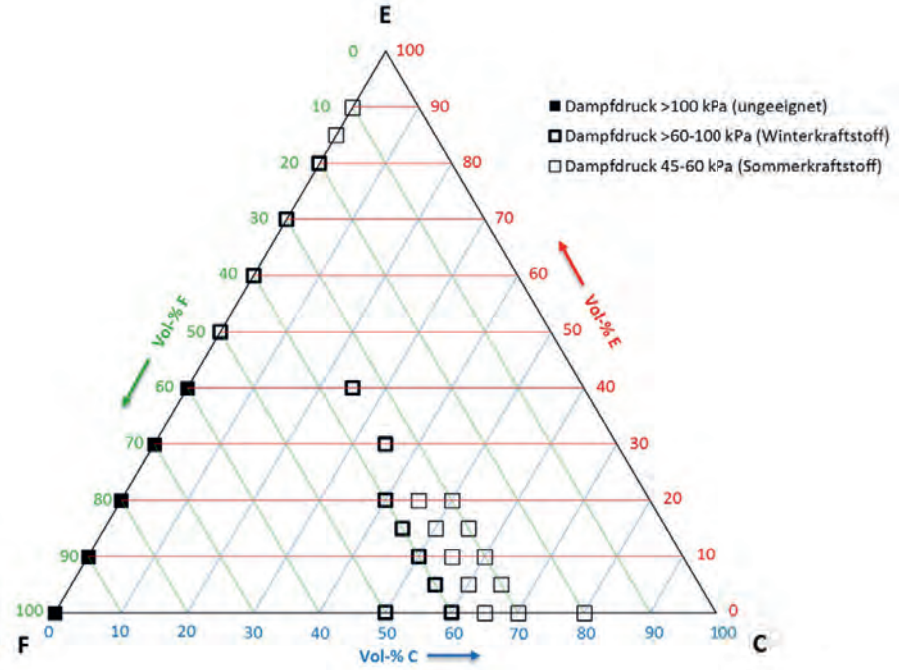


Abbildung 9: Dampfdruckbereiche im ternären System DMC - MeFo - Ethanol.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In der **Abbildung 9** sind die Dampfdruckfenster im ternären System DMC-MeFo-Ethanol verzeichnet. Der in den Kraftstoffspezifikationen [DI17] erlaubte Dampfdruckbereich für Sommerkraftstoff begrenzt die Zumischung von MeFo auf 35 Vol.-%. Die Zumischung von 35 Vol.-% MeFo ist für einen Sommer (Klasse A)- und 40 Vol.-% MeFo für einen Winterkraftstoff (Klasse D/D1) erforderlich. Gleichzeitig erfolgt eine Dampfdruckerhöhung. Der DVPE-Wert (37,8 °C) steigt von 10,8 auf 57,2 bzw. 63,8 kPa. Damit ist auch die Ausbildung einer Fettdampfglocke im Kraftstofftank gewährleistet.
Der Vapour Lock Index (VLI, deutsch: Flüchtigkeitskennziffer) ist eine aus DVPE und E70 berechnete Maßzahl für die Kraftstoffqualität. E70 (E = evaporated) ist der Kraftstoffanteil in Volumenprozent, der bei 70 °C verdampft ist. Der VLI stellt ein Maß für das Start- und Fahrverhalten bei heißem Motor dar und sollte nach DIN EN228 den Wert von 1150 nicht überschreiten.
Als eine weitere Blendkomponente für DMC wurde DMM untersucht. DMM (auch OME_1 genannt) verbrennt im Dieselmotor ebenfalls weitgehend ohne Rußpartikelbildung [Hä14]. Zur Einstellung des Dampfdruckfensters ist eine Zumischung von 40 % DMM geeignet. Um ein partielles Einfrieren bei >-25 °C zu vermeiden, sind ca. 10 % Ethanol zuzusetzen. Dieser Kraftstoff mit der Zusammensetzung DMC 50, DMM 40, Ethanol 10 (jeweils Vol.-%) besitzt einen DVPE (37,8 °C) - Wert von 45 kPa. Bei 70 °C sind 54,2 % verdampft (E70). Der VLI beträgt 825 und der CFPP-Wert -40 °C. Der DMM-Zusatz wird allerdings die hohe Klopffestigkeit des DMC beeinträchtigen.
Eine weitere Aufgabe war es, die kinetische Stabilität von MeFo gegenüber Wasser sicherzustellen. MeFo ist gegenüber Wasser metastabil. In [FP75] wurde an einer Mischung von 12,5 % MeFo in Benzin nach Zusatz von 1 % Wasser eine hydrolytische Zersetzung von 0,9 % in nur 5 Tagen beobachtet. Da der Kraftstoff in der Logistikkette durch Kondensatbildung und beim Betanken mit Wasser kontaminiert werden kann, ist eine maximale Wasserkonzentration zu definieren, um die Bildung einer wässrigen Phase auszuschließen. Die Ester DMC und MeFo sind gegenüber Hydrolyse im neutralen Medium kinetisch stabil. Dies gilt im Falle von MeFo für eine Lösung von Wasser in MeFo (maximale Löslichkeit ca. 4 Vol.-%). Dagegen ist eine Lösung von MeFo in Wasser bereits anfällig für Hydrolyse.
„In neutralem Wasser ist die H^+(aq.) Aktivität = 10^{-7} mol/l. MeFo dürfte weniger polar als Wasser sein, d.h. die Autoprotolyse von H_2O in MeFo sollte noch schwächer ausgeprägt sein, sprich pK_{AP} << 14. Damit sollten quasi keine sauren Protonen verfügbar sein, um MeFo durch Wasser in MeFo als Lösungsmittel zu hydrolysieren, wohl aber im umgekehrten Fall der Lösung von MeFo in Wasser“ [Kr17].
Die Hydrolyse von MeFo verläuft nach

$$MeFo + H_2O \leftrightarrows HCOOH + CH_3OH$$

Eine rasche Einstellung des Hydrolysegleichgewichts bedarf der Katalyse durch Säuren (auch Autokatalyse) oder Basen. Es wurde nun gefunden, dass Zusätze von Methanol und Ethanol zu einer DMC-MeFo-Mischung die Löslichkeit von Wasser erhöhen und damit die Bildung von instabilen Lösungen der organischen Phase in Wasser zu höheren Wasserkonzentrationen verschieben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

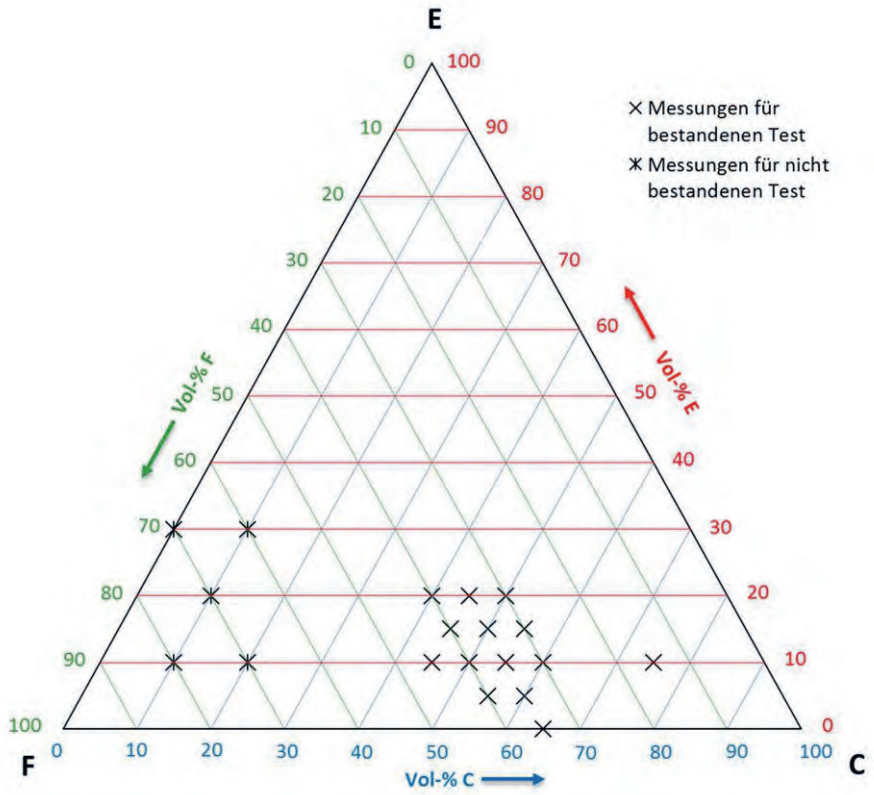


Abbildung 10: Hydrolysebeständigkeit gegen 2% Wasser 50°C/1 Monat im ternären System DMC - MeFo – Ethanol.

Lösungen von 2 % Wasser in den in **Abbildung 10** bezeichneten CFE-Mischungen sind bei 50 °C für Monate stabil. Umgekehrt wurde gefunden, dass Lösungen von CFE in Wasser bereits bei RT nach kurzer Zeit hydrolytischer Zersetzung unterliegen. Damit sollte die Bildung einer zweiten, wässrigen Phase vermieden werden. Die Löslichkeit von Wasser in den DMC/MeFo-Mischungen wird durch einen Ethanolzusatz angehoben. Aus **Tabelle 3** erkennt man, dass die maximale Wasseraufnahme dieser Mischungen mit der Erhöhung der Ethanolkonzentration und - weniger stark ausgeprägt - mit dem Absinken der DMC-Konzentration ansteigt. Durch den Ersatz von 5 % DMC durch Ethanol wird die Löslichkeit des Wassers in der Mischung etwas mehr als verdoppelt, bei -25 °C um den Faktor 3. In der Praxis wird ein Ethanolzusatz von 5 % ausreichend sein, um die Bildung einer Kraftstoff-in-Wasser Phase zu verhindern.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 3: Maximale Wasseraufnahme (Vol.-%) verschiedener Mischungen bei -25 °C und +25 °C [C = Dimethylcarbonat (DMC) F = Methylformiat (MeFo) E = Ethanol]. Prüfung nach DIN 51777-1

Mischung	-25°C	+25°C
C65 F35	1,2	4,2
C60 F40	0,66	5,0
C50 F50	1,1	5,6
C60 F35 E5	3,6	8,7
C55 F40 E5	3,2	9,1
C55 F35 E10	4,9	11,7
C50 F40 E10	5,0	14,3

Der Ethanolzusatz bewirkt damit einen erhöhten Schutz vor hydrolytischer Zersetzung, aber auch eine leichte Erhöhung der Rußpartikelemission. Dies kann man an der zunehmend gelben Flammenfärbung bei Ethanolzusatz zu den DMC/MeFo-Mischungen erkennen. C65F35 verbrennt mit fahlblauer Flamme. Deshalb sollte man eine Ethanolkonzentration von über 10 Vol.-% vermeiden. Eine Begrenzung der Ethanolkonzentration kann durch die Ergebnisse der Motorenversuche abgesichert werden.
Für die Publikumsakzeptanz von Bioethanol ist 5 % Zumischung optimal. Ohne Bioethanolzumischung entsteht eine Konfliktsituation mit europäischen Direktiven.
Überraschend wurde festgestellt, dass ein genügend großer Stabilitätsbereich im ternären System existiert, in dem eine Hydrolyse bei 50 °C bei Zusatz von 2 % Wasser innerhalb eines Monats nicht beobachtet werden konnte. Dieser Bereich umfasst vor allem die von der Kältebeständigkeit und vom Dampfdruckfenster her interessanten Konzentrationen von 35 und 40 % MeFo bei einem Ethanolgehalt von 0-20 % (**Abbildung 10**).
Handelsübliches MeFo besitzt einen Gehalt von 97 %. Der Rest besteht hauptsächlich aus Methanol, das eine GHS-Einstufung als toxischen und organschädigenden Stoff erfordert. Es ist großtechnisch durch Erhöhung der Trennleistung der Destillationskolonne möglich, den Methanolgehalt des MeFo auf 0,3 % und darunter abzusenken.
DMC als Grundkraftstoff ist aus großtechnischer Herstellung mit einer Reinheit von 99,8+ % verfügbar. Der Methanolgehalt liegt bei < 0,05 %
Ein Ethanol-Gehalt im DMC bewirkt eine gelbe Strähnenbildung in der Flamme, so dass Brände leicht erkannt werden können. Die Flamme eines Gemisches von DMC und MeFo ist fahlblau und bei Tageslicht damit nicht sichtbar. Andererseits wird damit der Zusatz von Ethanol limitiert, da eine gelbe Flammenfärbung von glühenden Rußpartikeln verursacht wird.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

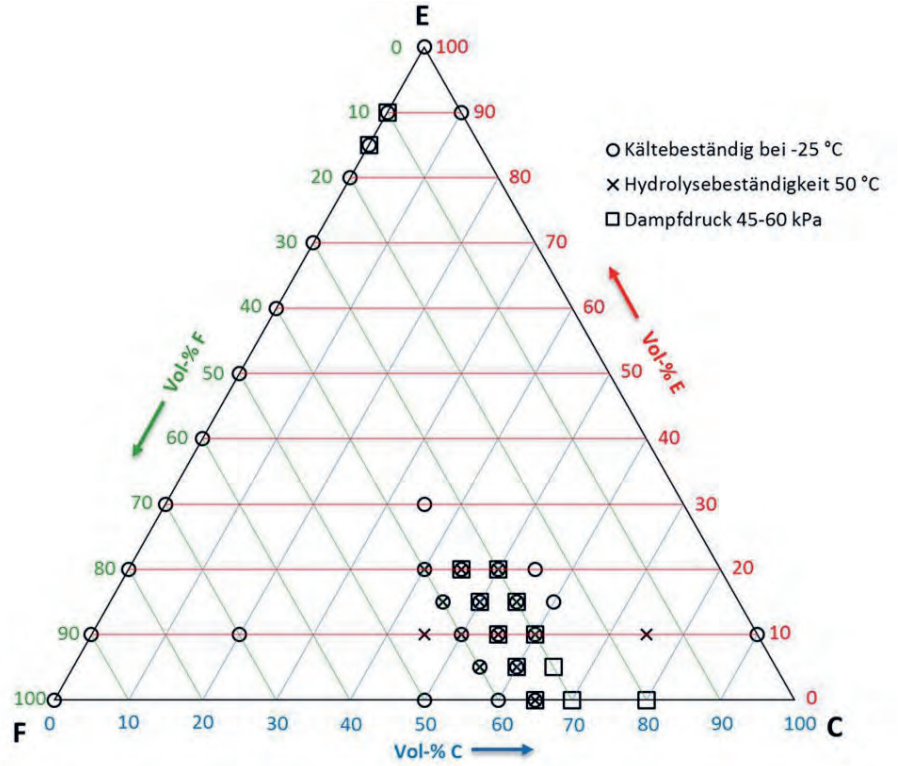


Abbildung 11: Ternäres System DMC – MeFo – Ethanol. Zusammenstellung der bestandenen Prüfungen aus den **Abbildungen 8-10**.

Die Konzentration der Komponenten des neuen, kohlenwasserstofffreien Kraftstoffs für Fremdzündungsmotoren resultiert aus der Addition der bestandenen Prüfungen (**Abbildung 11**). DMC ist stets Hauptbestandteil. DMC wird zur Gewährleistung seiner Kältebeständigkeit und zur Einstellung des Dampfdrucks (Dry Vapour Pressure Equivalent, DVPE bei 37,8 °C) auf die Flüchtigkeitsanforderungen der Norm DIN EN 228:2017-8 mit MeFo vermischt. Zusätzlich wird Ethanol zur Stabilisierung bezüglich Hydrolyse zugemischt. Die Sommerkraftstoffe der Klasse A enthalten 35 % MeFo und besitzen ein Dampfdruckfenster (DVPE) von 45-60 kPa und einen bei 70 °C maximal verdampften Anteil (E70) von 50 %. Der maximale Gehalt an Ethanol sollte deshalb auf ca. 8-9 Vol.-% begrenzt werden, damit E70 unter dem Grenzwert von 50% fällt. Ein besonders bevorzugter DMC-Kraftstoff wird als DMC+ bezeichnet und enthält 35 Vol.-% MeFo und 5 Vol.-% Ethanol, dessen DVPE (37,8 °C) bei 59 kPa und E70 bei ca.47% liegt (**Tabelle 4**). Die maximalen Gehalte an Methanol, Wasser, C3/4-Oxygenaten (Aceton, Methylethylketon) und Gesamtkohlenwasserstoffen sollten 0,17; 0,2; 0,3 und 0,1 Gew.-% nicht überschreiten. Die Herstellung der Kraftstoffe erfolgt durch Vermischen von DMC 99,8 % mit MeFo (Minimalgehalt: 97 %) und vorzugsweise unvergälltem, absolutem Ethanol 99,6 %. Diese in **Tabelle 4** und **Tabelle 5** aufgeführten Mischungen sind bei Zusatz von 2 % Wasser bei

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

50 °C über mindestens einen Monat stabil und zeigen dabei keine Anzeichen von Hydrolyse. Allerdings liegen nur die ethanolhaltigen Blends mit einem Wassergehalt von 2 Vol.-% bei -25 °C als homogene Flüssigkeiten vor. Mischungen, die als Winterkraftstoffe infrage kommen, sind in **Tabelle 5** zusammengestellt. Da der E70-Wert 52 % nicht überschreiten sollte, ist eine Zumischung von Ethanol auf 10 Vol.-% zu begrenzen.

Tabelle 4: Kraftstoffkennwerte verschiedener DMC-MeFo35-Ethanol-Mischungen: (Sommerkraftstoff: Flüchtigkeitsanforderung der Klasse A [DI17])

Parameter	Einheit	C45F35E20	C55F35E10	C60F35E5 DMC+	C65F35E0
Sauerstoffgehalt	Gew.-%	49,75	51,62	52,56	53,5
Unterer Heizwert	kWh/kg	5,00	4,695	4,54	4,39
Luftbedarf, stöchiom.	kg/kg	5,53	5,08	4,86	4,64
Dichte bei 15 °C	kg/l	975,0	1011	1024	1041
Energiedichte bei 15 °C	kWh/l	4,88	4,75	4,64	4,57
CFPP	°C	-54	-45	-35	-33
Verdampfungswärme	kWh/kg	0,1481	0,1344	0,1276	0,1207
Flammpunkt	°C	-13	-13	-10	-9
ROZ/MOZ	-	-/-	113/118	117/>120	117/>>120
Oberfl.spann. Bei 20 °C	mN/m	25,8	26,0	25,8	25,7
Kin. Viskosität bei 20 °C	mm2/s	0,578	0,568	0,473	0,472
DVPE bei 37,8 °C	kPa	60	59,8	59,2	57,2
E70, verdampft bei 70°C	Vol.-%	56,2	51	46,8	43,3
Vapour Lock Index (VLI)	-	993	955	920	875
Molare Masse	g/mol	70,767	75,168	77,368	79,577

Tabelle 5: Kraftstoffkennwerte verschiedener DMC-MeFo40-Ethanol-Mischungen: (Winterkraftstoff: Flüchtigkeitsanforderung der Klasse D/D1 [DI17])

Parameter	Einheit	C50F40E10	C55F40E5	C60F40
Sauerstoffgehalt	Gew.-%	51,62	52,56	53,5
Unterer Heizwert	kWh/kg	4,695	4,54	4.39
Luftbedarf, stöchiom.	kg/kg	5,08	4,86	4,64
Dichte bei 15 °C	kg/l	1006	1022	1036
Energiedichte bei 15 °C	kWh/l	4,72	4,64	4,55
CFPP	°C	-52	< -40	<-30
Flammpunkt	°C	-13	-13	-12
Kin. Viskosität bei 20 °C	mm2/s	0,555	0,464	-
DVPE bei 37,8 °C	kPa	65,1	63,8	64,9
E70, verdampft bei 70°C	Vol.-%	58,9	50,3	50,9
Vapour Lock Index (VLI)	-	1063	990	1005

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

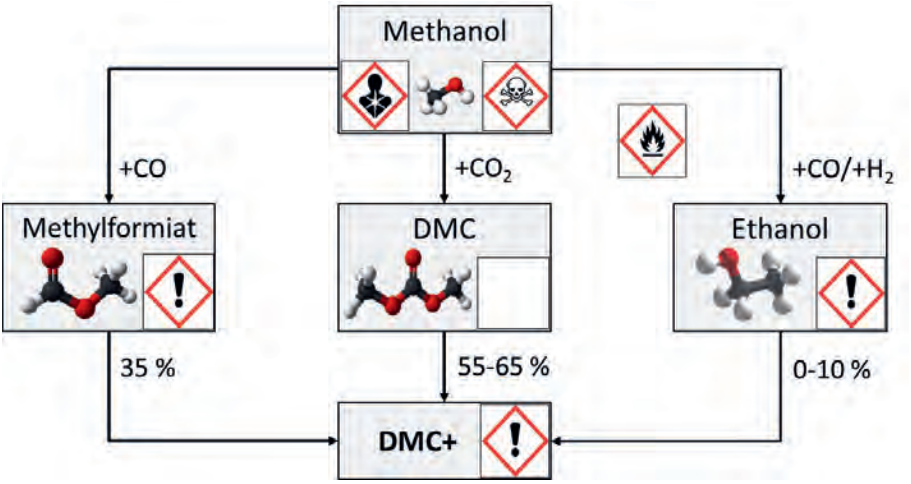


Abbildung 12: Herstellung und Zusammensetzung des potenziell nachhaltigen und umweltfreundlichen Ottokraftstoffs durch Umwandlung des akut giftigen und organschädigenden Methanols in die harmlose Kraftstoffmischung DMC+ (vergleiche die GHS-Symbole [SK13]). Die Zusammensetzung des DMC+ bezieht sich auf die Flüchtigkeitsklasse A (Dampfdruckbereich DVPE bei 37,8 °C: 45-60 kPa)

In **Abbildung 12** ist die Herstellung und Zusammensetzung des potenziell nachhaltigen und umweltfreundlichen Ottokraftstoffs DMC+ durch Umwandlung des akut giftigen und organschädigenden Methanols in eine harmlose Kraftstoffmischung (vergleiche die GHS-Piktogramme [SK13]) zusammengefasst. Die angegebene Zusammensetzung des DMC+ bezieht sich auf die Flüchtigkeitsklasse A der EN228 (Dampfdruckbereich: 45-60 kPa). Für direkteinspritzende Ottomotoren ist dieser Kraftstoff ganzjährig einsetzbar und damit für PHEV-Fahrzeuge geeignet.

4. Experimentelle Untersuchung von DMC+

Für die experimentelle Untersuchung wurden neben dem Vergleichskraftstoff RON95 drei DMC-basierte Mischungen ausgewählt, siehe **Tabelle 6**. Diese basieren auf DMC und enthalten einen konstanten Anteil von 35 Vol.-% MeFo sowie als variable Zumischung 0, 10 bzw. 30 Vol.-% Ethanol. Durch ihren identischen MeFo-Gehalt wird der Dampfdruck aller drei Mischungen auf einem ähnlichen Niveau gehalten, während die beiden höhersiedenden Komponenten DMC und Ethanol in jeweils verschiedenem Verhältnis vorliegen. Dadurch soll eine Aussage ermöglicht werden, inwiefern eine Substitution von DMC durch Ethanol sich auf die motorischen Emissionen auswirkt. Hierbei wird ausgenutzt, dass sich die physikalischen Eigenschaften von DMC und Ethanol sehr ähnlich sind. Während DMC jedoch ein C1-Kraftstoff ist, weist das Ethanolmolekül als C2-Oxygenat eine C-C-Bindung auf, und wird daher hinsichtlich der PN-Emissionen Nachteile besitzen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 6: Stoffeigenschaften der Blendkraftstoffe. Quelle: ASG

-	**RON95**	C65F35E0	C55F35E10	C35F35E30
Dimethylcarbonat [Vol.]	-	65 %	55 %	35 %
Methylformiat [Vol.]	-	35 %	35 %	35 %
Ethanol [Vol.]	-	-	10 %	30 %
LHV [MJ/kg]	ca. 42	15,8	16,7	18,6
Density @ 15 °C [kg/m³]	747.5±27.5	1041	1011	955
Gasoline equivalent [m³/m³]	1	1,91	1,86	1,77
RON / MON	>= 95 / 85	117 / >>120	113 / 118	- / -
Oxygen content [wt.%]	< 2.7	53,3	51,8	48,7
A/F ratio stoich. [kg/kg]	ca. 14.3	4,64	4,99	5,74
Boiling range [°C]	30…210	38…94	42…92	40…90
CFPP [°C]	ca. -45	-30	-35	-48
Flash point [°C]	< -35	-9	-13	-14
DVPE @ 37,8 °C [kPa]	45-100	57	59,8	64
Enthalpy of vaporization [kJ/kg]	ca. 420	433	472	558
Surface tension [mN/m]	ca. 24	27,7	27,0	25,2
Kin. viscosity at 20 °C [m²/s]	0,62	0,47	0,48	0,53

4.1. Versuch

Die Experimente werden analog zu den Vorversuchen mit reinem DMC und reinem MeFo (vgl. [Hä17a]) an einem Light-Duty Einzylinder Forschungsmotor mit homogener Direkteinspritzung durchgeführt, siehe **Abbildung 13**. Die Messung der gasförmigen Abgaskomponenten erfolgt über ein Umschaltventil wechselweise vor und nach dem Dreiwegekatalysator (TWC) und wird parallel mit einer herkömmlichen Messanlage mit Einzelanalysatoren (Horiba MEXA ONE D1) sowie einem Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer (AVL Sesam FT i60 SII) durchgeführt. Die Messung der Partikelanzahl erfolgt vor TWC parallel mit zwei eigenständigen PMP-konformen Systemen, die jeweils einen 23 nm CPC und einen 10 nm CPC besitzen. Das kommerzielle PMP-System Horiba MEXA 2300 SPCS dient dabei als Referenzmesstechnik für die PN-Messung, während zugleich ein am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München entwickelter Prototyp („PNmin“) als Vergleichssystem dient. Dieses redundante Vorgehen ist sinnvoll, da die Messung von sub-23 nm Partikeln nicht der Gerätespezifikation kommerzieller PMP-Systeme entspricht und Fehlmessungen durch nicht vollständig abgetrennte flüchtige Komponenten (VOC) und Kalibrierfehler der Kondensationskernzähler (Abweichungen der cut-off Kurve) möglich sind. Dieses Risiko kann weitestgehend ausgeschlossen werden, wenn eine Messung mit einem nicht baugleichen System bei einer abweichenden Verdünnungsrate die Resultate der Primärmessung bestätigt. Nach den Hinweisen auf einen Anstieg der sub-23 nm Partikel bei den Vorversuchen wurde dieser zusätzliche Aufwand als notwendig angesehen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

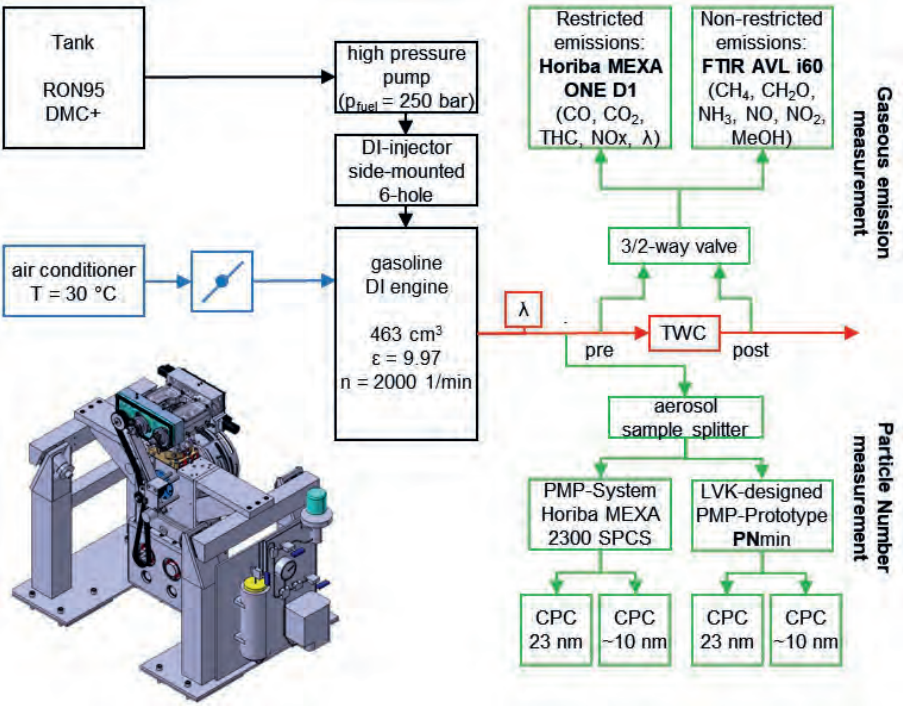


Abbildung 13: Einzylinderprüfstand mit Messtechnikaufbau

In **Tabelle 7** sind die gewählten Betriebsparameter für die gezeigten Versuche aufgeführt. Neben dem Referenzpunkt bei konstanter Drehzahl wird eine Variation der Luftzahl im Bereich 0,8<λ<1,2 durch Anpassung der Kraftstoffmasse durchgeführt. Der Kraftstoff wird mit bei einem Einspritzdruck von 250 bar über einen seitlich angeordneten Mehrlochinjektor während des Ansaugtaktes in den Dachbrennraum eingespritzt. Der Einspritzbeginn (SOI) liegt konstant bei 430 °KW nach Zünd-OT bzw. 70 °KW nach Gaswechsel-OT. Der Zündzeitpunkt wird so eingeregelt, dass sich der 50 %-Umsatzpunkt bei 8 °KW nach ZOT befindet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 7: Betriebspunkte der Motorversuche

	λ	**SOI**	**n**	**IMEP**	**Ignition**
		°CA aTDC	1/min	bar	°CA bTDC
reference	1	430	2000	6	31
λ-sweep	0,8…1,2	430	2000	≈6	24…43
					mfb50=8°
DI injector	Bosch HDEV5.2 1.8l		(6-hole)		
p fuel	250 bar				
p charge	1,6 bar	30 °C			
p exhaust	ambient				

Die Versuche wurden ohne Modifikationen am Motoraufbau durchgeführt, es wurde also weder eine kraftstoffspezifische Auslegung der Injektorkonfiguration noch eine Anpassung des Prüfstandes mit speziellen Dichtungswerkstoffen vorgenommen. Bei den Versuchen (ca. 20 Betriebsstunden) traten weder Ausfälle noch Schäden am Versuchsaufbau auf.

4.2. Ergebnisse

Abbildung 14 zeigt die gemessene Zylinderdruckkurve (links) sowie den normierten Brennverlauf als Resultat einer rechnerischen Druckverlaufsanalyse (rechts) für alle untersuchten Kraftstoffe. Auffällig ist die unterschiedliche Brennrate für die Mischungen mit unterschiedlichem DMC-Gehalt. Je geringer der Anteil an DMC – und je höher damit der Anteil an Ethanol ist – desto geringer fallen Spitzendruck und maximale Brennrate aus. Dies könnte einerseits eine förderliche Wirkung von Ethanol auf die Brenngeschwindigkeit bedeuten. Zugleich besitzen die Blends mit höherem Ethanolanteil aber auch einen höheren Dampfdruck, so dass die Beobachtung auch mit einer beschleunigten Gemischbildung erklärt werden kann. Diese Erklärung wird von der Analyse der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks der einzelnen Arbeitsspiele unterstützt, der mit höherem Ethanolgehalt eine zunehmende Stabilisierung des Brennverfahrens belegt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

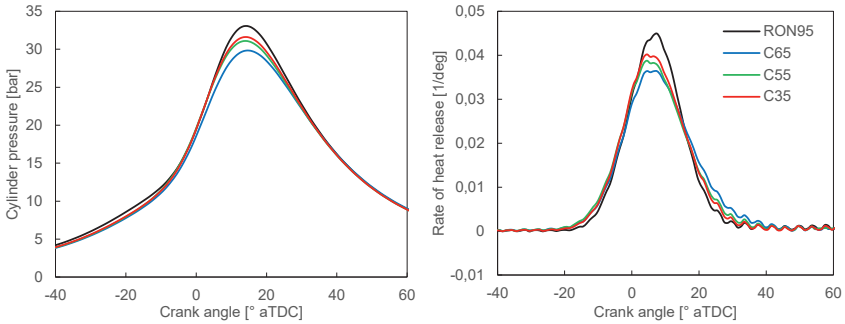


Abbildung 14: Zylinderdruck und Brennverlauf bei 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar, λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar.

Die Resultate der PN-Messung sind in **Abbildung 15** dargestellt. Hier ist wie bereits in den Vorversuchen eine deutliche Absenkung der PN-Konzentrationen mit den Oxygenatblends zu beobachten. Ein Vergleich mit **Abbildung 2** zeigt, dass die gemessenen Werte sich nahe an den Konzentrationen mit reinem MeFo bewegen, das bereits im Vorversuch die besten Resultate zeigte. Offensichtlich gelingt es also, durch eine Beimischung von nur 35 Vol.-% MeFo fast vollständig die positiven Effekte zu nutzen, die mit reinem MeFo erreichbar sind.

Betrachtet man das Verhalten der Blends mit Ethanolanteil, so ist ein negativer Einfluss der Beimischung von Ethanol zum System DMC + MeFo hinsichtlich der PN-Emissionen zu beobachten. Hierfür ist neben den physikalischen Unterschieden von DMC und Ethanol auch die Präsenz von C-C-Bindungen in Ethanol verantwortlich. Eine Beimischung von 10 Vol.-% Ethanol zeigt jedoch nur eine geringe, aber noch messbare PN-Erhöhung, während bei 30 % Ethanolanteil die Partikelemission deutlich ansteigt. Damit kann ein Gehalt von Ethanol bis ca. 10 Vol.-% im Blick auf die Vermeidung von Partikelemissionen als tolerierbar angesehen werden.

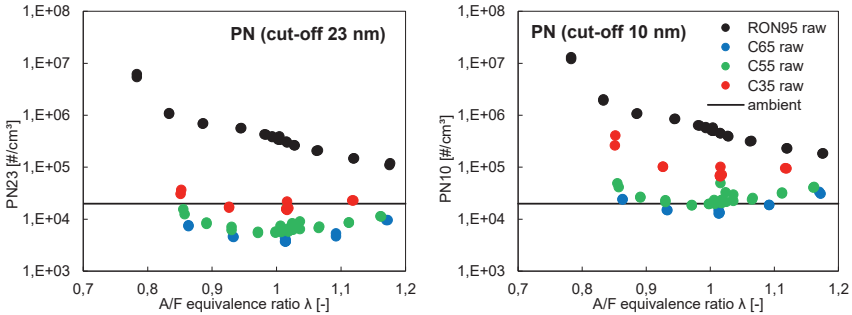


Abbildung 15: Partikelanzahlkonzentration (PN) von Ottokraftstoff und DMC+ mit unterschiedlichem Ethanolanteil, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wie bereits in den Vorversuchen beobachtet, kommt es beim Einsatz der Oxygenate zu einer erhöhten Konzentration von sub-23 nm Partikel, wie aus dem Vergleich der beiden Diagramme in **Abbildung 15** geschlossen werden kann. Zwar bewegen sich die Absolutkonzentrationen bei C65 und C55 noch immer im Bereich üblicher Immissionskonzentrationen in Ballungsräumen („ambient“) und sind wesentlich geringer als mit konventionellem Benzin RON95, dennoch ist die Frage nach der Zusammensetzung und der Entstehung dieser kleinsten Partikel eine vordringliche Forschungsfrage für die nahe Zukunft; schließlich werden diese Partikel auch bei der Verbrennung von herkömmlichem Benzin (und auch Diesel) beobachtet und sind hinsichtlich möglicher Gesundheitsgefahren noch nicht ausreichend untersucht worden. Auch das Verhalten von sub-23 nm Partikeln im Zusammenspiel mit einer physikalischen und katalytischen Abgasnachbehandlung muss dringend untersucht werden.

Abbildung 16 zeigt die Resultate der Emissionsmessung mit der Horiba MEXA ONE D1 Anlage. Die ausgefüllten Punkte stehen hier für die Rohemissionen, während die umrandeten Punkte die nach-Kat Emissionen wiedergeben. Hier ist zunächst deutlich sichtbar, dass die Aktivität des TWC bei der Oxidation von CO und THC sowie der Reduktion der NO_x am stöchiometrischen Punkt sehr hoch ist. Wie die Rohemissionen zeigen, ist unter den drei Oxygenatblends kein deutlicher Unterschied zu erkennen. Im Vergleich mit Benzin RON95 ist vor allem bei THC und NO_x durchwegs eine deutlich geringere Konzentration nachzuweisen. Im Hinblick auf die aktuelle Gesetzgebung sind also mit diesen DMC-Blends keine Nachteile bei den gasförmigen Emissionen zu erwarten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

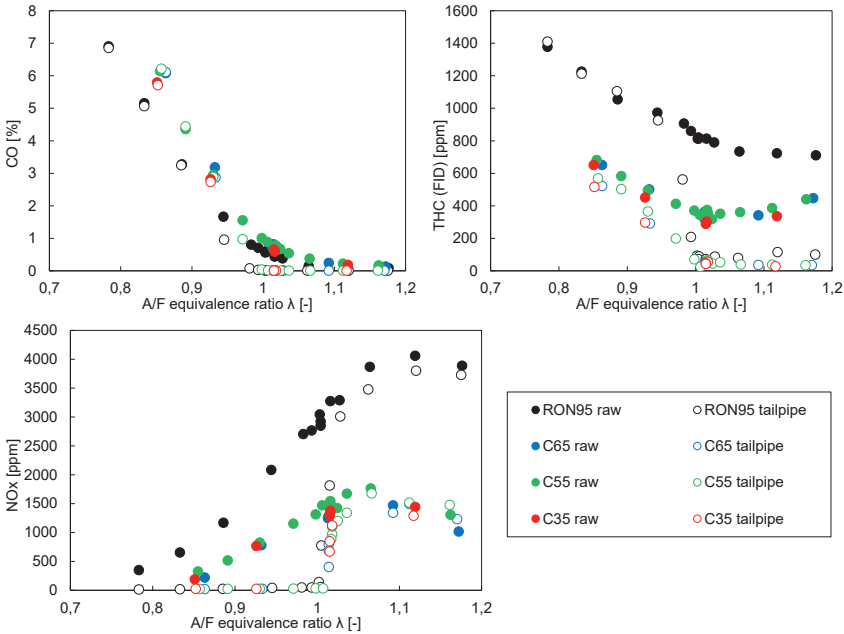


Abbildung 16: Gasförmige Rohemissionen von RON95 und DMC+ mit unterschiedlichem Ethanolanteil, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge.

Betrachtet man die mit FTIR gemessenen Emissionswerte von Formaldehyd (CH_2O), Methanol (MeOH), Methan (CH_4) und Ammoniak (NH_3) in **Abbildung 17**, so kann am Arbeitspunkt des Dreiwegekatalysators kein signifikanter Unterschied zum Benzinbetrieb festgestellt werden. Die chemische Natur der C1-Oxygenate wird jedoch an den Rohemissionen von CH_2O oder CH_4 deutlich. Hier sind wie erwartet, und wie auch in den Vorversuchen beobachtet, deutliche Anstiege zu beobachten.
Dies zeigt vor allem, dass ein Dreiwegekatalysator weiterhin ein unverzichtbares Element jedes Niedrigstemissionsmotors sein muss. Auf Seiten der Motorsteuerung muss dabei besonders darauf geachtet werden, dass der Arbeitspunkt um λ=1 dynamisch präzise eingeregelt wird, sonst besteht z.B. die Gefahr extremer Ammoniakemissionen nach TWC, siehe **Abbildung 17**. Klar ist, dass die Strategie der Anfettung im Vollastbetrieb sich schon allein aufgrund der NH_3-Entstehung in der Abgasnachbehandlung sowohl bei Benzin als auch bei DMC-Blendkraftstoffen verbietet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

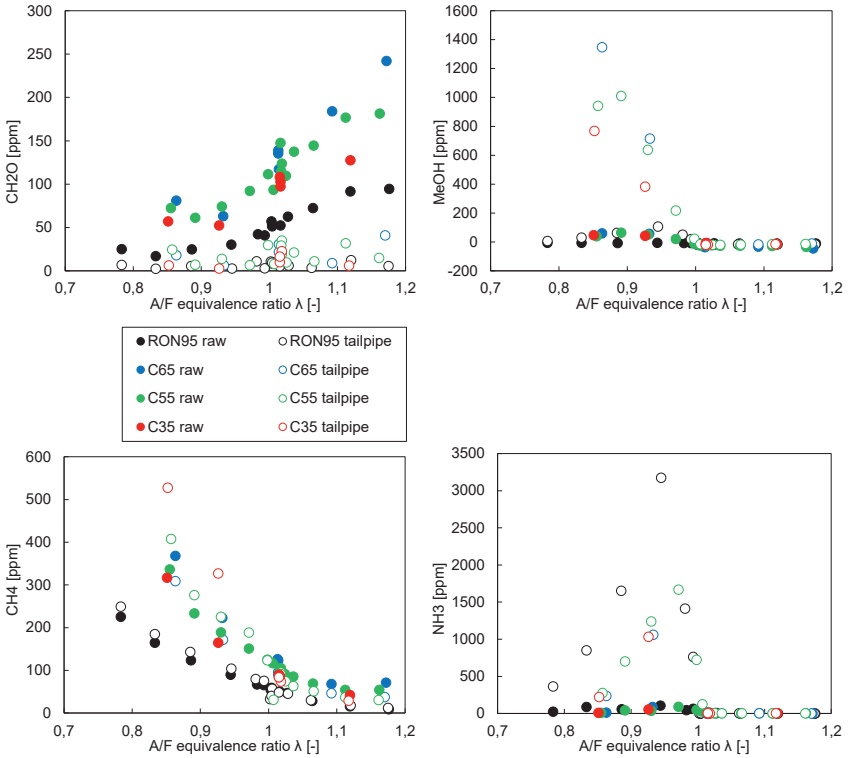


Abbildung 17: Gasförmige VOC Rohemissionen von RON95 und DMC+ mit unterschiedlichem Ethanolanteil, 2000 min^{-1}, ind. Mitteldruck 6 bar bei λ=1, homogene Direkteinspritzung mit 250 bar, Variation der Kraftstoffmenge.

5. Zusammenfassung und Forschungsbedarf

Mit DMC+, einer Mischung aus 60 Vol.-% DMC, 35 Vol.-% MeFo und 5 Vol.-% Ethanol, ist es im Rahmen der vorgestellten Arbeiten gelungen, einen umweltfreundlichen Blendkraftstoff zu entwickeln, der über gute Kältebeständigkeit (CFPP: -35°C) und Hydrolysestabilität (2% Wasser, 50°C, 1Monat)) verfügt und der hinsichtlich seiner Verdampfungseigenschaften (DVPE, E70 und VLI) und sehr hohen Klopffestigkeit (ROZ/MOZ 117/>>120) optimal für Ottomotoren geeignet ist. Besonders bemerkenswert ist der im Vergleich zur ROZ höhere Wert der MOZ, der auf eine Unempfindlichkeit bei höheren Lasten deutet. Für DI-Ottomotoren bietet dieser Kraftstoff darüber hinaus für die gemäßigte Klimazone Ganzjahreskompatibilität und wird deshalb z.B. für PHEV-Hybride geeignet sein.

Die sehr hohe Klopffestigkeit und die erwartete Resistenz gegen Vorentflammung eröffnen ein größeres Potenzial zur Anhebung des motorischen Wirkungsgrades.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Motorenversuch zeigten die DMC-Blends mit einem Gehalt von 0-10 Vol.-% Ethanol besonders vorteilhafte Emissionswerte sowohl im Bereich der gasförmigen Komponenten (NO_x, VOC) als auch bei der Partikelanzahlkonzentration (PN).

DMC-Blends verbrennen weitgehend rußfrei und vermeiden so die Verkokung von DI-Injektoren, wodurch deren Lebensdauer erhöht und die Gefahr von Vorentflammungen reduziert wird.

Durch die vorgestellten Untersuchungen wurde das große Potential von DMC+ als synthetischer Ottokraftstoff mit Niedrigstemissions-Funktionalität belegt, das nun durch umfangreiche Forschungsaktivitäten abgesichert und nutzbar gemacht werden muss. Als wesentliche Eckpunkte weiterführender Arbeiten sind geplant:

- Otto-DI Motoren emittieren Nanopartikel, die unterhalb der gesetzlichen 50 %-Zählschwelle von 23 nm liegen. Es ist zu klären, welche Unterschiede dabei zwischen herkömmlichen Kraftstoffen und Oxygenaten bestehen und wie diese sub-23 nm-Partikel innermotorisch oder in der Nachbehandlung eliminiert werden können.
- Die Datenlage zur Materialbeständigkeit von Dichtungen, Kunststoffen und metallischen Werkstoffen mit DMC+ muss umfangreich erweitert werden, um einen späteren Serieneinsatz abzusichern.
- Das DMC+ Brennverfahren ist weiter zu entwickeln. Neben der umfassenden Untersuchung weiterer Betriebspunkte im Motorkennfeld und der Betrachtung dynamischer Effekte ist auch das Einspritzsystem auf die physikalischen Eigenschaften von DMC+ abzustimmen. Neben homogener Direkteinspritzung sollten auch Konzepte wie die Schichtladung (mager) oder die Saugrohreinspritzung untersucht werden.
- DMC+ eignet sich auch für Magerbrennverfahren, da die NO_x-Rohemissionen besonders gering ausfallen und der Kraftstoff durch seine völlige Schwefelfreiheit den Einsatz von NO_x-Speicher-Reduktionskatalysatoren (LNT) durch Wegfall der Desulfatisierung vereinfacht und die Desaktivierung verlangsamt. Hierdurch kann vor allem in der Teillast ein Verbrauchsvorteil erreicht werden.
- In der Entwicklung genutzte Modelle für Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung von Ottokraftstoffen sind um DMC+ zu erweitern.
- Motorische Partikelemissionen entstehen auch durch die Verbrennung von Motorenöl. Mit dem Rückgang der kraftstoffbedingten Partikel steigt der Anteil dieser ölstämmigen Partikel an. Daher ist besonderer Forschungsbedarf bei der Aufklärung der Entstehung von ölgenerierten Partikelemissionen und deren Vermeidung zu sehen.
- Die Formulierung des Motorenöls (Grundöl, aschefreie Additive) muss so überarbeitet werden, dass eine motorenölgenerierte Partikelbildung vermieden wird. Polypropylenglykolalkylether-Grundöle sind wegen ihrer chemischen Ähnlichkeit zu Oxygenatkraftstoffen hierbei besonders zu berücksichtigen.

Um CO_2-neutrale und emissionsarme synthetische Kraftstoffe wie DMC+ mittelfristig zum Erfolg zu führen, sind flankierende Anstrengungen zur Erschließung einer klimaneutralen Rohstoffbasis („grüner Strom“) und zum Aufbau der nötigen Produktionskapazitäten auf Basis energetisch optimierter Herstellverfahren nötig.

Die benötigten Technologien einschließlich der erforderlichen Infrastruktur stehen bereits heute weitgehend zur Verfügung, so dass die Nutzung flüssiger Kraftstoffe als chemische Speicher für elektrische Energie hinsichtlich ihrer Risiken eine realistische Option im Vergleich mit alternativen Konzepten darstellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Abkürzungen

CPC	Condensation Particle Counter
CFPP	Cold Filter Plugging Point
DMC	Dimethylcarbonat
DMC+	Blend aus DMC, MeFo und Ethanol, bevorzugt DMC60MeFo35Ethanol5
DMM	Dimethoxymethan, OME_1
DVPE	Dry Vapour Pressure Equivalent @ 37,8 °C
EtOH	Ethanol
E70	Verdampfter Anteil bei 70 °C in %
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
IMEP	Indizierter Mitteldruck
LNT	Lean NO_x trap
MeFo	Methylformiat
MeOH	Methanol
OHC	Oxygenated Hydrocarbon
RON95	Ottokraftstoff mit Oktanzahl 95 nach EN228:2017
SOI	Start of Injection
TWC	Dreiwegekatalysator
VLI	Vapour Lock Index (VLI = 10 x DVPE + 7 x E70)
VOC	Volatile organic carbon

7. Danksagung

Herrn Dipl.-Ing. Rolf Brück, Continental Emitec GmbH, sei für seine maßgebliche Unterstützung der Arbeit von E.J. und für die Lieferung eines Dreiwegekatalysators herzlich gedankt. Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Maus, WM Engineering & Consulting GmbH, verdanken wir die Anregung zu dieser Arbeit.

Literatur

[Ad03] Adami, C.; Slany, M.; Karl, J.; Kaibel, G.; Schäfer, M.; Zehner, P.; Röper, M.: Verfahren zur Herstellung von Methylformiat, Patent WO 2003/089398, Anmelder: BASF, 2003.

[AY17] Alper, E.; Yuksel Orhan, O.: CO_2 utilization. Developments in conversion processes. In Petroleum, 2017, 3; S. 109–126.

[Be14] Bertau, M.; Offermanns, H.; Plass, L.; Schmidt, F.; Wernicke, H.-J.: Methanol: The Basic Chemical and Energy Feedstock of the Future. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2014.

[DI17] DIN EN 228:2017-08: Kraftstoffe – Unverbleite Ottokraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren, 2017.

[EP16] EPA: Air Quality: Revision to the Regulatory Definition of Volatile Organic Compounds-Requirements for t-Butyl Acetate. https://www.federalregister.gov/documents/2016/02/25/2016-04072/air-quality-revision-to-the-regulatory-definition-of-volatile-organic-compounds-requirements-for, 10.01.2018.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[FP75] Forbes, A. D.; Powell, K. G.: Gasoline Composition, Patent GB000001411947A, Anmelder: BP, 1975.

[Ga16] Gaukel, K.; Pélerin, D.; Härtl, M.; Wachtmeister, G.; Burger, J.; Maus, W.; Jacob, E.: Der Kraftstoff OME_2: Ein Beispiel für den Weg zu emissionsneutralen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor. In (Lenz, H. P. Hrsg.): 37. Internationales Wiener Motorensymposium 28.-29. April 2016.

[Hä14] Härtl, M.; Seidenspinner, P.; Wachtmeister, G.; Jacob, E.: Synthetischer Dieselkraftstoff OME_1 — Lösungsansatz für den Zielkonflikt NOx-/Partikel-Emission. In Motortechnische Zeitschrift, 2014, 75; S. 68–73.

[Hä17a] Härtl, M.; Stadler, A.; Backes, F.; Wachtmeister, G.; Jacob, E.: Potenziell CO_2-neutrale Kraftstoffe für saubere Ottomotoren. In Motortechnische Zeitschrift, 2017, 78; S. 80–88.

[Hä17b] Härtl, M.; Gaukel, K.; Pélerin, D.; Wachtmeister, G.; Jacob, E.: Oxymethylenether als potenziell CO_2-neutraler Kraftstoff für saubere Dieselmotoren. Teil 1: Motorenuntersuchungen. In Motortechnische Zeitschrift, 2017, 78; S. 52–59.

[Hä18] Härtl, M.; Pélerin, D.; Dworschak, P.; Maier, T.; Stadler, A.; Blochum, S.; Gaukel, K.; Jacob, E.; Wachtmeister, G.: Potential of the Sustainable C1-Fuels OME, DMC, and MeFo for Particulate Free Combustion in DI and SI Engines. IN PRESS. In (Liebl, J.; Beidl, C. Hrsg.): Internationaler Motorenkongress 2018. Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.

[Ja17] Jacob, E.; Maus, W.; Härtl, M.; Gaukel, K.; Pélerin, D.; Wachtmeister, G.: Oxymethylenether (OME) als potenziell CO_2-neutraler Kraftstoff für saubere Dieselmotoren. Teil 2: Erfüllung des Nachhaltigkeitsanspruchs. In Motortechnische Zeitschrift, 2017, 78; S. 54–61.

[Kl92] Klezl, P.: Fuel for internal combustion engines and use of methyl formate as fuel additive, Patent US5232464, Anmelder: OMV, 1992.

[Ko00] Kocis, D.; Song, K.; Lee, H.; Litzinger, T.: Effects of Dimethoxymethane and Dimethylcarbonate on Soot Production in an Optically-accessible DI Diesel Engine. SAE 2000-01-2795, 2000.

[Ko15] Kongpanna, P.; Pavarajarn, V.; Gani, R.; Assabumrungrat, S.: Techno-economic evaluation of different CO_2-based processes for dimethyl carbonate production. In Chemical Engineering Research and Design, 2015, 93; S. 496–510.

[Kr17] Krossing, I.: persönliche Mitteilung: Hydrolyse von Methylformiat in Wasser. mündlich, 2017.

[Ma14] Maus, W.; Jacob, E.; Härtl, M.; Seidenspinner, P.; Wachtmeister, G.: Synthetische Kraftstoffe - OME1: Ein potentiell nachhaltig hergestellter Dieselkraftstoff. In (Lenz, H. P. Hrsg.): 35. Internationales Wiener Motorensymposium. VDI-Verl., Düsseldorf, 2014; S. 325–347.

[Me16] Mei, D.; Wu, H.; Ren, H.; Hielscher, K.; Baar, R.: Combustion Cycle-by-Cycle Variations in a Common Rail Direct Injection Engine Fueled with Dimethyl Carbonate–Diesel Blend. In Journal of Energy Engineering, 2016, 142; S. 4014059.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[Mu17] Muradov, N.: Low to near-zero CO_2 production of hydrogen from fossil fuels. Status and perspectives. In International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42; S. 14058–14088.

[Pe16] Peer, J.; Backes, F.; Sauerland, H.; Härtl, M.; Wachtmeister, G.: Development of a High Turbulence, Low Particle Number, High Injection Pressure Gasoline Direct Injection Combustion System. SAE 2016-01-9046. In SAE Int. J. Engines, 2016, 9.

[PM97] Pacheco, M. A.; Marshall, C. L.: Review of Dimethyl Carbonate (DMC) Manufacture and Its Characteristics as a Fuel Additive. In Energy & Fuels, 1997, 11; S. 2–29.

[Sa15] Saavalainen, P.; Kabra, S.; Turpeinen, E.; Oravisjärvi, K.; Yadav, G. D.; Keiski, R. L.; Pongrácz, E.: Sustainability Assessment of Chemical Processes. Evaluation of Three Synthesis Routes of DMC. In Journal of Chemistry, 2015, 2015; S. 1–12.

[Sc14] Schneider, D.; Mohl, K.-D.; Schäfer, M.; Paschold, J.; Teles, J. H.; Rittinger, S.: Verfahren zur Herstellung von Methylformiat durch Umsetzung von Methanol mit Kohlenmonoxid…, Patent WO 2014/080026, Anmelder: BASF 2014.

[Sh17] Shi, L.; Wang, S.-J.; Wong, D. S.-H.; Huang, K.: Novel Process Design of Synthesizing Propylene Carbonate for Dimethyl Carbonate Production by Indirect Alcoholysis of Urea. In Industrial & Engineering Chemistry Research, 2017, 56; S. 11531–11544.

[SK13] Stark, C.; Koch-Jugl, J.: Das neue Einstufungs- und Kennzeichnungssystem für Chemikalien nach GHS. https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/neue-einstufungs-kennzeichnungssystem-fuer, 10.01.2018.

[Wa09] Wang, J.; Wu, F.; Xiao, J.; Shuai, S.: Oxygenated blend design and its effects on reducing diesel particulate emissions. In Fuel, 2009, 88; S. 2037–2045.

[WXY10] Wen, L.-b.; Xin, C.-Y.; Yang, S.-C.: The effect of adding dimethyl carbonate (DMC) and ethanol to unleaded gasoline on exhaust emission. In Applied Energy, 2010, 87; S. 115–121.

[Ya16] Yang, J.; Jiang, Y.; Karavalakis, G.; Johnson, K. C.; Kumar, S.; Cocker, D. R.; Durbin, T. D.: Impacts of dimethyl carbonate blends on gaseous and particulate emissions from a heavy-duty diesel engine. In Fuel, 2016, 184; S. 681–688.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

M.Sc. Daniel Neumann, Prof. Dr.-Ing. Stefan Pischinger,
M.Sc. Marius Zubel, Dipl.-Wirt.-Ing. Benedikt Heuser,
M.Sc. Katharina Thenert, Prof. Dr. rer. nat. Walter Leitner
RWTH Aachen University, Aachen, Germany
Dr.-Ing. Markus Schönen, Dr.-Ing. Joschka Schaub, Dipl.-Ing. Christian Jörg
FEV Europe GmbH, Aachen, Germany

Power-to-Liquids – Kompensation variierender E-Fuel Zusammensetzungen mittels Digital Rate Shaping

Power-to-Liquids – Compensation of varying E-fuel compositions via Digital Rate Shaping

Kurzfassung

Synthetische Kraftstoffe, beispielsweise sogenannte E-Fuels, bieten erhebliches Potenzial zur Lösung der Zielkonflikte zwischen CO_2- und Schadstoffemissionen von Dieselmotoren. Damit bieten sie eine sinnvolle Lösung für eine saubere und nachhaltige Mobilität.

Die Herstellung dieser Kraftstoffe ist im Wesentlichen CO_2-neutral und ermöglicht zusätzlich die Reduzierung der Ruß- und NO_x-Emissionen auf ein Niveau nahe Null, auch unter realen Fahrbedingungen. Durch die unterschiedlichen Kohlenstoffquellen und dem fluktuierenden Angebot von regenerativem Strom unterscheiden sich die Produktionsschritte zur Kraftstoffherstellung und es treten Variationen in der Kraftstoffzusammensetzung und somit der Verbrennungseigenschaften auf. Diese Unterschiede stellen eine Herausforderung dar, da sie zu erheblichen Abweichungen des Verbrennungsverhaltens führen, welche typischerweise bei der Motorkalibrierung nicht berücksichtigt werden können. Dies motiviert die Entwicklung von adaptiven, selbstlernenden Motorsteuerungsstrukturen, die in der Lage sind, diese Effekte zu kompensieren.

Die Methode, die bei den in diesem Beitrag vorgestellten Untersuchungen angewandt wurde, nutzt die digitale Einspritzratenformung. Die online generierten Einspritzprofile werden automatisch an das Soll-Verbrennungsverhalten angepasst, um die gewünschte Emissionierung und Effizienz des Motors sicherzustellen.

An repräsentativen Betriebspunkten wurden verschiedene synthetische Kraftstoffzusammensetzungen untersucht, um die Reaktionsfähigkeit des Reglers auf die verschiedenen Kraftstoffeigenschaften nachzuweisen. Auch AGR-Variationen wurden in einem typischen Anwendungsbereich durchgeführt, um den Einfluss auf kritische Emissionen wie NO_x und Partikel zu demonstrieren. Alle Untersuchungen wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, immer im Vergleich zu konventionellem Dieselkraftstoff auf Erdölbasis.

Es konnte gezeigt werden, dass die ausgewählten Kraftstoffe großes Reduktionspotential bezüglich der Schadstoffemissionen bieten. Eine Reduktion des Ruß-Niveaus auf bis zu 4 % des Niveaus von Diesel war möglich. Außerdem wurde das Regelungskonzept erfolgreich zusammen mit diesen Kraftstoffen demonstriert, wodurch sich neuartige Anwendungsgebiete erschließen lassen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einleitung

Der erneute Höchststand der CO_2-Konzentration in der Atmosphäre [1] von 405.14 ppm (Stand Nov. 2017) und den weltweit drei wärmsten Jahren (2015-2017) seit Beginn der Wetteraufzeichnung [2] verdeutlichen erneut die Dringlichkeit einer Reduktion des anthropogenen CO_2-Ausstoßes. Der Transportsektor trägt weltweit mit 14 % [3] zum gesamten CO_2-Ausstoß bei, wobei in Industriestaaten bis zu ein Drittel [4] der CO_2-Emissionen durch den Transportsektor ausgestoßen werden. Neben den Treibhausgasen produziert der Verkehrssektor ebenfalls große Mengen an Schadstoffen, vor allem Feinstaub und Stickoxide (NO_X), welche eine hohe gesundheitliche Belastung, vor allem in Ballungsräumen darstellen.

Elektrofahrzeuge bieten eine Möglichkeit diese Probleme zu lösen, da sie lokal keine Schadstoffe emittieren. Allerdings besitzen sie andere Nachteile, wie eine begrenzte Reichweite, lange Ladezeiten und für die Herstellung der Batterien sind wiederum begrenzte Ressourcen notwendig. Außerdem fallen bei der Produktion von Elektrofahrzeugen sehr hohe CO_2-Emissionen für die Batterieherstellung an. Ein weiteres Problem ist die Verschiebung der Entstehung der CO_2-Emissionen vom Fahrzeug zur Stromherstellung, da vor allem in Deutschland, die Stromproduktion hauptsächlich auf fossilen Quellen beruht. Daher ergibt sich in einer ganzheitlichen CO_2-Bilanz zurzeit kaum eine Verbesserung [5].

Erst der zunehmende Ausbau regenerativer Energiequellen ermöglicht eine drastische Reduktion der CO_2-Emissionen. Doch auch hier ergeben sich weitere Herausforderungen. Durch kurzfristige (Tag/Nacht), mittelfristige (Wetterlagen) und langfristige (saisonal) Schwankungen müssen große Energiemengen gespeichert werden, um die Versorgungssicherheit zu garantieren. Kurzfristige Fluktuationen in der Größenordnung von einem Tag können ohne weiteres durch Batterien oder Pumpspeicherkraftwerke ausgeglichen werden. Die benötigten langfristigen Speicher und vor allem Speichermengen setzen gasförmige oder flüssige Energieträger voraus [6].

Diese sogenannten Power-to-Gas oder Power-to-Liquid Kraftstoffe können aus Wasserstoff, welcher mittels Elektrolyse generiert wurde sowie einer Kohlenstoffquelle hergestellt werden. Bei der verwendeten Kohlenstoffquelle handelt es sich idealerweise um CO_2 aus der Atmosphäre oder aus Biomasse. Somit wäre eine CO_2-neutrale Herstellung dieser Kraftstoffe möglich [7,8]. Ein großer Vorteil ist die mögliche Nutzung dieser Kraftstoff in Verbrennungsmotoren, da je nach Herstellungsverfahren z.B. Methan, Dimethylether oder Methylal hergestellt werden können, welche sich gut für die mobile Anwendung in einem Fahrzeug eignen. Außerdem verbrennen diese Kraftstoffe aufgrund ihrer speziellen Eigenschaften besonders Schadstoffarm [9,10,11].

Um jedoch eine schnelle Reduktion der CO_2-Emissionen durch den Verkehrssektor zu erreichen, müssen diese alternativen Kraftstoffe mit der bestehenden Fahrzeugflotte und Infrastruktur kompatibel und idealerweise mit fossilen Kraftstoffen mischbar sein. Da jedoch beispielsweise Methan und Dimethylether gasförmig sind und sich bei Methylal Material-inkompatibilitäten ergeben, sind diese Kraftstoffe nur bedingt einsetzbar. Im Gegensatz dazu sind Fischer-Tropsch (FT) Produkte, fossilen Kraftstoffen sehr ähnlich und können ohne Probleme zugemischt werden [12]. Neben der bereits im Kraftstoffbereich etablierten FT Technologie lassen sich über die katalytische Herstellung von Kohlenwasserstoffen ausgehend von Synthesegas (CO/H2) auch Kraftstoffe erzeugen, mit denen sich die beiden Ziele Motoren-Kompatibilität und reduzierte Schadstoffemission verbinden lassen. Während

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

derzeit FT-Verfahren im Rahmen von gas-to-liquid (GTL) Prozessen auf eine möglichst hohe Ausbeute an langkettigen gesättigten Kohlenwasserstoffen ausgerichtet sind, können zum Beispiel durch die ebenfalls industriell erprobte HTFT Fischer-Tropsch-Technologie („HTFT - High Temperature Fischer Tropsch“) auch Produktgemische mittlerer Kettenlänge mit einem hohen Olefin-Anteil gewonnen werden. Durch Kopplung mit der anschließenden Hydroformylierung des Olefin-Anteils werden neuartige Kraftstoffzusammensetzungen (Alkan/Alkohol-Mischungen) über robuste und technisch gut beherrschbare Technologien zugänglich. Die entstehenden Kraftstoffe bestehen einerseits aus Komponenten, die eine hohe Verträglichkeit mit etablierter Motorentechnologie aufweisen und gleichzeitig eine Reduktion der Rußemissionen ermöglichen können [13].

Da die Kombination aus Fischer-Tropsch Synthese und Hydrofomylierung eine vielversprechende Lösung für eine schnelle Reduktion der CO_2-Emissionen des Transportsektors darstellt wird diese im Folgenden für das dieselmotorische Brennverfahren näher untersucht. Trotz der großen Ähnlichkeit dieser Kraftstoffe zu fossilem Diesel Kraftstoff ergeben sich teilweise große Unterschiede in den Verbrennungscharakteristika, vor allem wenn eine kennfeldbasierte Motorsteuerung genutzt wird. Da in dieser Veröffentlichung das volle Potential dieser Kraftstoffe untersucht werden soll, werden die Untersuchungen mit einer fortgeschrittenen Motorsteuerung, der digitalen Einspritzraten-regelung (DiCoRS) [14], kombiniert. Dadurch lässt sich für verschiedene Kraftstoffe näherungsweise die gleiche Brennrate einstellen und somit das Optimum aus Effizienz, Komfort und Emissionen einstellen. Damit wäre die Motorsteuerung in der Lage mit beliebigen Fischer-Tropsch Kraftstoffen und beliebigen Mischungen dieser Kraftstoffe mit Diesel die gleiche Verbrennung zu realisieren.

Die Durchführung wird im Folgenden mit zwei Kraftstoffen, die über eine optimierte Fischer-Tropsch-Synthese und anschließende Hydroformylierung des Olefinanteils im erhaltenen Alkan/Olefin Gemisch zugänglich wären, und zwei Mischungen mit Diesel demonstriert. Dazu wird zunächst die Herstellung dieser Kraftstoffe erläutert und die untersuchten Kraftstoffe detaillierter präsentiert. Nach einer Beschreibung des Versuchsträgers folgt ein Vergleich der Kraftstoffe mit Diesel unter der Annahme einer kennfeldbasierten Motorsteuerung. Abschließend werden die Einspritzratenregelung erklärt und die Ergebnisse aus den Untersuchungen der Kraftstoffe mit DiCoRS bei gleicher Brennrate diskutiert.

Power-To-Liquid – Alternative Sekundärenergie für zukünftige mobile Antriebe

Alkohole sind als Treibstoff-Komponenten vielversprechende Kandidaten für zukünftige synthetisch hergestellte alternative Kraftstoffe. Während kurzkettige Alkohole (C2-C4) bereits für den Einsatz in Otto-Motoren intensiv untersucht und Bestandteil von Biokraft-stoffen der 1. und 2. Generation sind, sind Alkohole mittlerer Kettenlänge (C6-C11) vielversprechende Komponenten für die dieselmotorische Verbrennung. Durch das Beimischen dieser Komponenten zu Diesel-Kraftstoff kann neben einem reduzierten carbon-footprint auch eine signifikante Reduktion von Schadstoffemissionen erreicht werden.

Alkohole mittlerer Kettenlänge werden derzeit auf Basis fossiler Rohstoffe über die Ziegler-Synthese und den Oxo-Prozess hergestellt [15-20]. Um bei der Herstellung eine Absenkung des carbon-footprints realisieren zu können, ist die Nutzung erneuerbarer Rohstoffe und

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Energien essenziell. Ein möglicher Ansatz ist die Nutzung von Synthesegas, welches auf Basis von erneuerbaren Rohstoffen, die nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelkette stehen, erzeugt wurde. Die Herstellung kann beispielsweise über die Vergasung von Biomasse [21-24], die Umsetzung von Biogas in Kombination mit CO_2 über das dry-reforming (DRM) [25-26], oder die umgekehrte Wasser-Gas-Shift-Reaktion (rWGS) [27], bei der CO_2 und H_2 zu CO und H_2O umgesetzt werden, erfolgen. Die Co-Elektrolyse von CO_2 und H_2O zu Synthesegas wird derzeit ebenfalls intensiv untersucht [28].

Durch die Kombination zweier etablierter Technologien, dem Fischer-Tropsch-Verfahren und der Hydroformylierung, ist die Herstellung eines Kraftstoffes bestehend aus Alkanen und Alkoholen mittlerer Kettenlänge (C6-C11) ausgehend von Synthesegas denkbar. Um eine optimale Prozesskette zu den Zielprodukten erreichen zu können, ist allerdings eine Optimierung und Abstimmung der Prozessschritte unabdingbar.

Beim Fischer-Tropsch-Verfahren wird Synthesegas zur Herstellung von Kohlenwasserstoffen genutzt [29-32]. Industriell werden dazu Katalysatoren, basierend auf Eisen und Cobalt eingesetzt. Die Kettenlängenverteilung der während der Reaktion gebildeten Kohlenwasserstoffe folgt einer Schulz-Flory-Verteilung und kann durch die Wahl der Reaktionsbedingungen beeinflusst werden [29]. Im Gegensatz zu dem derzeit zur Produktion von Kohlenwasserstoff-basierten Treibstoffen genutzten Fischer-Tropsch-Verfahren, muss für eine Prozesskette, bestehend aus dem Fischer-Tropsch-Verfahren und der Hydroformylierung, das FT-Verfahren hinsichtlich seiner Produktverteilung so ausgelegt werden, dass vor allem ein hoher Anteil der C5-C10 Fraktion mit einem hohen Olefin-Anteil als Ausgangsverbindungen für die Synthese von Alkoholen über die Hydroformylierung erhalten werden. Der entscheidende Parameter für die Steuerung der Kettenlängenverteilung ist der Wert für die Polymerisationswahrscheinlichkeit, welcher für eine Optimierung des Anteils der C5-C10 Fraktion im Bereich von 0.65-0.85 liegen sollte. Zudem muss für eine bevorzugte Bildung von Olefinen die Konkurrenz zwischen Hydrolyse und H-Eliminierung bei der Abspaltung des Produkts vom aktiven Zentrum zugunsten der Eliminierung gesteuert werden. Zur Erreichung solcher Bedingungen ist die Temperatur ein wichtiger Parameter. Im Allgemeinen wird zwischen dem Hochtemperaturverfahren („High Temperature Fischer Tropsch“ – HTFT) und dem Tieftemperaturverfahren („Low Temperature Fischer Tropsch“ – LTFT) unterschieden (vgl. Abbildung 1) [29,31,32].

(i) $$n\,CO + (2n+1)\,H_2 \longrightarrow C_nH_{2n+2} + n\,H_2O$$

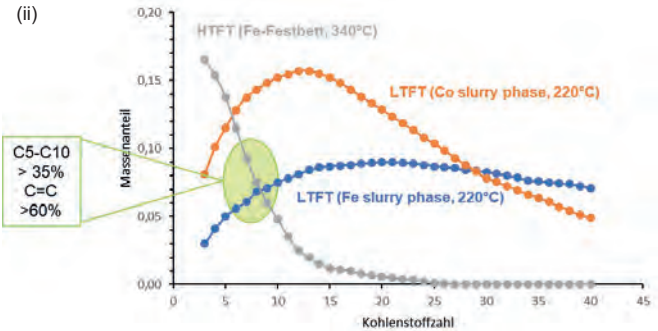
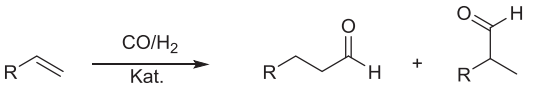


Abbildung 1: (i) Allgemeine Reaktionsgleichung der Fischer-Tropsch-Synthese; (ii) Produktverteilung der Fischer-Tropsch-Synthese bei unterschiedlichen Bedingungen [29]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Beim Hochtemperaturverfahren, welches industriell ausschließlich Eisen-katalysiert durchgeführt wird, werden vermehrt kurzkettige Olefine in einem Temperaturbereich von 300-350 °C gebildet [29,33]. Hingegen werden beim Tieftemperaturverfahren, für welches industriell sowohl Eisen- als auch Cobalt-Katalysatoren genutzt werden, bei Temperaturen zwischen 200 und 250 °C vor allem langkettige Paraffine produziert (Wachse), welche über Crackprozesse zu Diesel verarbeitet werden können [34]. Reaktionstechnisch kann dementsprechend für die angedachte Prozesskette insbesondere das Eisen-katalysierte Hochtemperaturverfahren in Betracht gezogen werden. Aktuelle Forschung im Bereich der HTFT widmet sich vor allem der Entwicklung bzw. Weiterentwicklung der Katalysatoren, um gesteigerte Stabilität, Selektivität sowie Aktivität zu ermöglichen sowie dem Prozessdesign [35-37].

Für die in der C5-C10-Fraktion enthaltenen Olefine kann die Umsetzung zu den entsprechenden Alkoholen durch eine reduktive Hydroformylierung in einem Schritt oder über eine Sequenz aus Hydroformylierung und Hydrierung erfolgen. Im Allgemeinen wird bei der Hydroformylierung eine Mischung von isomeren Produkten (*n*-/*iso*-Aldehyde) erhalten, sofern nicht Ethylen als Substrat eingesetzt wird (Abbildung 2) [20,38,39]. Durch Isomerisierung der Doppelbindung des Olefins vor der Hydroformylierung können zudem verschiedene verzweigte Aldehyde gebildet werden, auch wenn nur ein einzelnes terminales Olefin eingesetzt wird. Die Regioselektivität der Hydroformylierung kann durch die Wahl des Katalysators beeinflusst werden.



linear *(n)* verzweigt *(iso)*

Abbildung 2: Allgemeine Reaktionsgleichung der Hydroformylierung

Industriell werden aufgrund ihrer hervorragenden Aktivität, ausschließlich homogene Rhodium- und Cobalt-Katalysatoren verwendet [20,38,39]. Die Cobalt-katalysierte Hydroformylierung wird bei Temperaturen von 120-190 °C und Synthesegasdrücken von 4-30 MPa durchgeführt. Aufgrund der Hydrieraktivität des Katalysators können die gebildeten Aldehyde direkt zu den entsprechenden Alkoholen hydriert werden (reduktive Hydroformylierung) [20,38,39]. Mit Rhodium-Katalysatoren kann im direkten Vergleich zu Cobalt-Katalysatoren eine bis zu 1000-fach höhere Aktivität bei milderen Reaktionsbedingungen (85-130 °C, Synthesegasdruck: 1.8-6 MPa) erzielt werden [20,38,39]. Allerdings hat Rhodium im Vergleich zu Cobalt einen deutlich höheren Preis. Die über die Rh-katalysierte Hydroformylierung erhaltenen Aldehyde können in einem zweiten Schritt zu den entsprechenden Alkoholen hydriert werden.

Die Wahl des Reaktions- und Katalysatorsystems hat dementsprechend einen direkten Einfluss auf die Produktzusammensetzung insbesondere hinsichtlich der Chemo- und Regioselektivität [38,39]. Praktische Herausforderungen bestehen im Bereich der Prozessintegration sowie der Selektivität für eine ideale Zusammensetzung der Produkt-mischung (Alkane, *n*- und *iso*-Alkohole). Der Vorteil der vorgeschlagenen Prozesskette besteht in der Möglichkeit, die erhaltene Produktmischung ohne weitere Aufarbeitung und Trennung durch geeignetes Blending direkt in der motorischen Verbrennung verwenden zu können.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Untersuchte Kraftstoffe

Aufgrund des Fischer-Tropsch Verfahrens und der Hydroformylierung ist die Kraftstoffzusammensetzung nicht genau bekannt, da verschiedene Alkane, sowie n- und iso-Alkohole verschiedener Kettenlänge lediglich mit einer Polymerisations-Wahrscheinlichkeit auftreten. Diese Wahrscheinlichkeit ist ebenfalls sehr stark von der Prozesstemperatur abhängig. Daher wurden für die folgenden Untersuchungen zwei Extrema gewählt um das breite Spektrum der möglichen Kraftstoffe abzudecken. Die gewählten, repräsentativen Kraftstoffmischungen bestehen aus C7 bis C12 Alkanen sowie C6 bis C8 Alkoholen.

Der erste definierte Kraftstoff, im Folgenden wegen des gewählten Prozesses „Fischer Tropsch Fuel 1“ (FTF1) genannt, repräsentiert mit einem Alkoholanteil von 40 % m/m und einem Alkananteil von 60 % m/m einen Kraftstoff mit maximalem Alkoholanteil. Die Zusammensetzung sowie die physikalischen Daten dieses Kraftstoffs sind in Tabelle 1 aufgelistet. Die physikalischen Daten wurden dabei der Literatur [40] entnommen, wobei der untere Heizwert mittels der Standardbildungsenthalpie [41] berechnet wurde. Für die Berechnung der Stoffwerte von FTF1 wurde einfachheitshalber ein lineares Mischungsgesetz angenommen. Durch den hohen Anteil an Alkoholen weist FTF1 folglich auch den höchsten Sauerstoffanteil von 6 % m/m auf. Des Weiteren ist der Siedebereich weit unterhalb dem von Diesel mit einem Siedeende bei bereits 179.8 °C. Daher lässt sich eine hohe Volatilität des Kraftstoffs vermuten, wodurch die Gemischbildung verbessert wird.

Tabelle 1: Zusammensetzung und physikalische Eigenschaften des alkoholreichen Kraftstoffs FTF1 [40,41,46,45]

Stoff	Summen-formel	Massen-anteil / -	Dichte @25°C / kg/m³	Unterer Heizwert / MJ/kg	c/h/o / -	Kin. Viskosität @ 25°C / mm²/s	Siedepunkt / °C	Cetanzahl
Heptan	C_7H_{16}	0.35	682	44.2	0.84/0.16/0	0.58	98.4	52.5
Oktan	C_8H_{18}	0.2	699	44.08	0.84/0.16/0	0.73	125.8	63.8
Nonan	C_9H_{20}	0.05	715	43.98	0.84/0.16/0	0.94	150.8	72
Hexanol	$C_6H_{14}O$	0.17	816	35.88	0.70/0.14/0.16	5.63	157.4	23.3
Heptanol	$C_7H_{16}O$	0.1	817	36.73	0.72/0.14/0.14	7.08	176.3	29.5
Oktanol	$C_8H_{18}O$	0.05	823	37.46	0.74/0.14/0.12	9.1	195.2	39.1
2-Hexanol	$C_6H_{14}O$	0.03	810	35.71	0.70/0.14/0.16	5.21	139.9	n.a.
2-Heptanol	$C_7H_{16}O$	0.03	814	36.6	0.72/0.14/0.14	4.86	159.2	n.a.
2-Oktanol	$C_8H_{18}O$	0.02	817	37.39	0.74/0.14/0.12	1	179.8	n.a.
FTF1	$C_{7.47}H_{16.34}O_{0.4}$	1	741	41.05	0.79/0.15/0.06	2.84	98.4-195.2	44.9
Diesel	$C_{13.8}/H_{25.8}/O_{0.08}$	1	823	42.82	0.86/0.13/0.01	3	172.0-360.8	53
Blend1	$C_{12.66}H_{24.1}O_{0.07}$	0.18/0.82	808	42.5	0.85/0.13/0.02	2.97	98.4-360.8	52.3

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die hohe Volatilität in Kombination mit dem im Kraftstoff gebundenen Sauerstoff und der Aromatenfreiheit wird FTF1 höchstwahrscheinlich die geringsten Ruß-Emissionen der untersuchten Kraftstoffe zeigen [42,43]. Obwohl langkettige Alkohole eine hohe Viskosität aufweisen, welche außerhalb der EN590 für Dieselkraftstoffe liegt [44], weist FTF1 eine Viskosität innerhalb der Norm auf, da die beigemischten Alkane eine sehr niedrige Viskosität besitzen. Ein weiterer Vorteil von FTF1 ist das im Vergleich zu Diesel niedrigere Kohlenstoff- zu Wasserstoffverhältnis (C/H-Verhältnis) von 0.46 (C/H_{Diesel} = 0.53), wodurch die Tank-to Wheel CO_2-Emissionen reduziert werden. Da Alkohole im Vergleich zu Diesel eine eher geringere Zündwilligkeit aufweisen [45] und die restlichen Alkane eine ähnliche Cetanzahl wie Diesel aufweisen, wird FTF1 eine geringere Zündwilligkeit als Diesel besitzen. Dies ist zwar vorteilhaft für die Vermeidung von Ruß-Emissionen, jedoch können erhöhte HC- und CO-Emissionen auftreten.

Die Zusammensetzung und Eigenschaften von FTF2 sind in Tabelle 2 aufgelistet. Dieser Kraftstoff deckt das Extremum eines alkanreichen Kraftstoffs ab (Alkananteil = 90 %). Des Weiteren setzt sich der Kraftstoff aus eher langkettigen Kohlenwasserstoffen zusammen mit kettenlängen über C = 9. Daher verschieben sich Siedebeginn und Siedeende zu höheren Temperaturen, wobei sich der Siedebeginn auf demselben Niveau wie Diesel befindet. Das Siedeende befindet sich jedoch unterhalb dessen von Diesel, wodurch zwar ein schlechteres Verdampfungsverhalten im Vergleich zu FTF1 zu erwarten ist, jedoch ein besseres im Vergleich zu Diesel. Außerdem hat der hohe Alkananteil zur Folge, dass der Sauerstoffanteil im Kraftstoff sehr gering ist, was sich negativ auf die Rußbildung auswirken könnte. Ebenfalls negativ auf die Rußbildung könnte sich die erhöhte Zündwilligkeit von FTF2 auswirken. Die Cetanzahl innerhalb einer Molekülgruppe steigt mit der Länge der Kohlenstoffkette an und da bereits Heptan eine Cetanzahl (CZ) von über 50 aufweist, ist für FTF2 eine hohe Zündwilligkeit zu erwarten, was sich jedoch positiv auf HC- und CO-Emissionen auswirken kann.

Tabelle 2: Zusammensetzung und physikalische Eigenschaften des alkanreichen Kraftstoffs FTF2 [40,41,45,46]

Stoff	Summen-formel	Massen-anteil / -	Dichte / kg/m³	Unterer Heizwert / MJ/kg	c/h/o / -	Kin. Viskosität / mm²/s	Siedepunkt / °C	Cetanzahl
Dekan	$C_{10}H_{22}$	0.5	728	43.9	0.84/0.16	1.19	174.2	76
Undekan	$C_{11}H_{24}$	0.3	737	43.83	0.85/0.15	1.49	195.9	83.2
Dodekan	$C_{12}H_{26}$	0.1	745	43.78	0.85/0.15	1.87	216.3	87.6
Nonanol	$C_9H_{20}O$	0.05	824	38.02	0.75/0.14/0.11	11.95	213.1	46.2
Dekanol	$C_{10}H_{22}O$	0.03	825	38.49	0.76/0.14/0.10	13.54	230.9	50.3
Undekanol	$C_{11}H_{24}O$	0.02	831	38.83	0.77/0.14/0.09	17.73	245.0	53.2
FTF2	$C_{10,47}H_{22,94}O_{0,1}$	1	742	43.31	0.84/0.15/0.01	2.59	174.2-245	63.6
Diesel	$C_{13,8}/H_{25,8}/O_{0,08}$	1	823	42.82	0.86/0.13/0.01	3	172.0-360.8	53
Blend2	$C_{13.2}H_{25.29}O_{0.08}$	0.18/0.82	808	42.9	0.86/0.13/0.01	2.92	172.0-360.8	57.4

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die C/H-Verhältnisse von FTF2 und FTF1 (C/H = 0,46) sind gleich weshalb eine ähnliche Reduktion der Tank-to-Wheel CO_2-Emissionen erwartet werden kann.

Durch den hohen Heizwert der Alkane weisen beide FTF einen zu Diesel recht ähnlichen Heizwert auf, jedoch ist die Dichte beider Kraftstoff niedriger, woraus sich ein höherer volumetrischer Verbrauch ergeben könnte. Da beide Kraftstoffe aber aromatenfrei sind und daher geringere Ruß-Emissionen erwarten lassen, besteht das Potential den Wirkungsgrad zu steigern, um den volumetrischen Mehrverbrauch zu kompensieren.

Zusätzlich zu den definierten Extrema, sollen auch moderate Mischungen mit Diesel untersucht werden. Das Mischungsverhältnis wurde für jede der Mischungen zu 80 % Diesel und 20 % des Kraftstoffes gewählt. Ausschlaggebend hierfür war die Anforderung eine nahezu EN 590 konforme Mischung bezüglich Viskosität und auch Kraftstoffdichte zu realisieren. Schlussendlich ergeben sich somit, inklusive Diesel als Referenz, fünf zu untersuchende Kraftstoffe.

Experimenteller Aufbau und Versuchsbedingungen

Der verwendete Einzylinder Motor besitzt ein Einspritzsystem, das aus Serien-Komponenten gebaut wurde, bestehend aus einem Bosch Piezoinjektor und einer Denso Hochdruckpumpe. Außerdem wurde eine konventionelle ω-Mulde verwendet, welche zusammen mit der Düsengeometrie für optimale Luftausnutzung optimiert wurde. Das Verbrennungssystem ist für eine spezifische Leistung von 80 kW/l und Zylinderspitzen-drücke von bis zu 190 bar ausgelegt. Nähere Informationen zum Einzylinder Motor können einer Vielzahl an Veröffentlichungen entnommen werden [47,48]. In Tabelle 3 sind die Eckdaten des Motors aufgelistet.

Für die Messungen des Zylinderdruckes wurde ein Druckquarz vom Typ Kistler 6041 zwischen Einlass und Auslass im Brennraumdach verbaut. Die Aufnahme der Daten erfolgte über einen Messverstärker vom Typ Kistler 5011 und dem FEV Combustion Analysis System (FEVIS) Folgende Emissionsanalysesysteme wurden genutzt.

HC:	Flammenionisationsdetektor (FID)	(Rosemount NGA 2000)
O_2:	Paramagnetischer Sauerstoffanalysator	(Rosemount NGA 2000)
CO:	Infrarot-Gasanalysator	(Rosemount NGA 2000)
CO_2:	Infrarot-Gasanalysator	(Rosemount NGA 2000)
NO_X:	Chemilumineszenzanalysator	(Eco Physics 700 EL ht)

Um die Ruß-Emissionen zu messen, wird die Filterpapiermethode verwendet und mittels des AVL 415 Smokemeter bestimmt und danach auf die indizierten, spezifischen Ruß-Emissionen umgerechnet [49]. Des Weiteren verfügt der Motor über gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung (AGR). Dabei wird das Abgas im Kompensationsvolumen des Abgastrakts entnommen, über einen Kühler geleitet und dem Kompensationsvolumen des Einlass zugeführt, sodass eine gute Durchmischung mit der Frischluft erreicht wird. Die AGR-Rate wird dabei über ein Ventil eingestellt und durch eine Sauerstoffmessung im Ansaugkrümmer bestimmt. Die Kalibration der Motorparameter Ladedruck, Einspritzdruck und Verbrennungsschwerpunkt wurde bereits in vorherigen Untersuchungen für EN590 Diesel für die untersuchten Lastpunkt optimiert [48].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 3: Eckdaten Diesel Einzylinder Forschungsmotor

Bohrung	mm	75
Hub	mm	88.3
Hubvolumen	cm^3	390
Anzahl Ventile		4
Integrierte Drallzahl bei vollem Ventilhub		1.18
Verdichtungsverhältnis	1	15
Muldendurchmesser	mm	48
Unterer Muldendurchmesser	mm	36.5
Mittlerer Zylinderspitzendruck	bar	220
Maximaler Einspritzdruck	bar	2200
Kraftstoff Injektor		Bosch CRI 3.20
Düsengeometrie		8-Loch; 109 µm, 153°

Für die Untersuchungen am Einzylinder Forschungsmotor wurden drei repräsentative Lastpunkte ausgewählt. Diese sind Tabelle 4 zu entnehmen.

Tabelle 4 Ausgewählte Lastpunkte

	Drehzahl / 1/min	Indizierter Mitteldruck / bar	Ladedruck / bar	Einspritzdruck / bar
Lastpunkt 1	1500	4.3	1.07	1000
Lastpunkt 2	1500	6.8	1.5	1200
Lastpunkt 3	2400	14.8	2.6	1600

Herausforderung für die Motorsteuerung

Mit der Kenntnis über die chemische Zusammensetzung und die physikalischen Eigenschaften der Kraftstoffe konnte bereits eine erste Abschätzung zu den Verbrennungscharakteristika sowie der resultierenden Emissionierung gegeben werden. Um die Herausforderungen an eine Motorsteuerung/-regelung detaillierter ableiten zu können und die Untersuchungen mit dem Konzept der digitalen Einspritzratenregelung (DiCoRS) zu motivieren, werden im Folgenden zuerst Testergebnisse diskutiert, welche mit den ausgewählten Kraftstoffen, jedoch ohne eine aktive Regelung durchgeführt wurden.

Dazu wurden für alle FTF, deren Blends sowie Diesel als Reinstoff die Einspritzcharakteristik, die Einspritzzeiten und Mengen konstant gehalten. Die Einspritzcharakteristik setzt sich aus einer Voreinspritzung sowie einer Haupteinspritzung zusammen und wurde für jeden der drei genannten Lastpunkte (LP) für den Betrieb mit Diesel optimiert. Es wurden Messungen ohne AGR und mit AGR durchgeführt, wobei Letztere auf das Erreichen des Euro 6 NO_x-Emissionsniveaus kalibriert wurden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3-5 dargestellt. Auf der linken Seite der Diagramme ist die Untersuchung ohne AGR und auf der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rechten Seite die mit AGR abgebildet. Es sind jeweils die Brennrate, der Druckverlauf als auch die elektrische Ansteuerung des Injektors dargestellt.

Die zuvor prädizierten Verbrennungscharakteristika sind teils deutlich zu erkennen. Die beschriebene hohe Zündwilligkeit von FTF2 zeigt sich bei LP1 und LP2 teils deutlich in einem sehr kurzen Zündverzug im Vergleich zu Diesel. Durch die Nutzung von AGR vergrößert sich der Unterschied im Vergleich zu Diesel weiter auf bis zu 10 °KW. Auch Blend2 zeigt diese Tendenz. Durch den geringen Zündverzug von FTF2 ist ebenfalls eine stärkere Wärmefreisetzung durch die Piloteinspritzung im Vergleich zu Diesel festzustellen, was zu einem höheren Kompressionsenddruck führt.

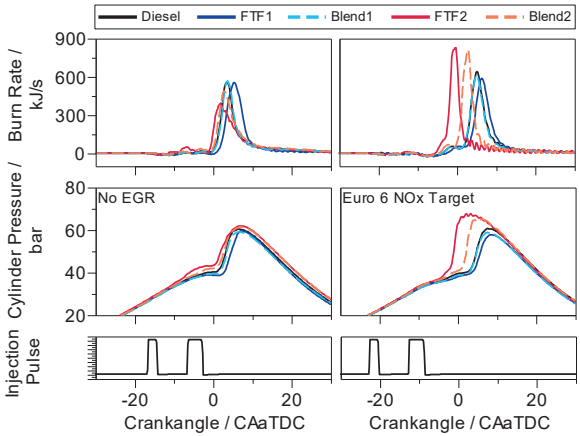


Abbildung 3: Vergleich der Kraftstoffe für eine Referenz-Einspritzung in LP1 (Drehzahl: 1500 1/min, PMI: 4.3 bar bei Diesel)

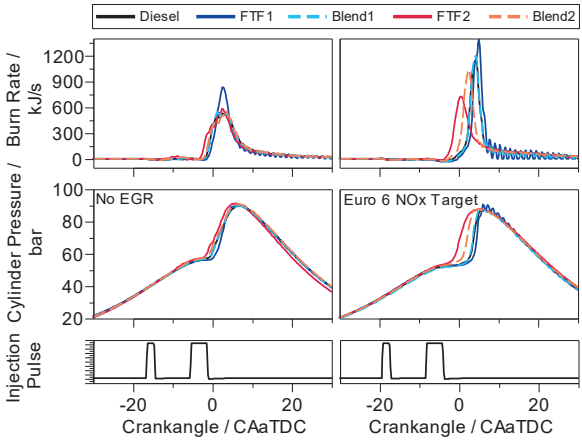


Abbildung 4: Vergleich der Kraftstoffe für eine Referenz-Einspritzung in LP2 (Drehzahl: 1500 1/min, PMI: 6.8 bar bei Diesel)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ebenfalls auffällig ist, dass der Kraftstoff mit der höchsten Cetanzahl (FTF2) im Falle des niedrigsten Lastpunkts mit AGR die höchste Brennrate zeigt, da in der Regel eher Kraftstoffe mit niedriger Cetanzahl durch den höheren Anteil vorgemischten Kraftstoffs die größere Brennrate zeigen. Grund hierfür könnten die niedrigen Zylindertemperaturen des niedrigen Lastpunkts sein. Dadurch kann die gesamte Kraftstoffmenge vor Einsetzen der Zündung eingespritzt werden, wodurch viel Kraftstoff homogenisiert werden kann. Durch das Hinzufügen von AGR muss zudem früher und somit bei niedrigeren Temperaturen eingespritzt werden, wodurch noch mehr Zeit zur Homogenisierung vorhanden ist. Durch die hohe Reaktivität von FTF2 beginnt die Verbrennung bereits vor dem oberen Totpunkt wodurch schnell sehr hohe Drücke auftreten, welche den Zündverzug des restlichen, unverbrannten Kraftstoffs, stark reduziert und somit entzündet sich dieser schlagartig. Durch die höheren Temperaturen als Folge des hohen Drucks erhöht sich ebenfalls die laminare Brenngeschwindigkeit was den Effekt der höheren Brennraten weiter unterstützt.

Im Gegensatz dazu hat FTF1 eine sehr geringe Zündwilligkeit, was sich im Vergleich zu Diesel in einem längeren Zündverzug äußert. Die genannten Effekte führen außerdem zu einer sukzessiven Erhöhung des direkten Verbrennungsgeräusches von 80.1 dB mit FTF1 zu 81.1 dB mit Diesel und 83.0 dB mit FTF2 bei der Untersuchung mit AGR.

In LP2 sieht man hingegen den erwarteten deutlichen Anstieg der vorgemischten Verbrennung und damit der maximalen Brennrate von FTF1 durch den längeren Zündverzug, insbesondere in Verbindung mit AGR. Dies führt vor allem zu einem erhöhten direkten Verbrennungsgeräusch. Im Beispiel ohne AGR von einem Referenzwert mit Diesel von 80.6 dB zu 85.2 dB mit FTF1. In den Untersuchungen mit AGR steigt das Geräusch von 82.4 dB mit FTF2, zu 85.1 dB mit Diesel bis zu 86.2 dB mit FTF1. Auch hier zeigen die moderaten Mischungen mit Diesel diese Tendenzen. Sowohl bei FTF1 und FTF2 sowie den dazugehörigen Mischungen führen die Effekte außerdem zu einer teilweise stark veränderten Verbrennungslage, was sich auf die Effizienz der Verbrennung, sowie durch das veränderte lokale Temperaturniveau auch auf die NO_x-Emissionen auswirken kann.

In Abbildung 5 sind die Ergebnisse des LP3 zusehen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die unterschiedlichen Verbrennungscharakteristika nicht so intensiv ausgebildet sind wie bei LP1 und LP2. Leichte Unterschiede im Zündverzug sowie eine überhöhte Brennrate bei FTF1 sind zu erkennen, welche auch hier zu einer Geräuschzunahme im Beispiel ohne AGR von 86.9 dB mit Diesel zu 89.9 dB mit FTF1 führen.

Die geringeren Unterschiede im Zündverzug sind vor allem mit dem Einfluss des chemischen Zündverzuges zu begründen, da dieser stark Temperatur- und Druckabhängig ist. Durch die hohen Zylindertemperaturen und Drücke von LP3 nähern sich die chemischen Zündverzugszeiten aller untersuchten Kraftstoffe an und sind generell sehr gering. Dadurch spielen die Kraftstoffeigenschaften nur noch eine untergeordnete Rolle und die Verbrennung, sowie die Zündverzüge aller Kraftstoffe sind näherungsweise gleich. Lediglich bei FTF1 ist eine Spitze in der Brennrate durch den größeren Teil vorgemischter Verbrennung zu sehen. Diese könnte in dem niedrigen Siedeverlauf des Kraftstoffs begründet sein, wodurch sich mehr Kraftstoff mit der Luft vermischen kann.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

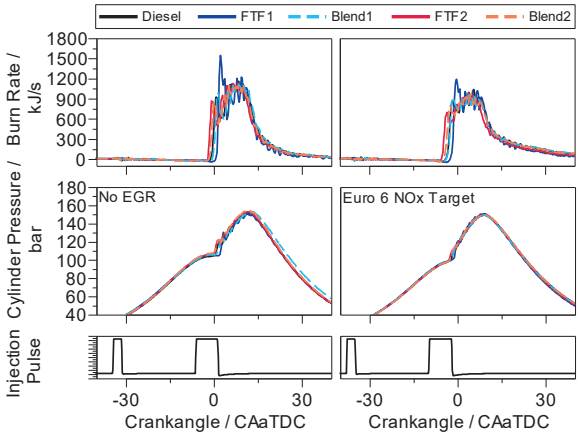


Abbildung 5: Vergleich der Kraftstoffe für eine Referenz-Einspritzung in LP3 (Drehzahl: 2400 1/min, PMI: 14.8 bar bei Diesel)

Aus den bisher beschriebenen Erkenntnissen können somit folgende Herausforderungen an die neuartige Motorsteuerung/-regelung abgeleitet werden:

- Unterschiedliche Zündwilligkeiten sowie Gemischbildungsraten führen zu unterschiedlichen Zündverzügen und damit zu einem veränderten Beginn der Verbrennung
- Gleichzeitig wird durch den erhöhten Zündverzug oftmals eine stärkere vorgemischte Verbrennung provoziert. Eine Geräuschzunahme ist zu erkennen.
- Außerdem wird die Verbrennungslage stark beeinflusst. Dies hat nach [50] einen nicht zu vernachlässigen Einfluss auf die Effizienz der Verbrennung
- Die Emissionierung, welche sich aufgrund der unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften bereits von Diesel unterscheidet, wird mit einer Steuerung der Einspritzung unkontrollierbar
- Bei Niedrig- und Teillastpunkten ist der Einfluss der Kraftstoffeigenschaften stärker sichtbar. Bei Hochlastpunkten ist der Einfluss wegen des teils erhöhten Brennratenmaximums und damit gestiegenen direkten Verbrennungsgeräusch ebenfalls nicht zu vernachlässigen

Mit diesen Anforderungen können im Folgenden aktuelle Steuerungs- und Regelungskonzepte für den Einsatz mit zukünftigen Kraftstoffen bewertet werden.

Reine kennfeldbasierte Steuerungskonzepte – also das situationsabhängige Abrufen der im Vorfeld festgelegten und im Steuergerät abgelegten Stellwerte während der Fahrt – wie sie noch in vielen Serienfahrzeugen zu finden sind, eignen sich nicht mehr für die Anwendung unter Berücksichtigung zuvor genannter Erkenntnisse. Auch eine maßgeschneiderte Kalibrierung dieser Kennfelder für eine gewisse Anzahl an vordefinierten Kraftstoffen ist aufgrund der erwähnten Diversitäten, begründet in dem Produktionsprozess, der zu erwartenden Kraftstoffderivate auf dem Markt, sowie der unkontrollierten Beimischung mit Diesel nicht zielführend. Zu groß ist hier der Aufwand, um möglichst viele Kraftstoffvariationen zu berücksichtigen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine Alternative zur Steuerung der Stellorgane stellt die Regelung dar. Vorteilhaft ist hierbei nicht nur der geringere Kalibrieraufwand. Auch sich während des Motorbetriebs ändernde Bedingungen, Langzeiteffekte und Störungen, die bei einer Steuerung unberücksichtigt bleiben, können durch eine Regelung kompensiert werden. Während die Stellorgane des Luftpfades aufgrund der geringeren Komplexität und besseren Messbarkeit bereits häufig in einen geschlossenen Regelkreis integriert sind, wird die Einspritzung bislang größtenteils gesteuert [51,52]. Wie in [53] dargelegt, beschränken sich viele Regelungsansätze bisher auf lediglich eine oder wenige Regelgrößen, um eine Steuerung zu unterstützen. Die verbreitetsten Strategien sind die Regelung des 50%-Umsatzes der Wärmefreisetzung (α_{X50}), beziehungsweise des Verbrennungsschwerpunktes (α_{Q50}) oder auch des indizierten Mitteldrucks [54].

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse zuvor ist ersichtlich, dass eine Einregelung des α_{X50} oder auch α_{Q50} zwar die Lage der Verbrennung korrigieren würde, jedoch aufgrund der unterschiedlichen Zündwilligkeiten, weiterhin der generelle Verlauf der Verbrennung nicht der Vorgabe entsprechen würde. Dadurch würden sich unterschiede in den Emissionen und im Verbrennungsgeräusch ergeben. Ein steiler Druckanstieg hat beispielsweise neben einer Erhöhung des Verbrennungsgeräusches ebenfalls höhere NO_x Emissionen zur Folge, da in der Regel höhere Spitzendrücke und somit höhere Temperaturen erreicht werden. Untersuchungen zum Potential einfacher Charakteristik-Regelungen im Zusammenhang mit synthetischen Kraftstoffen ist [13] zu entnehmen.

Notwendig ist daher ein Regelungskonzept welches ermöglicht, sowohl mit Diesel, als auch möglichen Kraftstoffderivaten und Mischungen, robust eine gewünschte Verbrennungsform einzuhalten. Dies würde gleichzeitig die Kontrolle der Effizienz und des Verbrennungsgeräuschs ermöglichen, sodass die Vorteile der Kraftstoffe zur Reduktion der Emissionen genutzt werden können, ohne ungewünschte Nebeneffekt unberücksichtigt zu lassen.

Das Konzept des Digital Combustion Rate Shaping

Konventionelle Regelungskonzepte sind für die zukünftige Applikation von E-Fuels nur eingeschränkt zu empfehlen, da sich einzelne Charakteristiken der Verbrennung weiterhin voneinander unterscheiden können. Ein neuartiges Regelungskonzept, basierend auf dem Ansatz von DiCoRS, kann hier eine Lösung bieten. Vor allem im Hinblick auf unvorhersehbare Kraftstoffzusammensetzungen im Kraftstofftank garantiert dieser Ansatz weiterhin eine zuverlässige Regelung aller Zielwerte, ohne dass die Kraftstoffzusammensetzung weder bei der initialen Motorkalibrierung, noch während des anschließenden Fahrzeugbetriebs bekannt sein müssen.

Die entscheidende Abgrenzung von DiCoRS zu den konventionellen innermotorischen Regelungskonzepten ist die verwendete Regelgröße. Im Gegensatz zu einer Verbrennungslagen- oder PMI-Regelung wird keine Optimierung von zuvor kalibrierten Einspritzverläufen durchgeführt, um auf einzelne Kennwerte zu regeln. Vielmehr regelt DiCoRS auf einen vollständig vordefinierten kurbelwinkelaufgelösten Verlauf der Verbrennung. Somit nutzt DiCoRS den maximalen Freiheitsgrad einer Verbrennungsregelung aus.

Aus dieser Betriebszustand-abhängigen Vorgabe der optimalen Verbrennung errechnet ein Vorsteuer-Algorithmus automatisiert die dazugehörige, notwendige Einspritzrate, inklusive der Anzahl der Einspritzungen, der elektrischen Ansteuerzeiten und Einspritzmengen. An dieser Stelle ist anzumerken, dass diese Vorgehensweise in einer Verlagerung der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

konventionellen Motorkalibrierung, von der Definition des Einspritzverlaufes auf die Vorgabe eines idealen Verbrennungsverlaufs resultiert. Zeitgleich wird der Kalibrieraufwand drastisch reduziert und das angestrebte thermodynamische Optimum zuverlässiger gefunden [55].

Die prinzipielle Grundstruktur der digitalen Verbrennungsratenregelung ist in Abbildung 6 dargestellt. Abhängig von Fahrsituation und Motorzustand werden zunächst die gewünschte Sollverbrennung, sowie die dazugehörigen thermodynamischen Prozessgrößen, vorgegeben. Dabei sind insbesondere die Zustandsgrößen des Luftpfades, wie z.B. Ladedruck, -temperatur und AGR-Rate zu beachten. Durch den modellbasierten DiCoRS-Regler wird anschließend die zu dieser Verbrennung zugehörige Einspritzung berechnet, in Form eines Bestromungssignals an den Injektor gesandt und in den Brennraum eingespritzt. Die tatsächliche Verbrennung wird mithilfe eines Zylinderdrucksensors kurbelwinkelaufgelöst gemessen und per Druckverlaufsanalyse im Steuergerät aufbereitet. Durch Vergleich der gemessenen Verbrennung mit der Sollverbrennung kann im Folgezyklus die Berechnung des DiCoRS-Reglers angepasst und auf diese Weise der gewünschte Einspritzverlauf eingeregelt werden.

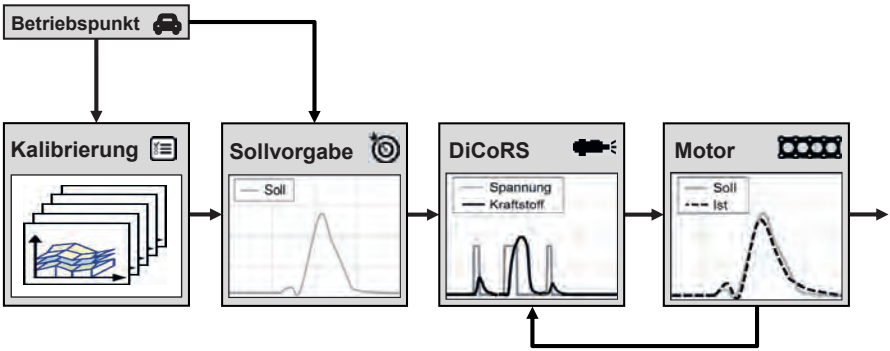


Abbildung 6: Grundstruktur der digitalen Verbrennungsratenregelung

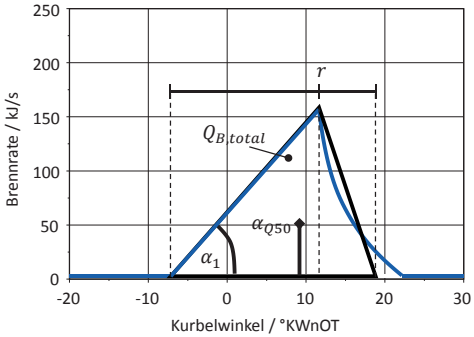
Der Regelungsalgorithmus selbst basiert auf semi-physikalischen Modellen. Dadurch wird der Kalibrieraufwand des Reglers minimiert und dessen Robustheit optimiert. Die Reglerarchitektur beinhaltet eine Reihe von Untermodellen. Das Kernstück ist ein inverses Wärmefreisetzungsmodell, welches den vorgegebenen Soll-Verbrennungsverlauf in ein hydraulisches Kraftstoff Einspritzprofil überträgt. Ein Injektor Modell transferiert schließlich das hydraulische Einspritzprofil in ein elektrisches Pulssignal, welches zur direkten Aktuierung des Kraftstoffinjektors dienen kann. Eine detaillierte Beschreibung der Funktionen und des gesamten Regelungsprozesses ist [53,56] zu entnehmen. Das angestrebte Soll-Verbrennungsverhalten kann durch unterschiedliche Zustandsverläufe definiert werden, z.B. durch den Zylinderdruckverlauf, den Zylindertemperaturverlauf oder auch durch den Wärmefreisetzungsverlauf. Dies ist möglich, da die verschiedenen Zustände über thermodynamische Grundgleichungen voneinander abgeleitet werden können. Die Wahl der zugehörigen Verbrennungskenngrößen ist von hoher Bedeutung um die thermodynamischen Vorteile ausnutzen zu können.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für den Einsatz in einem ganzheitlichen Regelungskonzept für E-Fuels wird der Sollverlauf durch die Brennrate – dem zeitlichen Verlauf der Wärmefreisetzungsänderung – definiert. Im Gegensatz zu dem Druckverlauf als Sollgröße, beinhaltet der Brennverlauf mehr direkt korrelierende und ungefilterte Informationen über den physikalischen Verbrennungsvorgang. Für die direkte Regelung der Verbrennung ist dieser daher gut eignet. Zudem ist neben Verlauf und Intensität der Verbrennung auch eine detailliertere Manipulation einzelner thermodynamisch relevanter Größen, wie dem Brennratenmaximum, dem Verbrennungsschwerpunkt oder auch der kumulierten freigesetzten Energie möglich. Hinzu kommt die Möglichkeit der besseren Modellierung des Ausbrandes.

Zur Definition des initialen Sollverlaufes werden Erkenntnisse aus [57] berücksichtigt. Dort wurde die Brennrate hinsichtlich der wichtigsten thermodynamischen Größen untersucht und als Ergebnis eine bezüglich Emissionen „ideale Wärmefreisetzung“ präsentiert. Laut den Aussagen in [57] könne die ideale Wärmefreisetzung durch eine Dreieckform mit möglichst moderatem Anstieg und steilem Abfall gebildet werden. Diese einfache Beschreibung mit wenigen Stellgrößen deckt sich mit den grundlegenden Voraussetzungen, welche an das Regelungskonzept und dessen Kalibrieraufwand gestellt werden und sollte daher nicht komplexer gestaltet werden.

In Abbildung 7 ist eine Erweiterung der idealen Verbrennung nach [57] dargestellt. Mit dem Steigungswinkel α_1, dem Flächeninhalt der Brennrate $Q_{b,total}$, und dem Flächenschwerpunkt α_{Q50} sowie einem weiteren Faktor r ist die Lage und Form des Dreiecks eindeutig bestimmt und die Soll-Brennrate kann berechnet werden. Der Flächeninhalt des Dreiecks $Q_{b,total}$ entspricht hierbei der Gesamtwärmefreisetzung und ist somit durch die Lastanfrage des Fahrers bestimmt. Der Flächenschwerpunkt α_{Q50} bestimmt die Lage des Dreiecks. Beide Größen werden direkt durch einen gekoppelten Drehmomentenpfad aus dem geforderten Drehmoment abgeleitet. Der r-Faktor stellt hierbei das Verhältnis zwischen steigendem und fallendem Schenkel dar und soll vereinfacht ein Merkmal für homogen oder diffusiv geprägte Verbrennungen darstellen. Um einen realistischeren Ausbrand der Verbrennung zu definieren, wurde der fallende Schenkel des Dreiecks nach dem Vorbild des Ersatzbrennverlaufes von Vibe et al. [58] ersetzt.



$Q_{b,total}$ = Gesamtenergie
α_{Q50} = Verbrennungsschwerpunkt
α_1 = Winkel der steigenden Flanke
r = Anteil diffusiver- zu homogener Verbrennung

Abbildung 7: Soll-Brennrate und die zu deren Berechnung notwendigen Parameter

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusätzlich ist es möglich das Maximum der Brennrate zu begrenzen und somit in ein Plateau umzuformen. Dies ermöglicht eine Limitierung des direkten Verbrennungsgeräusches, da die maximale Brennrate in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der Verbrennungslage, entscheidenden Einfluss auf das Geräusch hat.

Mit dieser Geometrie ist eine einfache Berechnung der Soll-Brennraten mit ausgewählten Stellgrößen festgelegt und eine starke Reduktion der Kalibrierparameter realisiert. Die bereichsweise nicht physikalische Form der definierten Brennrate musste jedoch gesondert im Regelungsalgorithmus berücksichtigt werden. Dies betrifft vor allem den geradlinig verlaufenden, teils sehr flachen Anstieg und den komplex zu prädizierenden Ausbrand. Um dem gerecht zu werden, wurden kurbelwinkelaufgelöste Toleranzbänder definiert, welche sich über die Methode der geregelten Adaption von Zyklus zu Zyklus adaptiv verkleinern, bis die geringste, physikalisch realisierbare Abweichung erreicht ist. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass gewisse kontrollierte Abweichungen zugelassen werden können. Zusätzlich wird parallel und kontinuierlich der Schwerpunkt als auch die Gesamtenergie und somit das angefragte Motormoment nachgeregelt.

Untersuchungen zu den thermodynamischen Vorteilen des DiCoRS-Ansatzes wurden in der Vergangenheit detailliert mit Diesel als Kraftstoff durchgeführt und in [55,59] diskutiert. Diese Untersuchungen zielten vor allem auf die generelle Demonstration von Emissionsvorteilen und der Modellgüte des Konzeptes ab.

Eine Besonderheit des DiCoRS Ansatzes ist das Potential in weiten Wirkungsbereichen das Verbrennungsgeräusch von den Ruß-Emissionen zu entkoppeln. Da das Brennraten-maximum vor allem mit dem direkten Verbrennungsgeräusch korreliert, kann durch die Kalibrierung des Maximums der Geräuschpegel direkt eingestellt werden. Zugleich kann der Kraftstoffeinspritzdruck als zusätzlicher Freiheitsgrad genutzt werden, um die Rußbildung deutlich zu reduzieren. Jedoch führt eine Erhöhung des Einspritzdruckes auch zu einem größeren Anteil vorgemischter Verbrennung, welche typischerweise in einem höheren Verbrennungs-geräusch resultiert. Durch das DiCoRS-basierte Regelungskonzept wird dies vermieden, da die Wirkung eines erhöhten Einspritzdrucks auf den Verbrennungsverlauf als Störgröße erkannt wird und durch entsprechende Regelungseingriffe am Kraftstoff-einspritzprofil kompensiert wird. Dadurch kann der Geräusch/Ruß-Zielkonflikt entschärft werden. Dieser Vorteil kann wiederum direkt als Verbrauchsvorteil aufgrund längerer DPF-Regenerationsintervalle oder auch zur Reduktion der NO_x Emission durch erhöhte AGR-Verträglichkeit genutzt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ergebnisse vom Einzylinderforschungsmotor

Die genannten Eigenschaften und Vorteile des DiCoRS Ansatz motivieren die nachfolgenden Untersuchungen zu einer Applikation des Regelkonzeptes mit zukunftsfähigen Kraftstoffen. Diese Kombination ermöglicht die Ausnutzung des vollen Potentials der Kraftstoffe, wie eine Reduktion der Kohlenstoffdioxide sowie ein verminderter Schadstoffausstoß. Zur gleichen Zeit werden die zusätzlichen Vorteile der Regelung ausgenutzt.

Mit den nachfolgenden Ergebnissen soll weiterhin demonstriert werden, dass der Regelungsalgorithmus auch ohne eine Kalibration auf variierende Kraftstoffspezifikationen ein akzeptables Regelverhalten bei unterschiedlichsten Kraftstoffmischungen erreichen kann. Da die ausgewählten Kraftstoffe jeweils die Extrema des Produktionsprozesses darstellen, wäre eine erfolgreiche Regelung dieser ein ausreichender Indikator für die große Bandbreite an Einsatzmöglichkeiten. Durch den Einsatz der DiCoRS Regelung ist es zudem erstmals möglich verschiedene Kraftstoffe bei einer fixierten, gleichbleibenden Brennrate zu vergleichen. Dies ermöglicht eine nahezu form- und lageunabhängige Aussage über die Emissionierung der Kraftstoffe.

In Abbildung 8 ist zuerst eine Demonstration des Regelverhaltens bei den genannten Lastpunkten mit Diesel als Kraftstoff illustriert. Zusätzlich wurde eine Variation der AGR-Rate durchgeführt. In den Diagrammen sind zum einen der vordefinierte Sollbrennverlauf, welcher als Zielgröße dient, sowie der daraus errechnete Solldruckverlauf dargestellt. Die Sollbrennrate ist hinsichtlich ihrer Emissionierung und Effizienz für den gewählten Lastpunkt optimiert. Weiterhin sind die gemessenen Verbrennungs- und Druckverläufe inklusive der, vom DiCoRS Regler eingestellten und per Strommesszange abgegriffenen elektrischen Spannungsverläufe des Injektors dargestellt. Die einzelnen Einspritzungen kann der Regler in ihren Ansteuerzeiten, Mengen und Abständen unter Einhaltung einer gewissen minimalen Einspritzmasse und eines minimalen Einspritzabstandes frei bestimmen. Diese Größen sind direkt abhängig von der Leistungsfähigkeit des Injektors und beeinflussen die Anzahl der möglichen Einspritzungen pro Zyklus und somit auch die Flexibilität des Regeleingriffs.

Es ist zu erkennen, dass der DiCoRS Regler die reale Verbrennung der Sollvorgabe sehr genau annähern kann. Wie schon beschrieben sind kleine Abweichungen aufgrund von nicht physikalischen Vorgaben, sowie des limitierten Injektorverhaltens zulässig und kontrolliert. Anhand der dargestellten Einspritzverläufe ist zu erkennen, dass der Regler physikalisch korrekt auf eine Erhöhung der AGR-Rate reagiert. Je höher die AGR-Rate desto größer wird der Zündverzug. Dementsprechend verschiebt der Regelalgorithmus automatisiert während des Betriebs die Einspritzung in Richtung früh. Dadurch werden die einzelnen Einspritzungen weiter auseinander gezogen, was die Möglichkeit eröffnet, eine weitere Einspritzung hinzuzufügen. Dies nutzt der Regler, je nach vorherrschenden Bedingungen auch teilweise aus.

Abbildung 9 zeigt die dazugehörigen Emissionen. Mit steigender AGR-Rate steigen auch die Ruß-, CO- und HC-Emissionen. Der indizierte Mitteldruck sowie die maximale Brennrate und damit auch das Geräusch (CSL), werden in gewissen Toleranzen nahezu konstant gehalten. Generell sind die Emissionen mit dem Ansatz von DiCoRS aufgrund der Entkopplung des Ruß-/Geräusch Zielkonfliktes geringer als mit einer konventionellen Einspritzrate [55].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

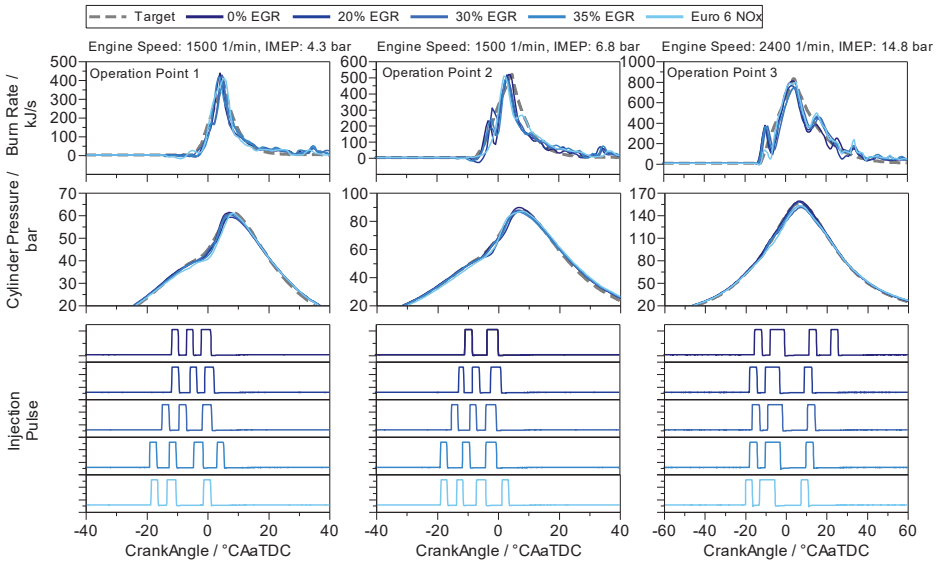


Abbildung 8: Demonstration der Regelgüte anhand von Diesel als Kraftstoff

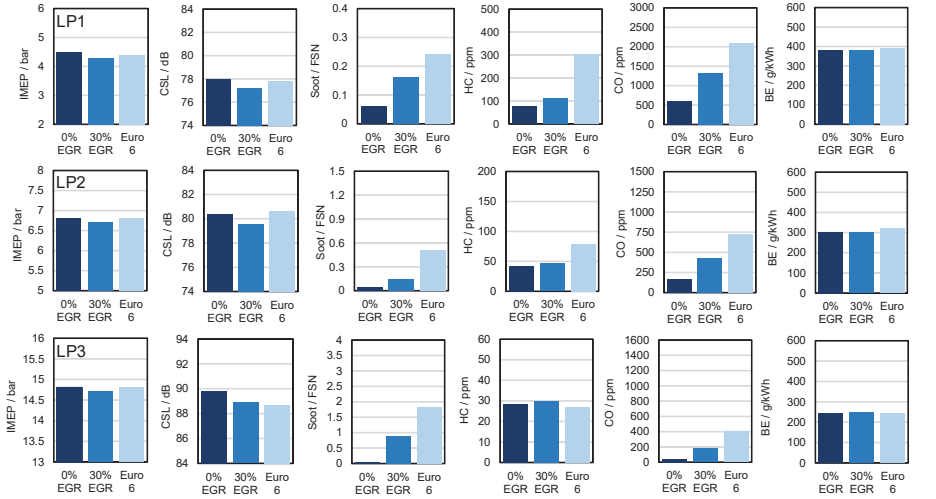


Abbildung 9: Vergleich der Emissionen während einer AGR- und Lastvariation für LP1, LP2 und LP3

In den nachfolgenden Abbildungen 10-21 ist das Regel- und Emissionsverhalten der ausgewählten Kraftstoffe bei unterschiedlicher AGR-Raten dargestellt. Dazu wurden die Sollbrennraten wie zuvor ausgewählt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In Abbildung 10 sind die Ergebnisse des LP1 dargestellt. Trotz der zuvor demonstrierten starken Unterschiede im Verbrennungsverhalten ist es dem Regler möglich, mit einer hohen Güte die Sollverläufe einzuregeln. Sowohl der Start der Verbrennung, als auch die steigende Flanke, das Brennratenmaximum und der Ausbrand werden gut erreicht. Dies resultiert zeitgleich in einem nahezu einheitlichen Verbrennungsschwerpunkt. Die Qualität spiegelt sich auch in den dargestellten Druckverläufen wieder. Während bei Diesel zu jeder AGR-Rate drei Einspritzungen generiert werden, variiert die Anzahl bei den anderen Kraftstoffen zwischen zwei und vier.

Bei der Betrachtung der Einspritzverläufe lässt sich das in Abbildung 3 gezeigte Verhalten der unterschiedlichen Kraftstoffe wiederfinden. Sowohl die Einspritzrate von FTF2 als auch Blend2 werden aufgrund der hohen Zündwilligkeit und des daraus resultierenden kurzen Zündverzuges nach spät verstellt. Bei Blend2, durch den hohen Anteil an Diesel, jedoch etwas weniger stark. Im Gegensatz dazu werden die Einspritzraten von FTF1 sehr weit nach früh verstellt um den langen Zündverzug zu kompensieren. Nur bei der hohen AGR-Raten verstellt der Regler die Einspritzrate von Blend1 weiter nach früh als die FTF1. Dafür wählt er die erste Einspritzung etwas kleiner und die letzte wesentlich größer und verzichtet dadurch auf eine vierte Einspritzung. Dies kann eine Reaktion auf leichte Änderungen im Luftpfad sein, die der Regler somit ausgleicht.

Die Ruß-Emissionen sind, wie zuvor aus den Eigenschaften der Kraftstoffe abgeleitet, bei allen Kraftstoffen im Vergleich zu Diesel insbesondere bei hohen AGR-Raten vergleichsweise niedrig. Das direkte Verbrennungsgeräusch kann entsprechend der Regelgüte auch auf einem ähnlichen Niveau gehalten werden. Bei der Untersuchung ohne AGR verbrennt Blend1 ca. 0.5-1 dB leiser als die anderen Kraftstoffe. Dies kann auf ein geringfügig vermindertes Brennratenmaximum beziehungsweise einen flacheren Druckanstieg im Vergleich zu FTF1 zurückgeführt werden.

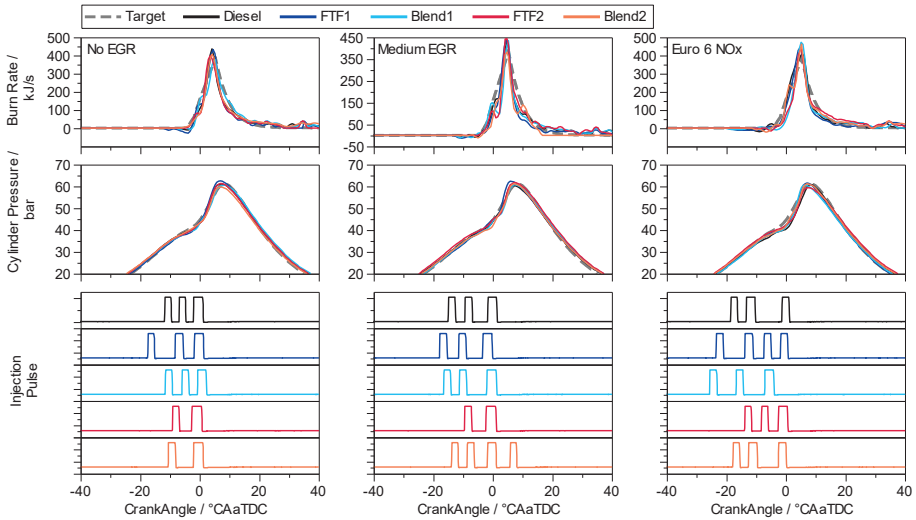


Abbildung 10: Vergleich der Kraftstoffe in LP1 für drei verschiedene AGR-Raten (Drehzahl: 1500 1/min, PMI: 4.3 bar)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

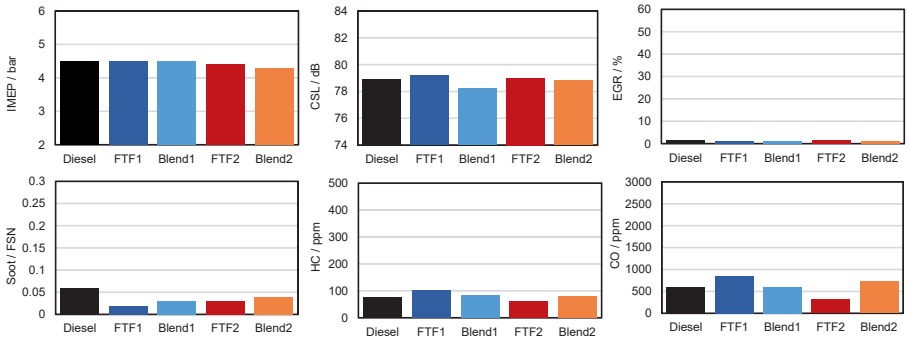


Abbildung 11: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP1 – Keine AGR

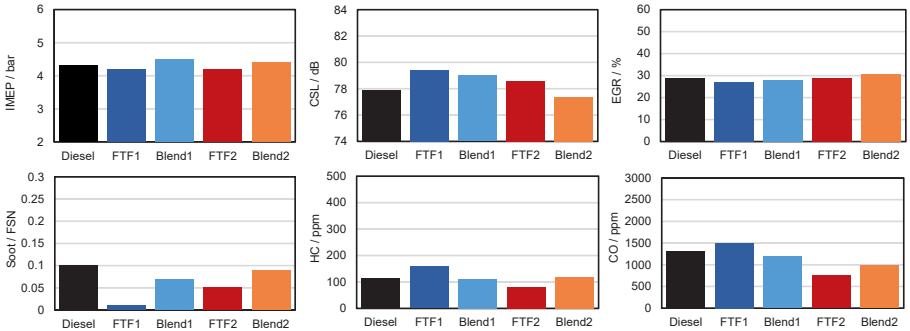


Abbildung 12: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP1 – Mittlere AGR-Rate

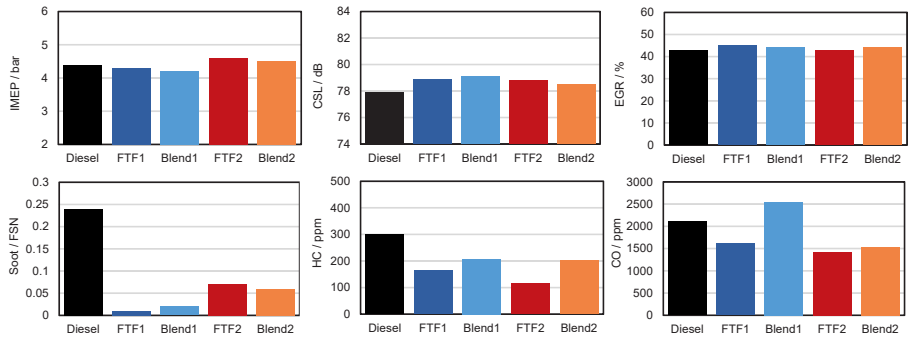


Abbildung 13: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP1 – Euro 6 NO_x-Niveau

In Abbildung 14 sind die Untersuchungen zu LP2 dargestellt. Auch hier werden bei allen AGR-Raten die Sollverläufe gut getroffen. Auffällig ist eine größere Differenz im Ausbrand, dafür eine entgegengesetzte Differenz in der steigenden Flanke der Brennrate. Offensichtlich war es aufgrund physikalischer Randbedingungen oder auch der Limitierungen des Injektor-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

verhaltens nicht möglich, einen flacheren Anstieg und einen verzögerten Ausbrand zu realisieren. Durch die kontrollierte adaptive Verstellung der Toleranzbänder und der zulässigen Abweichungen wurde dennoch für jeden Kraftstoff die gleiche, physikalisch mögliche Brennratenform eingeregelt, welche sich möglichst nah an den Sollverlauf schmiegt. Eine Verschiebung der Einspritzraten entsprechend der Zündwilligkeiten der Kraftstoffe, ist auch hier deutlich zu erkennen. Generell sind die Verschiebungen bei diesem Lastpunkt mit bis zu 5 °KW im Vergleich zu Diesel aber geringer als bei LP1, mit bis zu 9 °KW. Dies deckt sich mit der Beobachtung des reduzierten Einflusses der Kraftstoffeigenschaften mit zunehmender Zylindertemperatur und -druck.

Bei diesem Lastpunkt ist die Reduktion der Ruß-Emissionen sehr ausgeprägt. In Abhängigkeit des rückgeführten Abgases ist eine Reduktion bei FTF1 um bis zu 80 % des Diesel Werts möglich. Bei FTF2 immerhin noch um bis zu 50 %.

Das direkte Verbrennungsgeräusch ist hier aufgrund des höheren Brennratenmaximums, generell ca. 2 dB höher als in LP 1. Ohne AGR und mit hohem AGR-Niveau wird das Geräusch aufgrund der guten Einregelung der Brennrate auf ähnlich niedrigem Niveau gehalten. Mit mittlerer AGR-Rate weist FTF2 ein höheres Geräusch auf. Dies kann unteranderem an dem Auftreten des Brennratenmaximums näher am oberen Totpunkt liegen, da die Lage beziehungsweise das vorherrschende Zylindervolumen zu welchem die Verbrennung auftritt, entscheidenden Einfluss auf das Geräusch hat.

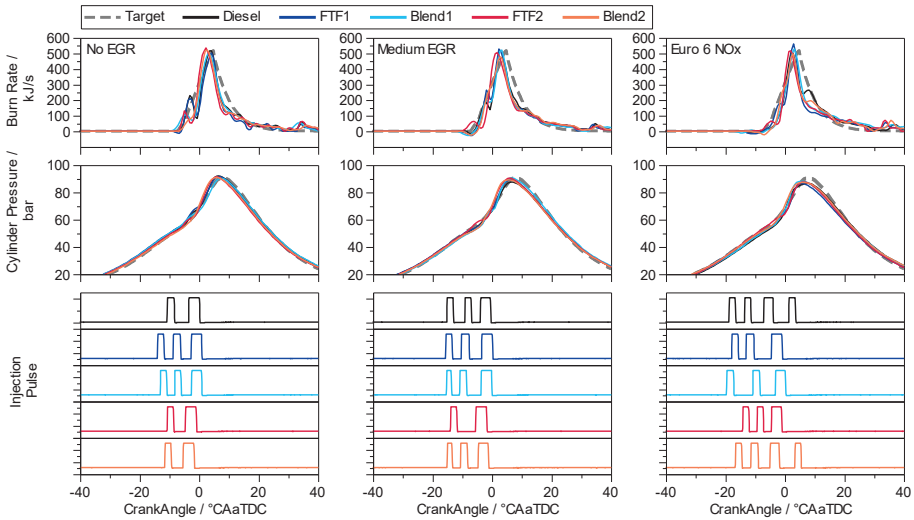


Abbildung 14: Vergleich der Kraftstoffe in LP2 für drei verschiedene AGR-Raten (Drehzahl: 1500 1/min, PMI: 6.8 bar)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

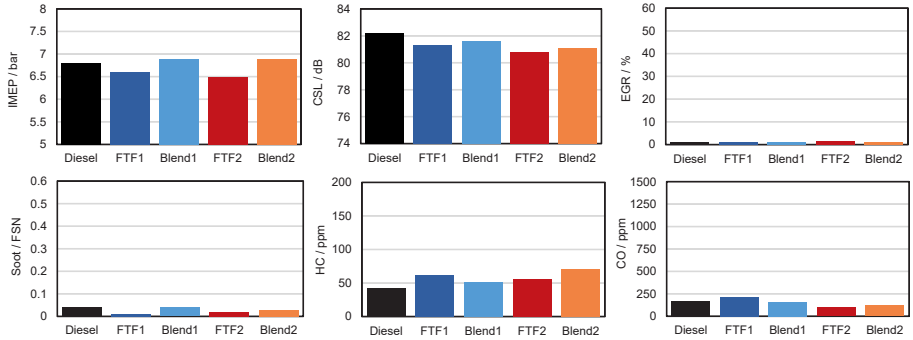


Abbildung 15: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP2 – Keine AGR

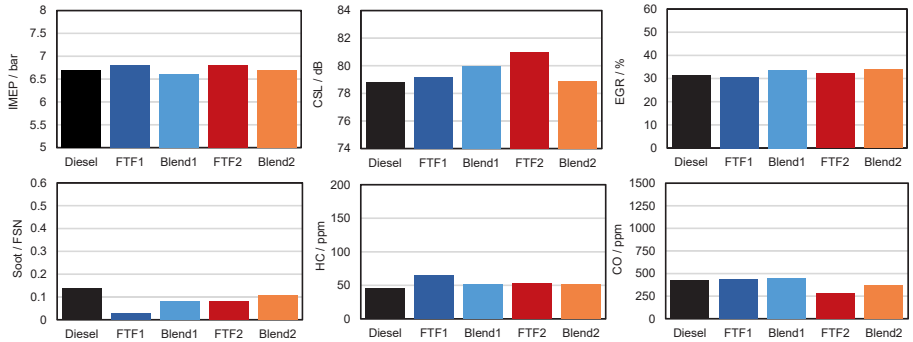


Abbildung 16: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP2 – Mittlere AGR-Rate

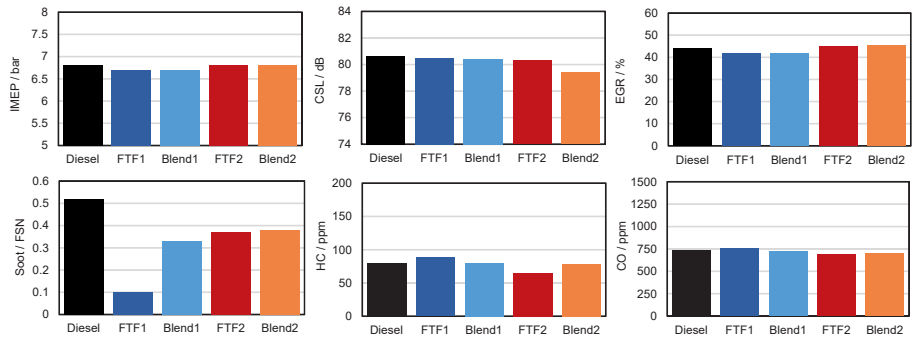


Abbildung 17: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP2 – Euro 6 NO_x-Niveau

Der definierte Sollbrennverlauf für LP3 (Abbildung 18) war aufgrund seines sehr flachen Anstieges, bei entsprechend hoher angeforderter Gesamtenergie, herausfordernd. Unter der Berücksichtigung der Limitierung des Injektorverhaltens und der zulässigen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abweichungen, findet sich für alle untersuchten AGR-Raten und Kraftstoffe eine mehr oder weniger ausgeprägte Vorverbrennung mit anschließender Hauptverbrennung. Im Gegensatz zu den zuvor beobachteten geringen Unterschieden im Zündverzug, ist die Verstellung vor allem bei hohen AGR-Raten doch nennenswert. Dies liegt vor allem an dem flachen Anstieg der Brennrate und dem niedrigen vorgegebenen Brennratenmaximum. Hier kommen zwei Effekte zusammen, welche sich nicht klar voneinander trennen lassen. Auf der einen Seite verlangt die Form der Brennrate eine breitere Aufteilung der Einspritzevents, wodurch die Unterschiede der Verbrennungscharakteristika stärker zu sehen sind. Auf der anderen Seite verlangt die Form eine größere zulässige Toleranz, vor allem im Bereich der steigenden Flanke der Brennrate. Diese Toleranz wird durch den Regler ausgenutzt und eine höhere Diversität der Einspritzraten ist die Folge.

Die Ruß-Emissionen zeigen auch hier ein ähnliches Verhalten wie bei den vorherigen Lastpunkten. FTF1 sowie der entsprechende Blend1 erzielen eine Reduktion auf 22.5 % bzw. 41 %. FTF2 reduziert die Ruß-Emissionen auf ca. 44 % und Blend2 noch auf 63 %.

Aufgrund der hohen Differenz des Brennratenmaximums zwischen LP3 zu LP2 ist die Steigerung des direkten Verbrennungsgeräuschs um ca. 5-8 dB plausibel. Bei diesem Lastpunkt fällt insbesondere der Einfluss der AGR-Rate auf. Mit steigender Rate reduziert sich das Geräusch um 2-3 dB aufgrund der Verlangsamung der Verbrennung. Während die Kraftstoffe bei der Untersuchung ohne AGR noch entsprechend schnell verbrennen konnten und somit die zulässige Toleranz in Richtung höherer Brennratenwerte ausgenutzt haben, wurde es mit höherer AGR-Rate zunehmend schwieriger, die gewünschte Schnelligkeit der Verbrennung aufrecht zu erhalten. Entsprechend sind die Brennratenwerte näher am unteren Toleranzband und der Geräuschpegel entsprechend reduziert.

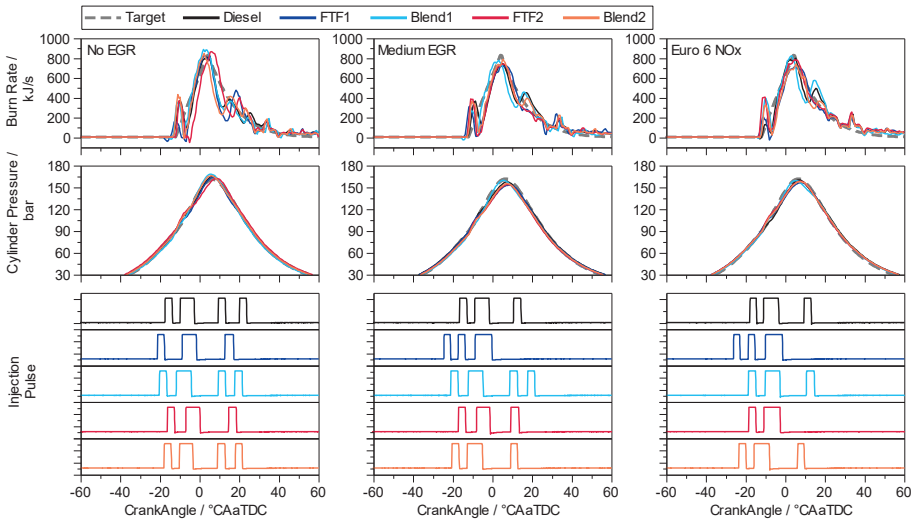


Abbildung 18: Vergleich der Kraftstoffe in LP3 für drei verschiedene AGR-Raten (Drehzahl: 2400 1/min, PMI: 14.8 bar)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

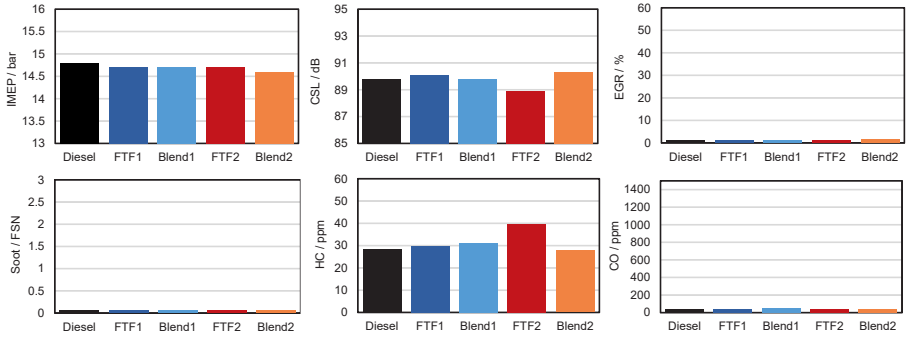


Abbildung 19: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP3 – Keine AGR

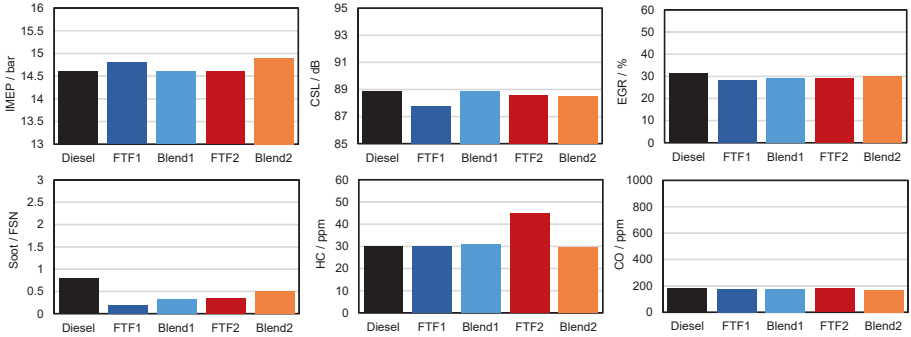


Abbildung 20: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP3 – Mittlere AGR-Rate

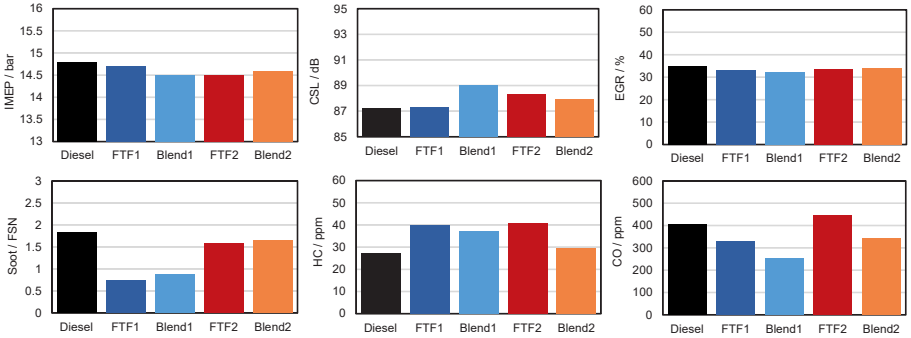


Abbildung 21: Vergleich der Emissionierung der Kraftstoffe in LP3 – Euro 6 NO_x-Niveau

Abschließend wird in Abbildung 22 zusätzlich zu den oben gezeigten Ergebnissen noch der entschärfte Zielkonflikt zwischen Ruß und NO_x dargestellt. Aufgrund des generell sehr geringen Ruß-Niveaus des niedrigen Lastpunktes, wird sich hier aufgrund der Anschaulichkeit auf Lastpunkt 2 und 3 beschränkt. Um die Kurven möglichst detailliert zu

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

definieren, wurde für jeden Kraftstoff eine AGR-Variation mit bis zu acht verschiedenen NO_x-Niveaus untersucht. Es zeigt sich auch hier sehr anschaulich, dass alle untersuchten Alternativen zu Diesel, stark den genannten Zielkonflikt lösen können. Vor allem FTF1 hebt sich hier durch ein sehr niedriges Ruß-Niveau hervor. Diese Resultate lassen sich hinsichtlich zukünftiger Kalibrierstrategien wie folgt interpretieren. Der starke Rußvorteil kann vor allem als eine höhere AGR-Verträglichkeit der alternativen Kraftstoffe gesehen werden. Die AGR-Rate kann wirksam angehoben werden, um die NO_x-Emissionen schon innermotorisch zu reduzieren. Dadurch können SCR Systeme kleiner ausgelegt werden. Folgende Zahlenbeispiele lassen sich anhand der beiden Diagramme durchführen. Im Hinblick auf LP2 und einem zulässigen Ruß-Niveau von 0.8 FSN lassen sich die NO_x-Emissionen von 0.25 g/kWh auf nahezu 0.1 g/kWh bei der Nutzung von FTF1 und immerhin noch 0.14 g/kWh bei dem entsprechenden Blend1 reduzieren. Bei einem Ruß- Niveau von ca. 0.2 FSN ist eine Verringerung von 1.35 g/kWh auf 0.18 g/kWh bei FTF1 und auf 0.6 g/kWh bei Blend1 möglich. In LP3 können ähnliche Reduktionspotentiale analysiert werden. So kann das NO_x-Niveau bei einem Ruß-Wert von 1 FSN von ca. 0.91 g/kWh auf unter 0.55 g/kWh gesenkt werden.

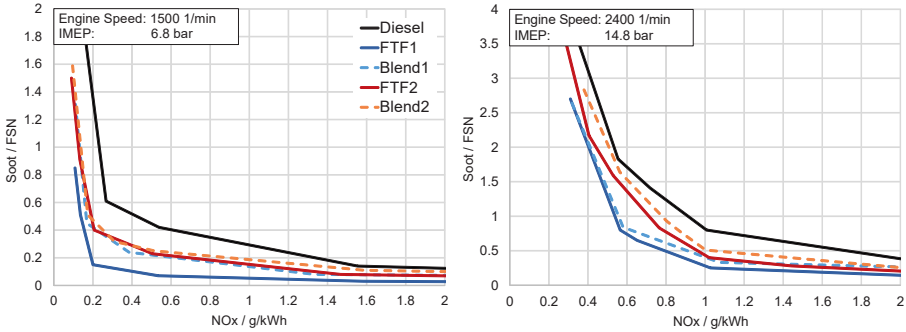


Abbildung 22: Entschärfter Ruß-/NO_x-Zielkonflikt für LP2 und LP3

Schlussfolgerung

In der vorliegenden Veröffentlichung wurden die Potentiale neuartiger E-Fuel Derivate auf Basis eines Prozessansatzes nach dem Fischer-Tropsch-Verfahren und der Hydroformylierung untersucht. Die Kraftstoffe sind sehr vielversprechend hinsichtlich ihres CO_2- und Emissionsreduktionspotentials, unterliegen jedoch produktionsbedingt einer großen Variation der Kraftstoffzusammensetzung.

Um die größtmögliche Variation der Kraftstoffzusammensetzung im Tank und somit der Verbrennungseigenschaften zu untersuchen, wurden die beiden Extrema des Produktionsprozesses ausgewählt, sowie deren Mischungen mit Diesel. Dabei wurde das Einspritzprofil für jeden Kraftstoff durch Anwendung des DiCoRS Reglers angepasst. Durch die Anwendung des Reglers war eine Aussage über das Emissionspotential der Kraftstoffe bei gleichem Verbrennungsablauf und somit gleichem Verbrennungsgeräusch möglich. Dabei konnte eine Reduktion des Ruß-Niveaus auf bis zu 4 % des Niveaus von Diesel gezeigt werden. Diese Entschärfung des Ruß-/NO_x Zielkonfliktes resultiert in einer gesteigerten AGR-Verträglichkeit. Dadurch ergibt sich ein erhebliches Potential, die NO_x-Emissionen innermotorisch zu reduzieren.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bezüglich der Regelgüte des DiCoRS-Konzeptes konnte eine, über alle Kraftstoffe, sowie Last- und AGR-Variationen gute Qualität erreicht werden. Der Regler war jeweils in der Lage die vorgegebene Sollbrennrate einzuregeln. Um das ganzheitliche E-Fuel Regelungskonzept zu vervollständigen ist die Erweiterung des Konzeptes um einen äußeren Regelkreis denkbar. Ein zusätzlicher Einspritzdruck- und AGR-Regler könnten die gezeigte Entschärfung des Ruß-/NO_x Zielkonfliktes optimal nutzen. Je nach Kraftstoffmischung und dazugehörigem Ruß-Potential, kann der Einspritzdruck oder auch die AGR-Rate bedarfsgerecht online nachgeregelt werden, um den idealen Kompromiss zu finden. Ein Koordinator entscheidet fortlaufend über die ideale Strategie.

Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen des Exzellenzclusters „Maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse“ entstanden, das durch die Exzellenzinitiative des Bundes und der Länder zur Förderung von Wissenschaft und Forschung an deutschen Hochschulen gefördert wird. Des Weiteren wurde mit dem „Center for Mobile Propulsion (CMP)“ kooperiert, welches durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft und den Wissenschaftsrat gefördert wird.

Literaturverzeichnis

[1] https://www.co2.earth/ (Zugriff am 24.01.2018).
[2] http://www.zeit.de/wissen/umwelt/2018-01/weltwetterorganisation-2017-klima-erderwaermung (Zugriff am 24.01.2018).
[3] Intergovernmental Panel on Climate Change. Climate change 2014: Mitigation of climate change, Vol. 3., Cambridge University Press, 2015.
[4] https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-emissions (Zugriff am 21.01.2018).
[5] Hawkins, T. R., Singh, B., Majeau-Bettez, G., & Strømman, A. H., Comparative environmental life cycle assessment of conventional and electric vehicles, Journal of Industrial Ecology, 17(1), 53-64, 2013.
[6] Sterner, M., & Stadler, I., Energiespeicher-Bedarf, Technologien, Integration. Kapitel 12: Vergleich der Speichersysteme, Springer-Verlag, 2014.
[7] Leitner, W., Klankermayer, J., Pischinger, S., Pitsch, H., Kohse-Höinghaus, K., Advanced Biofuels and Beyond: Chemistry Solutions for Propulsion and Production; Angewandte Chemie International Edition 56 (20), 5412-5452, 2017.
[8] Artz, J., Müller, T. E., Thenert, K., Kleinekorte, J., Meys, R., Sternberg, A., Bardow, A., Leitner, W., Sustainable Conversion of Carbon Dioxide: An Integrated Review of Catalysis and Life Cycle Assessment; Chemical Reviews 118 (2), 434-504, 2018
[9] Omari, A., Heuser, B., & Pischinger, S., Potential of oxymethylenether-diesel blends for ultra-low emission engines; Fuel, 209, 232-237, 2017.
[10] Gahleitner, G., Hydrogen from renewable electricity: An international review of power-to-gas pilot plants for stationary applications. International Journal of hydrogen energy, 38(5), 2039-2061, 2013.
[11] Semelsberger, T. A., Borup, R. L., & Greene, H. L., Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. Journal of Power Sources, 156(2), 497-511, 2006.
[12] Gill, S. S., Tsolakis, A., Dearn, K. D., & Rodríguez-Fernández, J., Combustion characteristics and emissions of Fischer–Tropsch diesel fuels in IC engines. Progress in Energy and Combustion Science, 37(4), 503-523, 2011.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[13] Zubel, M., Bhardwaj, O. P., Heuser, B., Holderbaum, B., Doerr, S., & Nuottimäki, J., Advanced fuel formulation approach using blends of paraffinic and oxygenated biofuels: Analysis of emission reduction potential in a high efficiency diesel combustion system. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 9(2016-01-2179), 481-492, 2016.
[14] Jörg, C., Schnorbus, T., Neumann, D., Neaves, B., & Gheta, S., Aspects of Transient Diesel Combustion Rate Shaping, FISITA 2016 World Automotive Congress, Busan, 2016.
[15] Falbe, J., Bahrmann, H., Lipps, W., Mayer, D., Alcohols, Aliphatic in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2000.
[16] Noweck, K., & Grafahrend, W., Fatty Alcohols in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2000.
[17] K. Weissermel, & Arpe, H.-J., Industrielle Organische Chemie, 3. Aufl., Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 1988.
[18] Dzhemilev, U. M., Ibragimov, A. G., Vostrikova, O. S., Tolstikov, G. A., Carbalumination of higher α-olefins catalyzed by titanium and zirconium complexes; Bulletin of the Academy of Sciences of the USSR, Division of chemical science 34 (1), 196-197, 1985.
[19] Ziegler, K., Gellert, H.-G., Lehmkuhl, H., Pfohl, W., & Zosel, K., Metallorganische Verbindungen, XXVI Aluminiumtrialkyle und Dialkyl-Aluminiumhydride aus Olefinen, Wasserstoff und Aluminium. Justus Liebigs Annalen der Chemie, 629 (1), 1-13, 1960.
[20] Franke, R., Selent, D., & Börner, A., Applied Hydroformylation; Chemical Reviews, 112 (11), 5675-5732, 2012.
[21] Molino, A., Chianese, S., Musmarra, D., Biomass gasification technology: The state of the art overview. Journal of Energy Chemistry, 25 (1), 10-25, 2016.
[22] Farzad, S., Mandegari, M. A., & Görgens, J. F., A critical review on biomass gasification, co-gasification, and their environmental assessments. Biofuel Research Journal, 3 (4), 483-495, 2016.
[23] Ail, S. S., & Dasappa, S., Biomass to liquid transportation fuel via Fischer Tropsch synthesis – Technology review and current scenario. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 58, 267-286, 2016.
[24] https://www.bioliq.de/ (Zugriff am 15.01.2018).
[25] Muraleedharan Nair, M., Kaliaguine, S., Structured catalysts for dry reforming of methane; New Journal of Chemistry 40 (5), 4049-4060, 2016.
[26] Mortensen, P. M., Dybkjær, I., Industrial scale experience on steam reforming of CO2-rich gas; Applied Catalysis A: General 495 141-151, 2015.
[27] Daza, Y. A., Kuhn, J. N., CO2 conversion by reverse water gas shift catalysis: comparison of catalysts, mechanisms and their consequences for CO2 conversion to liquid fuels; RSC Advances 6 (55), 49675-49691, 2016.
[28] Foit, S. R., Vinke, I. C., de Haart, L. G. J., Eichel, R.-A., Power-to-Syngas: An Enabling Technology for the Transition of the Energy System?; Angewandte Chemie International Edition 56 (20), 5402-5411, 2017.
[29] de Klerk, A., Furimsky, E., Catalysis in the Refining of Fischer-Tropsch Syncrude The Royal Society of Chemistry, 2010.
[30] Jahangiri, H., Bennett, J., Mahjoubi, P., Wilson, K., Gu, S., A review of advanced catalyst development for Fischer-Tropsch synthesis of hydrocarbons from biomass derived syn-gas; Catalysis Science & Technology 4 (8), 2210-2229, 2014.
[31] Dry, M. E., The Fischer–Tropsch process: 1950–2000; Catalysis Today 71 (3), 227-241, 2002.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[32] Leckel, D., Diesel Production from Fischer−Tropsch: The Past, the Present, and New Concepts; Energy & Fuels 23 (5), 2342-2358, 2009.
[33] Steynberg, A. P., Espinoza, R. L., Jager, B., Vosloo, A. C., High temperature Fischer–Tropsch synthesis in commercial practice; Applied Catalysis A: General 186 (1), 41-54, 1999.
[34] Espinoza, R. L., Steynberg, A. P., Jager, B., Vosloo, A. C., Low temperature Fischer–Tropsch synthesis from a Sasol perspective; Applied Catalysis A: General 186 (1), 13-26, 1999.
[35] Chew, L. M., Xia, W., Düdder, H., Weide, P., Ruland, H., Muhler, M., On the role of the stability of functional groups in multi-walled carbon nanotubes applied as support in iron-based high-temperature Fischer–Tropsch synthesis; Catalysis Today 270 85-92, 2016.
[36] Schulte, H. J., Graf, B., Xia, W., Muhler, M., Nitrogen- and Oxygen-Functionalized Multiwalled Carbon Nanotubes Used as Support in Iron-Catalyzed, High-Temperature Fischer–Tropsch Synthesis; ChemCatChem 4 (3), 350-355, 2012.
[37] Herz, G., Reichelt, E., Jahn, M., Design and evaluation of a Fischer-Tropsch process for the production of waxes from biogas; Energy 132 370-381, 2017.
[38] Cornils, B., Börner, A., Franke, R., Zhang, B., Wiebus, E., Schmid, K., Hydroformylation in Applied Homogeneous Catalysis with Organometallic Compounds, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2017, pp. 23-90.
[39] Börner, A., Franke, R., Hydroformylation: Fundamentals, Processes, and Applications in Organic Synthesis, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2016.
[40] Yaws, C. L., Thermophysical properties of chemicals and hydrocarbons. William Andrew, 2008.
[41] National Institute of Standards and Technology NIST Chemistry WebBook, http://webbook.nist.gov/chemistry/ (Zugriff am 17.01.2018).
[42] Barrientos, E. J., Lapuerta, M., & Boehman, A. L., Group additivity in soot formation for the example of C-5 oxygenated hydrocarbon fuels. Combustion and Flame, 160(8), 1484-1498, 2013.
[43] Pepiot-Desjardins, P., Pitsch, H., Malhotra, R., Kirby, S. R., & Boehman, A. L., Structural group analysis for soot reduction tendency of oxygenated fuels. Combustion and Flame, 154(1), 191-205, 2008.
[44] ISO., DIN EN 590, European Committee for Standardization, 2014.
[45] Murphy, M. J., Taylor, J. D., & McCormick, R. L., Compendium of experimental cetane number data (pp. 1-48). Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2004.
[46] Externe Messungen
[47] Adolph, D., Busch, H., Pischinger, S., Kolbeck, A., Lamping, M., Körfer, T., Advanced Diesel Combustion - A Method Demonstrating Favorable Untreated Engine Emissions with Improved Consumption Characteristics, MTZ 69 (1), 24-31, 2008.
[48] Müther M, Lamping M, Kolbeck A, Cracknell R, Rickeard D, Ariztegui J, Rose K., Advanced combustion for low emissions and high efficiency, Part 1: Impact of engine hardware on HCCI combustion, SAE Technical Paper 2008-01-2405, doi: 10.4271/2008-01-2405, 2008.
[49] AVL. Smoke value measurements with the filter paper method (Application Notes). AT1007E.
[50] Schaub, J., Modellbasierte Verbrennungsregelung für dieselmotorische Heiz- und Regenerationsbetriebsarten, Dissertation RWTH Aachen, Aachen, 2015.
[51] Pischinger. S., Verbrennungskraftmaschinen Band I, Lehrstuhl für Verbrennungs-kraftmaschinen (VKA) der RWTH Aachen, Aachen, 2013.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[52] Robert Bosch GmbH, Dieselmotor-Management: Systeme und Komponenten, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2002.
[53] Pischinger, S., Verbrennungskraftmaschinen Band II, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKA) der RWTH Aachen, Aachen, 2013.
[54] Schaub, J., Schnorbus, T., Koerfer, T., & Pischinger, S., Cylinder Pressure Based Fuel Path Control for Non-Conventional Combustion Modes, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 8(2015-24-2508), doi: 10.4271/2015-24-2508, 2015.
[55] Jörg, C., Zubel, M., Neumann, D., Heufer, A., Schaub, J., Weber, J., & Herrmann, O., Digital Combustion Rate Shaping Control as a Tool to Identify Modern Fuel Injection Strategies, 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017, Aachen, 2017.
[56] Chmela, F., & Orthaber , G., Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion, SAE Technical Paper 1999-01-0186, doi: 10.4271/1999-01-0186, 1999.
[57] Wenzel, S. P., Modellierung der Ruß- und NOx-Emissionen des Dieselmotors. Dr.Ing. Ott-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2006.
[58] Vibe, I.I., Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970.
[59] Kremer, F., Untersuchungen zur Verbrennungsratenregelung durch Mehrfacheinspritzung im Dieselmotor. Dissertation RWTH Aachen, Aachen, 2012.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Sascha Klett, MEng Alexander Haag, Dipl.-Ing. (FH) Philipp Eder,
ZIEHL-ABEGG AUTOMOTIVE GmbH & Co. KG, Kupferzell;

Dipl.-Ing. (FH) Anton Angermaier, BEng Benjamin Langer,
AVL Software and Functions GmbH, Regensburg,

Hocheffizienter Elektrischer Antrieb für Nutzfahrzeuge

High Performance Electric Drivetrain for Heavy Duty Vehicles

Kurzfassung

Die Schadstoffbelastung in den Städten Europas erzeugt Handlungsbedarf um die Emissionen zu reduzieren. Im Bereich der Kraftfahrzeuge sind dies Abgasemissionen und Schallemissionen. Ein Lösungsansatz hierzu ist das emissionsfreie Fahren durch Elektrifizierung der Fahrzeuge. Im öffentlichen Personennahverkehr und im städtischen Transportwesen ist bietet sich die Elektromobilität mit batterieelektrischen Fahrzeugen an, da die benötigte Reichweitenflexibilität mit angepassten Ladekonzepten und Batteriekapazität abgedeckt werden kann.

Der batterieelektrische Antriebsstrang und insbesondere in der Ausführung mit Radnabenmotoren für Stadtbusse und Nutzfahrzeuge weist gegenüber verbrennungsmotorischen Antriebssträngen eine deutlich reduzierte Komplexität auf.

Das ZAwheel® von ZIEHL-ABEGG AUTOMOTIVE bietet einen kompletten, hocheffizienten getriebelosen elektrischen Direktantrieb mit Radnabenmotorentechnologie inklusive Steuerung aus einer Hand. Die Applikation des Antriebs als Komponente in das Fahrzeugsystem erfolgt über eine Adaption der CAN-Schnittstelle. Der speziell entwickelte Inverter ist ins Innere des Motors integriert und ermöglicht somit eine optimale und flexible Bauraumnutzung bei hoher Leistung und Sicherheit.

Die hohe Effizienz des Antriebs ergibt sich aus der Kombination des physikalischen Effizienzvorteils des Direktantriebs mit dem abgestimmten Design und Regelung des Motors mit dem Inverter und der Antriebssteuerung.

Das Servicekonzept fokussiert sich auf schnelle Lösungen zur Zufriedenheit der Kunden.

Das ZAwheel® von ZIEHL-ABEGG Automotive bietet eine zukunftsweisende, hocheffiziente Lösung für die Elektrifizierung von Bussen und Nutzfahrzeugen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Elektromobilität im ÖPNV und städtischen Transport

Die Fragestellungen und Herausforderungen der Elektromobilität im Bereich der Nutzfahrzeuge (Nfz) unterscheidet sich vom Segment der Personenkraftwagen (Pkw). Pkw werden zumeist von Privatpersonen im Individualverkehr betrieben und Nfz werden als kommerzielle Fahrzeuge im betriebswirtschaftlichen Kontext betrieben. Das große Thema der Reichweitenflexibilität für elektrisches Fahren ist bei den Pkw derzeit noch nicht uneingeschränkt zufriedenstellend gelöst. Im Bereich der schweren Nfz mit einem Gewicht über 20 t, welche im Warentransport über große Distanzen eingesetzt werden, ist das Thema mangelnde elektrische Reichweite viel diskutiert und erstmals sind 2017 durch Tesla 800 km in Aussicht gestellt worden [1].
Fokussiert man sich nun auf den öffentlichen Personen Nahverkehr (ÖPNV) und den innerstädtischen Transport, so ist mit Reichweiten zwischen 200 km und 300 km täglich ein großer Teil der sich stellenden Aufgaben zu lösen. Diese Reichweiten lassen sich wiederum durch entsprechende Batteriekapazitäten und Ladestrategien darstellen. Weiterhin fokussiert sich der relevante Gewichtsbereich der Nutzfahrzeuge auf 7,5 t– 20 t für die Zulieferfahrzeuge.



Im Bereich des ÖPNV steigt der Druck auf die Politik und die Verwaltungen um Lösungen für die durch Emissionen belasteten Städte zu finden. Die Belastungen sind Schall-, Partikel- und Stickoxidemissionen. Die Partikelemissionen schlagen sich in den Feinstaubwerten nieder. In Stuttgart gab es in den Jahren 2016 und 2017 zwanzig Feinstaubalarme mit einer kumulierten Dauer von mehr als 120 Tagen. Umweltverbände haben Stuttgart und andere Städte verklagt und es stehen erhebliche Bußgelder im Raum. Die Stadt London hat die Einführung von Low Emission Zones beschlossen und für Paris hat der größte Stadtbus Betreiber RATP bekannt gegeben, dass bis 2025 die Flotte von ca. 4 500 Fahrzeugen zu 80 % auf batterieelektrische Busse umgestellt wird [2]. Um zukünftige Emissionsstandards zu

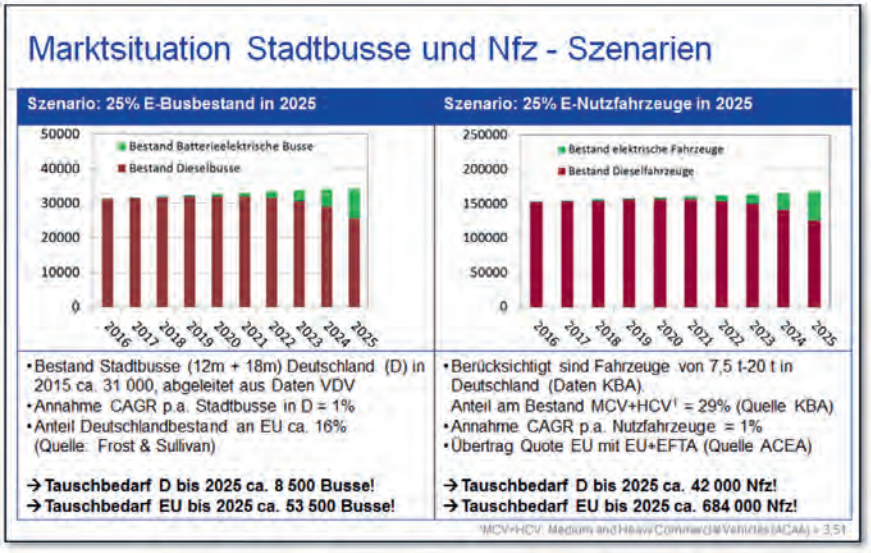
https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erreichen werden reine innermotorische Maßnahmen nicht ausreichen, was zu immer komplexeren und aufwändigeren Abgasnachbehandlungstechnologien führt. Diesen sind jedoch sowohl technische als auch kommerzielle Grenzen gesetzt und die gesellschaftliche Akzeptanz und das Vertrauen in die Abgasnachbehandlung haben die letzten Jahre zudem gelitten.

Kombiniert man die Möglichkeit, durch elektrisches Fahren die relevanten Reichweiten zu erreichen, mit den Risiken und Herausforderungen der Abgastechnologie, so ergibt sich als einen alternativen Lösungsansatz der Einsatz von Elektromobilität um emissionsfrei in Städten Mobilität und Transport umzusetzen.

Marktsituation für Stadtbusse und Nutzfahrzeuge und Zukunfts-szenarien für Elektromobilität

Um einen Ausblick auf den Bedarf an elektrischen Stadtbussen und Nutzfahrzeugen für Europa zu bekommen, ist es nötig, den aktuellen Bestand zu ermitteln und mit diversen Annahmen eine Extrapolation vorzunehmen. Die im Weiteren betrachteten Szenarien setzen eine Quote von batterieelektrischen Fahrzeugen von 25 % im Bestand der Flotten im Jahr 2025 an. Weiterhin wurde jeweils eine jährliche Wachstumsrate (CAGR) von 1% postuliert.



Der Bestand in Deutschland von ca. 31 000 Stadtbussen, inklusive Überlandbusse, beinhaltet Solo- und Gelenkbusse mit 12 m bzw. 18 m Länge. Der Stand für das Jahr 2015 wurde aus den Daten des Verbands der deutschen Verkehrsbetriebe (VDV) ermittelt [3].

Unter der Annahme eines Anteils Deutschlands von 16 % am Bestand der EU Stadtbusse [4] ergibt sich für eine angenommene Elektrifizierungsrate mit batterieelektrischen Antrieben von

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

25 % im Jahr 2025 ein kumulierter Tauschbedarf von ca. 8 500 Bussen in Deutschland und für Europa ein kumulierter Tauschbedarf in den Stadtbusflotten von ca. 53 500 Bussen.

Für die Nutzfahrzeuge wurde für Deutschland auf die Daten des Kraftfahrtbundesamts (KBA) [5] zurückgegriffen und für die Werte für Europa auf Daten der ACEA [6]. Es werden die Gewichtsklassen Medium Commercial Vehicles (MCV) und Heavy Commercial Vehicles (HCV) der ACEA verwendet. Diese stellen die Nutzfahrzeuge mit einem Gewicht größer 3,5 Tonnen dar. Der Anteil der Gewichtsklasse von 7,5 -20 t an allen Fahrzeugen mit einem zulässigen Gesamtgewicht von mehr als 3,5 t beträgt in Deutschland 29 % im Jahr 2016 [5]. Diese Quote wird für Europa ebenfalls angesetzt. Im Bereich der Nutzfahrzeuge werden für Europa die Daten der ACEA für die EU und die EFTA Staaten verwendet. Unter diesen Prämissen kommt man bei einem Anteil von 25% an batterieelektrischen Fahrzeugen im Jahr 2025 auf einen kumulierten Tauschbedarf von ca. 42 000 Nfz in Deutschland und ca. 684 000 Nfz in Europa.

Lösungsansätze für emissionsfreien Transport in Städten

Es existieren diverse Ansätze um den Warentransport sowie den ÖPNV emissionsfrei oder emissionsarm zu realisieren. Es finden sich Gasverbrennungsmotoren (CNG), Hybrid-Anwendungen, batterieelektrische Anwendungen und Brenstoffzellenlösungen.



Da sowohl Gasbetrieb als auch Hybrid-Anwendungen einen Verbrennungsmotor einsetzen, sind diese nicht als emissionsfrei anzusehen. Alle anderen beschriebenen Lösungen setzen rein elektrische Antriebe mit Batteriepaketen und unterschiedlichen Stromquellen ein und sind somit emissionsfrei. Der Nachteil von großen Batteriepaketen besteht in der erheblichen Ladezeit im Stillstand des Fahrzeugs.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Falle eines Fahrzeugs mit Brennstoffzelle, kann die Batterie während der Fahrt kontinuierlich, durch die Brennstoffzelle geladen werden. Das Nachtanken des Energieträgers besteht in diesem Fall, wie auch bei Hybrid- oder CNG-Fahrzeugen, aus dem Betanken eines fluiden Stoffes mit hoher Energiedichte, was in kurzer Zeit möglich ist.

Bei reinen batterieelektrischen Bussen gibt es zwei wesentliche Ladekonzepte, die Gelegenheitsladung per Pantograph (Opportunity) und die Nachtladung (Overnight). Im Fall der Ladung per Pantograph ist die Ladezeit moderat, da es möglich ist mit hohen Energiedichten zu laden. Ein Nachteil ist die benötigte Infrastruktur der Pantographen, da diese meist teuer sind. Innerhalb einer solchen bestehenden Infrastruktur ist jedoch die Reichweite nicht limitiert. Im Falle der Nachtladung sind Batteriepakete nötig, deren Größe von der Tageslaufleistung abhängt, da längere Stillstandzeiten des Fahrzeugs beim Laden vorzusehen sind. Die Reichweite dieser Fahrzeuge ist auf die ausgelegte Reichweite begrenzt.

Die Verfügbarkeit am Markt und der technische Reifegrad der Brennstoffzellen-Fahrzeuge liegen unter den batterieelektrischen Fahrzeugen, weiterhin sind die Mehrkosten dieser Fahrzeuge eine Hürde für die Marktdurchdringung.

Elektrischer Antriebsstrang für Nutzfahrzeuge und Systemaufbau

Antriebsstränge von Fahrzeugen lassen sich in Elemente längs des Energieflusses unterteilen. Diese sind Energiespeicher, Energiedosierung, Energiewandler, Energieübersetzung und Energieabgabe.



Im Falle klassischer Verbrennerantriebsstränge ist der Speicher ein Kraftstofftank. Der Kraftstoff wird über eine Einspritzanlage dosiert und in einem Motor mit Abgasanlage inklusive Abgasnachbehandlung wird die chemische Energie über thermische in

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mechanische Energie gewandelt. In einem kuppelbaren Getriebe wird die Energie übersetzt und über eine Achse mit Differential, sowie in vielen Nfz-Anwendungen mit einem zusätzlichen Planetengetriebe in der Radnabe, mit dem Rad auf die Straße abgegeben.

Ein Hybridsystem soll beispielhaft mit einem getriebeintegrierten Elektromotor in P2-Anordnung beschrieben werden. In diesem Fall sind die elektrischen Komponenten Batterie, Umrichter und Elektromotor zusätzlich zu allen vorgenannten Komponenten des Verbrenners im Fahrzeug integriert, was die Komplexität des Antriebsstrangs deutlich erhöht.

Ein rein elektrischer Zentralantrieb hat als Speicher eine Batterie, als Dosierungseinheit einen Inverter auch Umrichter oder Leistungselektronik genannt, welcher zum einen aus dem Gleichstrom der Batterie den Drehstrom für den Motorbetrieb erzeugt und zum anderen durch eine Steuerung die Drehzahl, die abgerufene Motorenleistung sowie das Drehmoment stellt und regelt. Der Umrichter regelt zudem die in die Batterie zurückgespeiste Energie im Fall der Rekuperation. Der Elektromotor ist der Energiewandler, der elektrische in mechanische Energie wandelt. Als Zentralmotoren werden häufig Motoren mit mittlerer Drehzahl bis 10.000 Umdrehungen pro Minute eingesetzt. Um die für den Fahrbetrieb nötigen Drehmomente zu erreichen, werden üblicherweise Getriebe zur Wandlung von Drehzahl in Drehmoment verwendet. Die Energieabgabe wird dann oft mittels Standardachssystemen wie bei Verbrennern realisiert. Dies bedeutet, dass ein elektrischer Zentralantrieb vornehmlich den Verbrennungsmotor durch einen Elektromotor ersetzt. Da Elektromotoren einfacher aufgebaut sind als Verbrennungsmotoren, reduziert sich hierbei die Komplexität des Antriebs im Vergleich zum Verbrenner.

Ein elektrischer Radnabenantrieb ermöglicht eine weitere, signifikante Reduktion der Komplexität des Antriebsstrangs. Der Elektromotor treibt direkt die Felge des Rades an. Somit entfallen sämtliche Momentenwandler wie Übersetzungs- und Differentialgetriebe, zudem treten die Wirkungsgradverluste der Energieübersetzung ebenfalls nicht auf. Dies bedeutet, dass allein aufgrund der physikalischen Wirkungsgradkette, der Wirkungsgrad eines Radnabenantriebs der höchste der vorgestellten Antriebe ist.

Systemaufbau Elektrischer Stadtbusse und Nutzfahrzeuge

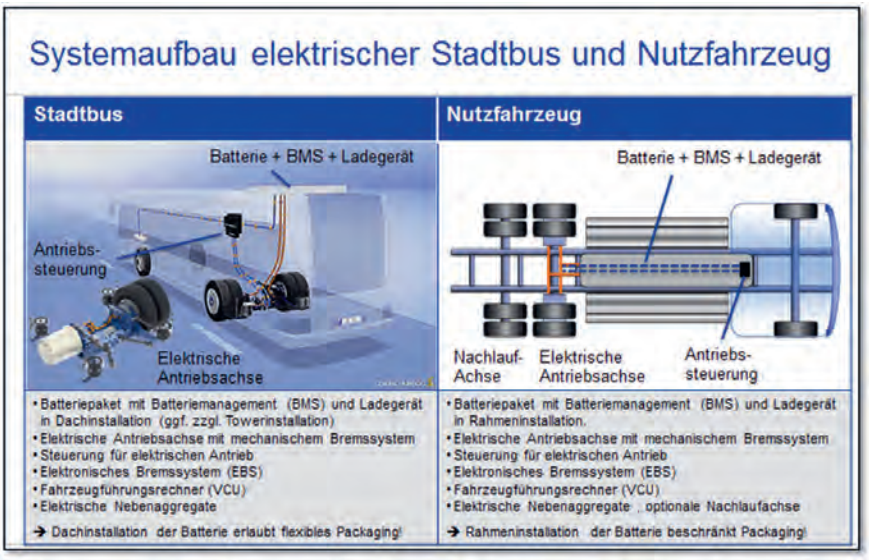
Die prinzipielle Systemarchitektur eines batterieelektrischen Nutzfahrzeugs besteht aus mehreren grundsätzlichen Komponenten.

Aus der Batterie mit einem Ladegerät, welches die Verbindung zu einer externen Stromquelle herstellt und den Ladevorgang absichert und einem Batteriemanagementsystem (BMS), welches die Energieabgabe und –aufnahme seitens des Fahrzeugs steuert. Um eine entsprechende Sicherheit im Fall eines Unfalls zu gewährleisten, muss die eingesetzte Batterie gemäß UN ECE R100 Revision 2 zertifiziert sein [6].
Weiterhin beinhaltet das System den elektrischen Antriebsstrang, wie zum Beispiel einer elektrischen Antriebsachse, mit Steuerung und mechanischem Bremssystem sowie die elektrischen Nebenaggregate wie Pumpen, Heizsystem und Klimaanlage.

Die klassischen Fahrzeugkomponenten Fahrzeugführungsrechner (VCU) und elektronisches Bremssystem (EBS) sind an das elektrische Antriebssystem anzubinden und darauf abzustimmen. Die Anbindung wird üblicherweise über den CAN-Bus des Fahrzeugs realisiert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei Stadtbussen ist eine Installation von Batteriepaketen unter Beachtung der Fahrzeug- und Fahrstabilität auf dem Dach möglich und durchaus üblich. Bei Lkw ist eine Lösung, eine Installation der Batterie innerhalb des Rahmens, um die Batterie im Fall des Unfalls zu schützen und die Gewichtsverteilung hinsichtlich Achslasten und Fahrstabilität günstig zu gestalten. Die Möglichkeit der Dachinstallation erhöht die Flexibilität in Bauraumfragen und eröffnet bei Bussen, in Kombination mit einem geeigneten Antriebskonzept, die Option für Niederflurbusse. Niederflurbusse sind Busse ohne Stufen beim Eintritt und mit einem durchgängig ebenen Boden im Fahrgastraum. Eine Dachinstallation von Batteriepaketen bei Lkw ist nur eingeschränkt zielführend, da das Fahrgestell üblicherweise eine fahrfähige Einheit bildet und der Aufbau variabel ausgeführt wird. Häufig wird der Aufbau von einem anderen Hersteller als das Fahrgestell produziert.



Mit dem Antriebsstrang ZAwheel® von ZIEHL-ABEGG sind Lösungen sowohl für Stadtbusse als auch für Lkw zu realisieren.

System ZAwheel® - ein getriebeloser, hocheffizienter Radnabenantrieb

Im System ZAwheel® werden wassergekühlte, permanent erregte Synchronmaschinen in der Ausführung als Außenläufer eingesetzt. Der Rotor ist mechanisch fest mit der Felge verbunden, so dass ein Direktantrieb ohne Getriebestufen realisiert ist. Der Umrichter ist ins Innere des Motors integriert. Der Antrieb wird nach UN-ECE R10 [7] hinsichtlich EMV und nach UN-ECE-R85 [8] hinsichtlich Motorenleistung homologiert ausgeliefert. Als Bereifung ist eine Standard Zwillingsbereifung oder optional ein Super-Single Reifen möglich. Das Gewicht der Motoren wurde durch eine einfache, funktionale Konstruktion optimiert und ist leistungsstark mit einem maximalen Drehmoment für anspruchsvollste Steigungen ausgelegt. Das physikalische Prinzip des getriebelosen Direktantriebs in Kombination mit einem zukunftsweisenden Motorendesign führt zu einer sehr hohen Gesamteffizienz des

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gesamten Antriebsstrangs. Es wurde gezielt ein breiter Bereich der zulässigen Betriebsspannung von 400 V – 750 V und beim Einsatz der Niederflurachse eine zulässige maximale Achslast von 13 t realisiert. Es wird eine Plattformstrategie im Baukastenprinzip umgesetzt, welches verschiedene Leistungs- und Drehmomentstufen für unterschiedliche Anwendungen und Topographien ermöglicht. Optional ist ein Steuergerät zur Steuerung des Antriebs verfügbar. Das Steuergerät kommuniziert auf der Basis des CAN-Bus Protokolls SAE J1939 für Nutzfahrzeuge und ermöglicht eine einfache Applikation ins Fahrzeug.



Die Radnabenmotoren sind durch eine speziell entwickelte Niederflurachse einfach in das Fahrzeug integrierbar. Die Achse beinhaltet mechanische Scheibenbremsen, welche durch ein EBS-System angesteuert werden. Das System ZAwheel® ermöglicht eine Blendingfunktion in Kombination mit einer geeigneten EBS-Steuerung. Blending bedeutet, dass das EBS-Steuergerät beim mechanischen Bremsen von den Radnabenmotoren ein Bremsmoment durch Rekuperation anfordern kann und sich das gewünschte Gesamtbremsmoment aus einer Überlagerung des mechanischen und des elektrischen Bremsmoments ergibt. Über den Regelkreis des EBS mit seinen Sensoren wird das gewünschte Moment geregelt. Weitere flexible mechanische Integrationen in Fahrzeugarchitekturen, sowohl bei Bussen als auch bei Lkw, sind realisierbar. Ebenso sind Lösungen für den Umbau bestehender Dieselbusse auf Elektrobusse (Retrofit) verfügbar.

Der Umrichter des ZAwheel®

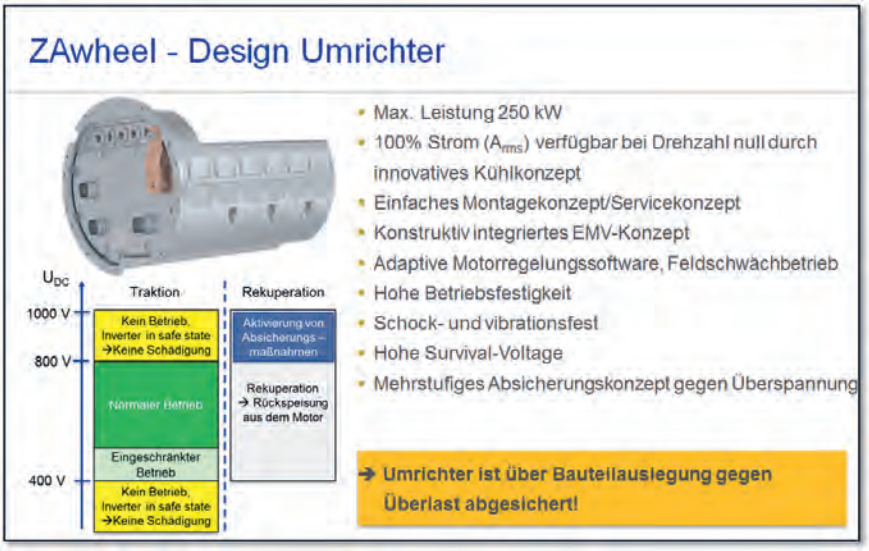
Umrichter für den Fahrbetrieb von elektrischen Kraftfahrzeugen stellen eine Herausforderung dar und sind eine essentielle Komponente des Antriebsstrangs.

Die Ansprüche an den Umrichter sind in den hohen elektrischen Energien begründet, welche im Hochvolt-Bereich (HV) geschaltet werden. Es werden leistungsstarke Halbleiter-Module

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(IGBT) eingesetzt, welche durch ein spezielles Kühlkonzept mit Flüssigkeit gekühlt werden. Als Kühlflüssigkeit wird eine übliche Glykol-/Wasser-Mischung eingesetzt. Die Ausführung der Kühlung als tragende Komponente ermöglicht ein sehr kompaktes Design. Die optimierte Anbindung der IGBT-Module an die wärmeabführende Flüssigkeit ermöglicht das Schalten des maximal zulässigen Stroms im Stillstand, wodurch bereits zum Anfahren das höchste mögliche Drehmoment zur Verfügung steht.

Die Installation im Inneren des Radnabenmotors bietet deutliche Vorteile beim Bauraum und führt zu einem sehr günstigen Verhalten des Antriebs hinsichtlich der elektromagnetischen Verträglichkeit (EMV).Dies liegt in der Abschirmung durch den Motor sowie einem zusätzlich in den Umrichter integrierten EMV-Konzept begründet.



Die robuste Ausführung bietet eine sehr hohe Betriebsfestigkeit und Beständigkeit gegen Schock- und Vibrationsbelastung

Die adaptive Motorsteuerung reduziert die Verlustleistung durch Anpassung der Schaltfrequenz an den Lastfall und realisiert eine verlustoptimierte Stromverteilung mit Möglichkeit zur Feldschwächung im höheren Drehzahlbereich. Da Radnabenmotoren mit der Raddrehzahl drehen ist nur ein geringer Anteil an Feldschwächung nötig, was die rückwirkende Generatorspannung (Back-EMF), prinzipbedingt selbst bei höchster Drehzahl, auf einen moderaten Wert limitiert. Ein mehrstufiges Konzept sichert den Umrichter mit einer Kombination aus Schaltungstechnischen Maßnahmen und Bauteilauslegung gegen Überspannung was eine hohe Survival-Spannung gewährleistet.

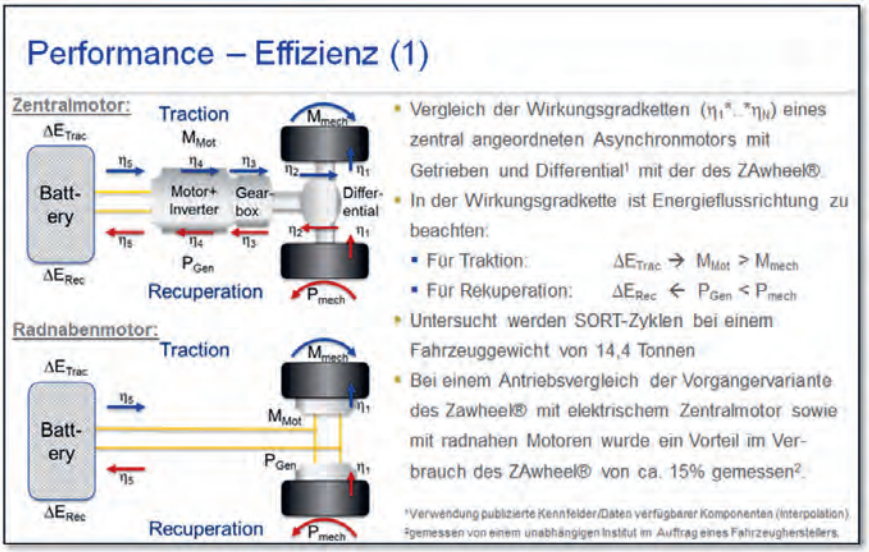
Leistung und Performance des ZAwheel®

Zur Durchführung der prinzipbedingten Analyse der Unterschiede der Effizienz von Radnabenmotoren im Vergleich zu Zentralmotoren wird die Wirkungsgradkette von einem

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zentralen Asynchronmotor mit Getriebe, einem Differential und Vorgelege mit der des ZAwheel® verglichen. Die Daten für den Wirkungsgrad werden aus publizierten Daten der Komponenten unter Verwendung von Interpolation ermittelt. Für das Wirkungsgradkennfeld des Motors werden publizierte Simulationsdaten mit einer maximalen Effizienz von 96 % als Basis eingesetzt [9] für ZAwheel® werden Messdaten als Basis verwendet.

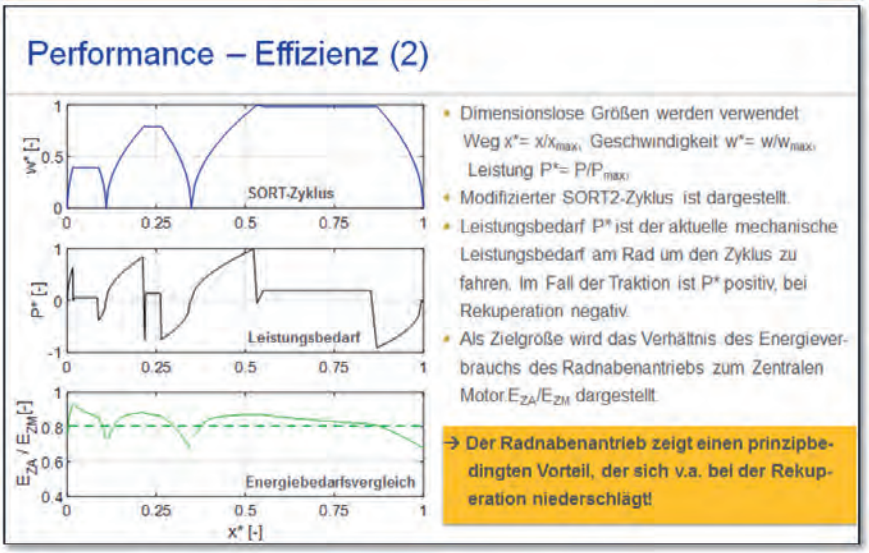
In der Effizienzkette eines Zentralmotors sind aufgrund der Übersetzungs- und Wandlerkomponenten mehr Wirkungsgrade, welche zum Verlust beitragen, zu berücksichtigen. Weiterhin ist die Richtung des Energieflusses zu beachten. Im Falle der Traktion fließt die Energie aus der Batterie über den Motor und ggf. vorhandene Wandlerkomponenten an das Rad. Das benötigte Drehmoment des Motors ist daher höher, als das am Rad abgegebene mechanische Moment. Das Verhältnis der Momente lässt sich über das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade bestimmen. Im Falle der Rekuperation fließt die Energie vom Rad in die Batterie. Dies bedeutet, dass die mechanische Leistung am Rad höher ist, als die generatorische Leistung aus dem Motor. Analog zur Traktion lässt sich auch hier das Verhältnis der Leistungen aus dem Produkt der Wirkungsgrade längs des Energieflusses ermitteln.



Um einen Vergleich der Antriebsstränge durchzuführen, wird der SORT-Zyklus herangezogen [10]. Beim SORT-Zyklus wird ein trapezförmiger Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzeugs über der Zeit vorgegeben. Es werden drei Trapeze mit unterschiedlichen maximalen Geschwindigkeiten und Dauer hintereinander gefahren. In diesem Fall wird ein leicht modifizierter SORT 2-Zyklus bei einem Fahrzeuggewicht eines Solobusses von 14,4 t betrachtet. Dieser wird verwendet, da hierfür vergleichende Messdaten von einem unabhängigen Institut im Auftrag eines Fahrzeugherstellers mit der Vorgängerversion des ZAwheel® und einem Zentralmotor sowie einem radnahen Motorkonzept vorliegen. Es wurde in dieser Vergleichsmessung ein Effizienzvorteil von ca. 15 % des Radnabenantriebs gegenüber den alternativen Antriebskonzepten gemessen [11].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Aus dem Fahrzyklus wird der lokale, aktuelle mechanische Leistungsbedarf am Rad des Fahrzeugs ermittelt. Aus den benötigten Beschleunigungen um die Geschwindigkeitsprofile der Trapeze zu fahren lässt sich der Momentenbedarf am Antriebsrad des Fahrzeugs ermitteln. Der Leistungsbedarf ist beim Beschleunigen und bei der Konstantfahrt aufgrund der Fahrwiderstände positiv, beim Verzögern der Geschwindigkeit wird er negativ, was die Energierückgewinnung durch Rekuperation ermöglicht. Der Leistungs- und Momentenbedarf ist unabhängig vom Antriebskonzept und ist somit die Eingangsgröße in die Berechnung des Energiebedarfs des jeweiligen Antriebsstrangs.



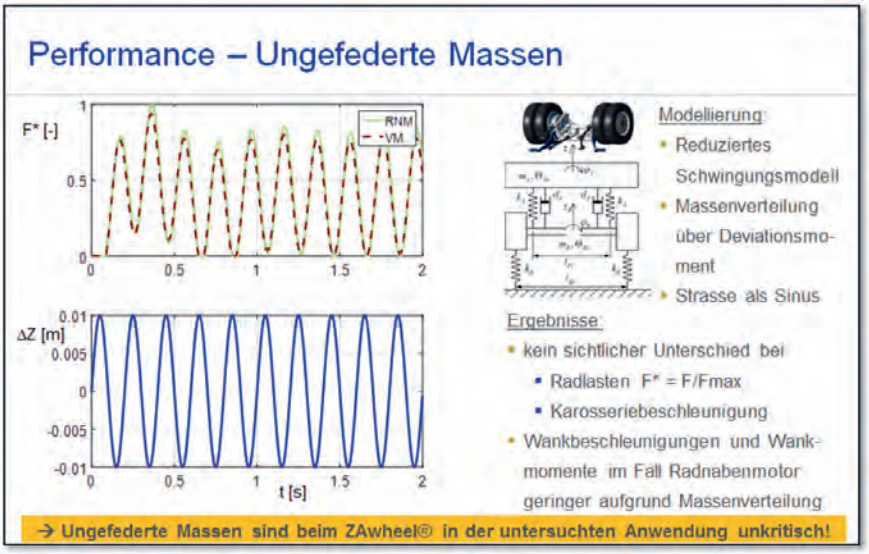
Mit der Fahrgeschwindigkeit und dem mechanischen Moment am Rad lässt sich längs der Wirkungsgradkette, unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzungen, das benötigte Moment des Motors bei zugehöriger Motorendrehzahl ermitteln. Der Wirkungsgrad des Motors wird aus dem Motorenkennfeld im jeweiligen aktuellen Betriebspunkt bestimmt. Somit ist es möglich in jedem Punkt des Fahrprofils den aktuellen Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs zu bestimmen und den aktuellen Energiebedarf zu berechnen. Für den Fall der Rekuperation wird analog die rückgespeiste Energie bestimmt. Eine Analyse des Verhältnisses des Energiebedarfs des ZAwheel®-Antriebs E_{ZA} zum Energiebedarf des Zentralmotors E_{ZM} zeigt, dass in der betrachteten Konfiguration der Radnabenantrieb durch sein physikalisches Prinzip weniger Energie verbraucht. Insbesondere im Fall der Rekuperation zeigt der Direktantrieb seine Vorteile.

Ein viel diskutiertes Thema im Zusammenhang mit Radnabenmotoren sind die auftretenden ungefederten Massen. Diese sind, aufgrund der Anordnung der Motoren innerhalb der Räder, erhöht bei Radnabenmotoren im Vergleich zu einer Standardachse eines Verbrennerantriebs mit in der Achse integrierten Getrieben.

Um die Situation bei einem Radnabenantrieb (RNM) im Vergleich zu einem Verbrennerantrieb (VM) zu analysieren wird eine Simulation mit einem reduzierten Schwingungsmodell

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

durchgeführt. Die unterschiedliche Verteilung der Massen längs der Achse wird über das Massendeviationsmoment berücksichtigt. Verglichen werden die Werte für das ZAwheel® mit einer am Markt verfügbaren Standardlösung für zentrale Motoranordnung.



Die Unebenheit der Straße wird mit einem Sinusprofil modelliert. Es dient als Randbedingung zur Anregung der vertikalen Bewegung der Räder. Das Wanken wird mit einer Phasenverschiebung des Anregungsprofils zwischen den Rädern berücksichtigt. Um eine maximale Wankanregung zu ermöglichen wird für das eine Rad eine Sinus- für das andere Rad eine Cosinus-Funktion als Anregung verwendet. Als relevante Kriterien werden Fahrstabilität, Komfort und Betriebsfestigkeit bewertet. Hierzu werden die Radlasten, die Beschleunigung des Fahrzeugaufbaus sowie die Wankbeschleunigungen und –momente verglichen.

Es ergibt sich kein signifikanter Unterschied bei den Radlasten und den Beschleunigungen des Aufbaus. Bei den Wankbeschleunigungen und Wankmomenten sind die Werte der Achse mit Radnabenantrieb etwas geringer als beim Verbrennungsmotor. Dies lässt sich mit der Massenkonzentration am Differential im Drehzentrum der Achse beim Verbrennerantrieb erklären.

Die dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die ungefederten Massen bei Radnabenantrieben in der untersuchten Anwendung für Nutzfahrzeuge, als unkritisch zu bewerten sind.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Service und Einbau

Ein wesentlicher Aspekt für eine erfolgreiche Marktdurchdringung von Elektromobilitätsanwendungen ist ein optimales Servicekonzept. Für die Arbeiten am Hochvoltsystem des Antriebs ist eine entsprechende Qualifikation notwendig. ZIEHL-ABEGG schult und qualifiziert Partner in Servicefragen und führt den Service als Antriebshersteller durch. Der Telefonsupport hilft mit Sofortmaßnahmen und kurze Reaktionszeiten bringen den Service direkt vor Ort.



Der Einbau der Achse und Umbau- und Servicearbeiten werden auf Wunsch direkt am Fahrzeug des Kunden vor Ort geschult.

Fazit

Das ZAwheel® von ZIEHL-ABEGG AUTOMOTIVE bietet eine zukunftsweisende, hocheffiziente Lösung für die Elektrifizierung von Bussen und Nutzfahrzeugen.

Literatur

[1] Tesla Motors Pressemitteilung, 2017, https://www.tesla.com/de_DE/presskit#semi

[2] RATP Pressemitteilung,2017, https://www.ratp.fr/sites/default/files/inline-files/dp_ bus_ 2025_mai_2016.pdf

[3] VDV-Statistiken & Jahresberichte, https://www.vdv.de/jahresbericht---statistik.aspx

[4] Kailasam C.: "*Startegic Analysis of Global Hybrid and Electric Heavy-Duty Transit Bus Market*", Frost & Sullivan, busworld academy, busworld India, 2015

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[5] Statistik Kraftfahrtbundesamt 2017, https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Bestand/FahrzeugklassenAufbauarten/fahrzeugklassen_node.html

[6] UN-ECE Regulation No. 100 Rev 2: *"Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train"*, E/ECE/324/Rev.2/Add.99/Rev.2-E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.99/Rev.2, 2017

[7] UN-ECE Regulation No. 10: *"Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to electromagnetic compatibility"*, E/ECE/324/Add.9/Rev.4−E/ECE/TRANS/505/Add.9/Rev.5, 2017

[8] UN-ECE Regulation No. 85: *"Uniform provisions concerning the approval of internal combustion engines or electric drive trains intended for the propulsion of motor vehicles of categories M and N with regard to the measurement of net power and the maximum 30 minutes power of electric drive trains"*, E/ECE/324/Rev.1/Add.84/Rev.1−E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.84/Rev.1, 2017

[9] Witzig, J. : *"Elektromobilität für Stadt-und Reisebusse"*, VDV Konferenz Berlin, 2017

[10] UITP : *"Standardisierte Zyklen für Straßentests "*,Internationaler Verband für öffentliches Verkehrswesen (UITP), 2009

[11] Klett, S; Arnold, A., Ludescher, H.; Haag, A; Munz, M; Schmidt, S., Hoppenstedt, R; Mayer, E. : *" Gearless Electric Traction Systems for Commercial Vehicles and City Busses"*, IEEE, 2015

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Martin Bahne, Director Attribute System Engineering, GETRAG B.V. & Co. KG, Magna Powertrain, Untergruppenbach
Ulrich Frey, Technical Specialist Fuel Economy, Efficiency & Performance, GETRAG B.V. & Co. KG, Magna Powertrain, Köln
Dr. Gerd Schlager, Senior Director Advanced Engineering, Magna Powertrain, St. Valentin

Beitrag von Getriebetechnologien zur CO_2-Reduzierung Benchmark und Technologieausblick

Transmission Technology contribution to CO_2 roadmap – a benchmark

Kurzfassung

Unter dem Druck von Gesetzgebung und Endverbraucher wird eine schnelle Hybridisierung zur Senkung der CO_2-Emissionen weltweit unumgänglich, jedoch werden auch konventionelle Antriebsstrangvarianten zur Optimierung von Fahrzeug-Attributen, Kosten und CO_2-Ausstoß bei den Automobilherstellern in den nächsten 10 – 20 Jahren eine wesentliche Rolle spielen. Bei der richtigen Auswahl der Getriebetechnologie wird deshalb für den Automobilhersteller neben der getriebeeigenen Effizienz und Flexibilität auch die Kompatibilität mit einer kompakten, günstigen und leistungsstarken Hybridtechnik immer wichtiger.

Der Artikel untersucht, neben den Wirkungsgraden und dem Einfluss der aktuellen konventionellen Getriebetechnologien auf die CO_2-Emissionen im WLTP Zyklus und realen Fahrbetrieb, aus diesem Grund auch die nächste Generation der GETRAG DCT-Technologie und drei weitere Konzepte im Hybrid- Antriebsstrang: den 48V Mild-Hybrid, integrierte Hochvolt-Hybrid Systeme und die Kombination des Hochvolt-Hybrid mit einem AWD e-Drive als P4-Hybrid.

Magna legt hierbei gemeinsam mit GETRAG den Fokus auf die CO_2-Potenzialbetrachtung von Getriebetechnologien in Verbindung mit der Fahrzeugperformance. Dabei gilt es kostenoptimale modulare Lösungsmöglichkeiten für die Zielkonflikte der Automobilhersteller aufzuzeigen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die zunehmende Diskussion um CO_2-Emissionen von Fahrzeugen erhöht weltweit den Druck auf die Automobilhersteller. Diese befinden sich in einem Zielkonflikt bei der attributiven Auslegung von Fahrzeug und Triebstrang bezüglich Flottenverbrauch, Package, Gewicht, Fahrbarkeit, NVH sowie den Kosten.
Während der Endverbraucher weiterhin bessere Fahrleistungen, große Reichweiten, ein bezahlbares Produkt und reduzierten Spritverbrauch wünscht, gibt der Gesetzgeber gleichzeitig regionale Flottenverbräuche, Zero Emission Standards, Net Upstream Emissionen, Strafen und weitere Emissionsbeschränkungen vor.

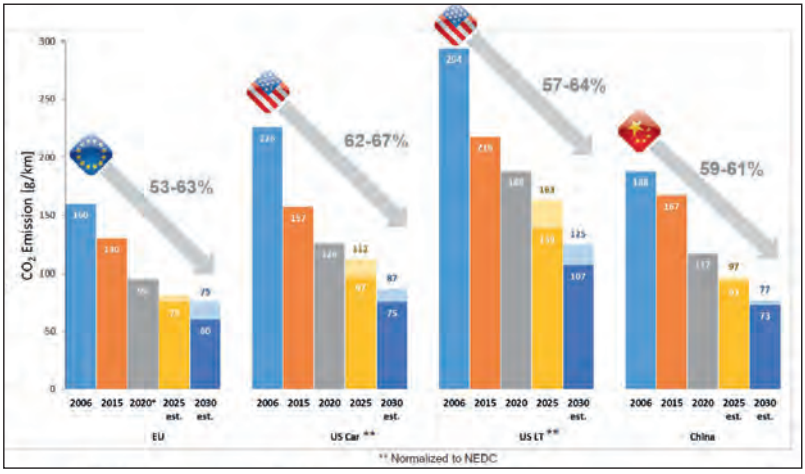


Abb. 1: Flottenzielwerte CO2-Emission (International Council on Clean Transportation, May 2012 und Magna eigene Abschätzung der zukünftigen Zielwerte)

So verschärfen sich die Flottenzielwerte CO_2-Emissionen weltweit (siehe Abb. 1) je nach Region um 53 bis 67% im Zeitraum von 2006 bis 2030. Die Automobilhersteller reagieren mit der Entwicklung neuer Elektro- und Hybridfahrzeuge, um langfristig Flottenverbräuche zu senken und gesetzliche Grenzwerte einzuhalten. Marktdaten deuten allerdings darauf hin, dass der Übergang vom Verbrennungsmotor zum Elektroantrieb zehn bis zwanzig Jahre dauern wird (siehe Abb.2). Hemmnisse sind unter anderem die derzeit noch hohen Batteriekosten gegenüber niedrigen Kosten für Benzin und Diesel, gesetzliche Anforderungen, Subventionen, Reichweite und Ladeinfrastruktur. Um CO_2-Einsparziele zu

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erreichen, sind deshalb Verbesserungen bei den herkömmlichen Antriebstechnologien weiterhin unerlässlich, gepaart mit einer schnellen Einführung von Hybridtechnologien.

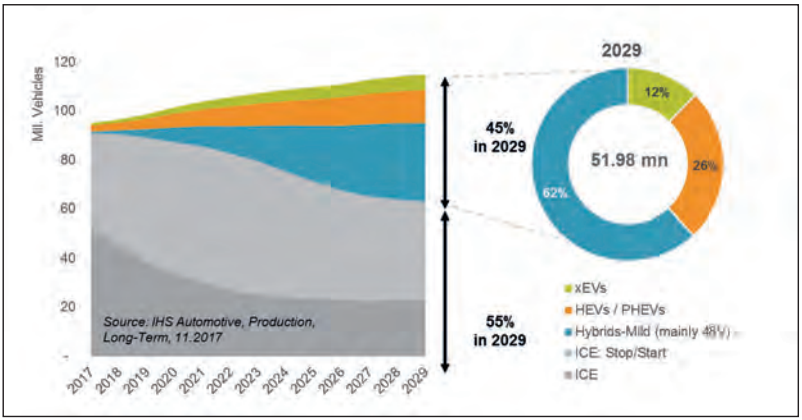


Abb. 2: Powertrain Entwicklung bis 2029 (IHS Automotive, Long-Term,11.2017)

Die unterschiedlichen Getriebetechnologien stehen dabei in einem Kosten-Nutzen-Wettbewerb mit Motor, Antriebsstrang und Gesamtfahrzeug. Dabei verlieren die rein konventionellen Getriebe durch neue Motorkalibrationen im WLTP Verbrauchszyklus, steigenden Hybridisierungsgrad und die immer relevanteren Emissionen im praktischen Fahrbetrieb zunehmend an Einfluss.

Magna Powertrain versteht die Herausforderung der Automobilhersteller, Kundenerwartung und Gesetzgebung gleichzeitig zu erfüllen und hat ein modular skalierbares CO_2-Konzept entwickelt. Basis bilden hierbei die in den letzten Jahren deutlich im Marktanteil gestiegenen GETRAG Doppelkupplungsgetriebe, die aufgrund flexibler Übersetzung und exzellentem Wirkungsgrad merklich zur CO_2-Reduzierung beitragen. Magna kombiniert das Basis-DCT mit drei unterschiedlichen Hybridkonzepten. In der Basisvariante wird in einem 7-Gang Doppelkopplungsgetriebe (7DCT) eine 48V E-Maschine integriert (7HDT 48V), die in der zweiten Hybridvariante mit einer integrierten Hochvolt-E-Maschine (7HDT HV) an Stelle des 48V Systems bauraumneutral kombiniert wird. Die größte Hybridausbaustufe bildet die Kombination von 7DCT HV und HV e-Drive, wo ein weiterer Hochvolt-E-Motor an der Hinterachse als P4-Hybrid implementiert ist. Dabei kommen die von Magna im eigenen Haus entwickelten hocheffizienten und sehr kompakten E-Motoren zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieser Artikel vergleicht zuerst die Wirkungsgradverluste aktueller DCT-, AT- und CVT-Getriebe typischer B- und C-Klasse-Fahrzeuge im derzeitigen Powertrain und Fahrzeugumfeld und die Auswirkung auf die CO_2-Emissionen. Als Ausblick auf die konventionelle Getriebe-Technologie werden die Verbrauchsvorteile der nächsten GETRAG 7DCT Generation vorgestellt. Anschließend wird am Beispiel des GETRAG 7HDT 48V, einer im 7DCT integrierten sehr kompakten, flexiblen und leichten 48V-Mild-Hybrid Variante, das CO_2-Potenzial der nächsten Generation im WLTP und im praktischen Fahrbetrieb im GETRAG Real World Cycle aufgezeigt. Dabei werden auch Vor- und Nachteile zu potentiellen Achtgang-Wandlerautomatik (8AT)-Konzepten mit 48V Hybrid diskutiert.
Im letzten Kapitel stellen die Autoren die vielfältigen Triebstrang-Optimierungspotenziale der Hochvolttechnik am Beispiel des 7HDT HV und des 7HDT HV plus HV e-Drive vor, wo der Fokus neben den CO_2-Emissionen auch verstärkt auf die Auswahl des optimalen Verbrennungsmotors und der Performance gelegt wird.

Um verschiedene Getriebekonzepte hinsichtlich ihres Wirkungsgrades zu bewerten, werden objektive Benchmark-Methoden genutzt. Konstruktionsdaten unterschiedlicher Getriebe- und Fahrzeugtypen werden in eine Simulationssoftware gespeist und die Ergebnisse mit Daten aus realen Tests auf dem Rollenprüfstand nach NEDC und WLTC oder aus dem praktischen Fahrbetrieb (GETRAG Real World Cycle) verknüpft. Das erlaubt es, alle Getriebetypen und Hybridvarianten in beliebigen Fahrzeugen zu simulieren und die Unterschiede im Verbrauch und der Performance möglichst genau zu berechnen.

CO_2-Benchmark – die Herausforderungen

Der Treibstoffverbrauch und damit die CO_2-Emissionen hängen von vielen Einflussfaktoren ab, die sich von Fahrzeug zu Fahrzeug durch deren Auslegung des Antriebsstrangs unterscheiden. Zu den Faktoren gehören das Fahrzeug (Gewicht, Fahrwiderstand, Karosserie, Aufhängungen, NVH, Fahrbarkeit), die Motortechnologie (Mapping, Verbrennungstechnologie, Reibungsverluste, thermisches Management), der Torsions-Dämpfer (SMF, DMF, Pendeldämpfer), die Getriebekonstruktion (hydraulische und mechanische Verluste, Auslegung der Getriebestufen, Getriebe- und Kupplungsbetätigung), die Kundenanforderungen (Kosten, Reichweite, Fahrzeugattribute), die Gesetzgebung (Zero Emission, Flottenverbrauch…) und natürlich Konzepte zur Hybridisierung (48V, HV

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Plug-In, E-Achse, HV e-Drive). Den größten Beitrag zur Verbrauchsreduktion liefern die Hochvolt-Hybride und das elektrische Fahren gefolgt vom Motor, dabei spielt die optimale Balance aus Kosten und CO_2-Emissionen einerseits, und den Fahrzeuggeräuschen und –vibrationen andererseits eine wesentliche Rolle. Um die oben beschriebenen Zielkonflikte zu lösen setzen die OEM auf unterschiedliche Konzepte in modularen Plattformen (Baukasten).

Die Automobilhersteller diskutieren in diesem Rahmen auch den CO_2-Einfluss unterschiedlicher Getriebetypen und Antriebstränge. Je nach Zielkonflikt und Strategie des jeweiligen OEMs und Zulieferers fällt die Antwort anders aus (s. Abb. 3). Unterschiede gibt es auch zwischen den Märkten, wie aktuelle IHS Studien zeigen. Während in Europa und China nach wie vor manuell betätigte Getriebe (MT) dominieren, besitzen in Nordamerika fast dreiviertel der Fahrzeuge ein Wandler-Automatikgetriebe (AT). Eine Sonderstellung nimmt Japan ein: Dort fahren 44% der Pkw mit stufenlosen Getrieben (CVT). Doch die Verhältnisse ändern sich derzeit rasch, wie Prognosen für 2027 zeigen. Generell sind manuelle Getriebe und Wandler-Automaten bzgl. ihres Marktanteil auf dem Rückzug. Davon profitieren stufenlose Getriebe und vor allem in China aber auch in Europa Doppelkupplungsgetriebe (DCT).

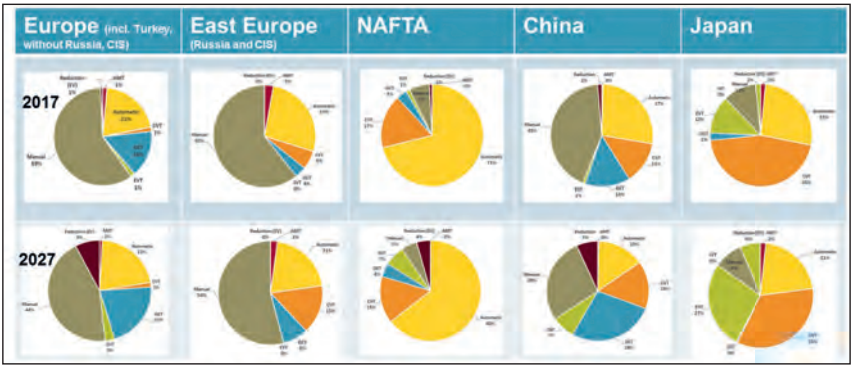


Abb. 3: Marktanteile Getriebetypen nach Regionen (IHS Oct. 2017 FC)

Die unterschiedliche Beliebtheit der Getriebetypen in den verschiedenen Regionen der Welt beantwortet allerdings nicht die Frage, welche Technologien welches Potenzial zur Senkung von CO_2-Emissionen haben. Versuche rein über veröffentlichte Verbrauchsdaten, unterschiedliche Getriebekonzepte miteinander zu vergleichen, sind allein nicht

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hinreichend, weil sich bei diesen Vergleichen nicht nur die Getriebe, sondern auch andere Einflussfaktoren wie Fahrzeuggewicht, Motorleistung, NVH und Fahrbarkeit ändern. Möchte man beispielsweise ein DCT mit einem CVT oder AT vergleichen, ist die Aussagekraft gering, wenn das DCT in einem drehmomentstarken Dieselfahrzeug steckt und das Vergleichsgetriebe in einem kleinen Benziner oder ein Turbo- mit einem Saugmotor verglichen wird. Aussagekräftige und faire Vergleiche auf das Getriebe bezogen erfordern, dass möglichst alle anderen Eigenschaften des Fahrzeugs unverändert bleiben.

Einen ersten Anhaltspunkt, wie das Getriebe die Treibstoffeffizienz beeinflusst, verschafft ein Blick in den VDA DAT Report Q1 2018 [1], in dem alle in Deutschland erhältlichen Fahrzeuge mit ihrem Verbrauch gelistet sind. Die Autoren haben diese Daten ausgewertet nach Unterschieden in den CO_2-Emissionen (s. Abb. 4) unterschiedlicher Automatik-Getriebe. Man erkennt durch die große Streuung der Daten pro Getriebe-Technologie den Zielkonflikt des OEM zwischen Endverbraucher, Gesetzgebung und Kosten. Fahrzeuggewicht und Motorleistung haben großen Einfluss auf den Gesamtverbrauch.

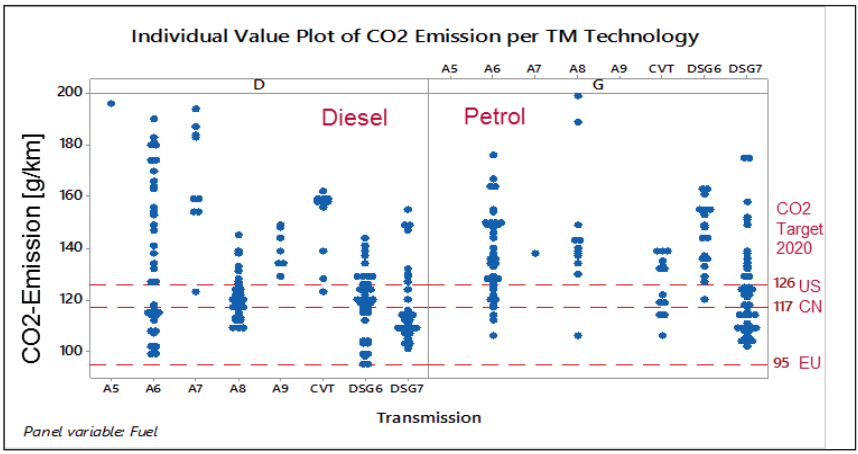


Abb. 4: CO_2-Emissionen konventioneller Automatik-Getriebe im NEFZ, die auch ein manuelles Getriebe im gleichen Fahrzeug Triebstrang besitzen. (Extrakt: VDA.DAT Q1 2018)

Niedrige CO2-Emissionswerte erreichen beispielsweise 6-Gang DCT (DSG6), wie das GETRAG 6DCT250 mit 95 [g/CO_2/km], in B-Klasse Fahrzeugen in Kombination mit kleinen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieselmotoren. Der Report allein lässt aber keine endgültigen Aussagen über den Einfluss des Getriebes auf den Verbrauch und die Emissionen zu.

Einfluss auf den Treibstoffverbrauch eines Getriebes haben neben der Radsatzauslegung (Ganganzahl, Übersetzung, Spreizung) die mechanischen und hydraulischen Verluste, d.h. der Wirkungsgrad: Bei MTs handelt es sich überwiegend um Reibung von Zahnrädern und Lagern sowie die Schmierung. Je nach Getriebetyp kommen weitere Verluste hinzu wie die Energie für die Betätigung von Kupplungen und Getriebe (DCT und AT), Wandler- und Hydraulikverluste (AT und CVT) und Klemmkräfte für den Reibschluss des Schubgliederbands oder der Gliederkette (CVT).

Die Ursachen für den mechanischen und hydraulischen Anteil der Getriebetechnologie am Fahrzeugverbrauch sind also bekannt, der gesamte Einfluss auf den Fahrzeugverbrauch ist allerdings noch nicht hinreichend beschrieben. Warum das so ist, macht das Beispiel des CVT deutlich. Ein stufenloses Getriebe hat mit Abstand die höchsten Verluste, weil zur Übertragung des Drehmoments große Klemmkräfte für den Reibschluss des Schubgliederbands oder der Gliederkette nötig sind. CVTs müssten darum sehr schlechte Verbrauchswerte haben. Dass dies nicht in dem Ausmaß zutrifft, liegt daran, dass der Betriebsbereich der Motoren in so einem Fahrzeug durch optimale Getriebespreizung und Übersetzung häufiger in einem günstigen Drehzahl- und Verbrauchskennfeldbereich gehalten wird.

Ansatz zum Vergleich von Automatikgetrieben

Auf dem Markt werden keine zwei verschiedenen Automatik-Getriebetypen im gleichen Fahrzeug angeboten, um die Komplexität und Kosten möglichst gering zu halten. Lediglich manuelle Getriebe werden häufig im gleichen Antriebsstrang verbaut.
Deshalb kann ein Vergleich nur durch eine Simulation in einem identischen Fahrzeugumfeld und Motor erfolgen. Die dazugehörige Strategie ist, auf Rollenprüfständen möglichst viele Daten und Betriebsstrategien eines Fahrzeugs durch detaillierte Messtechnik und Analyse zu sammeln, diese in ein Simulationsmodell zu speisen und darin das Verhalten anderer Getriebetypen mit bekannten Eigenschaften zu berechnen und zu variieren. Andere vom Getriebe beeinflusste Attribute wie Fahrbarkeit und Performance werden durch geeignete

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auswahl von Motor, Radsatz und Betriebsstrategie der Fahrzeugklasse entsprechend vergleichbar gehalten.

Dazu wurde ein typisches Fahrzeug der neuesten Generation aus dem B-Segment mit einem CVT und einem 1,3-Liter-Benzinsaugmotor sowie ein entsprechendes Fahrzeug der C-Klasse mit einem 8AT mit Frontantrieb und 2,0-Liter- Turbobenzinmotor untersucht. Die Getriebe wurden mit Drehmoment-Sensoren am Eingang sowie am Ausgang ausgestattet, um direkt die Verluste im Getriebe zu bestimmen. Auf einem Rollenprüfstand wurden in wiederholten Testläufen Daten zu Emissionen in NEFZ- und WLTP-Zyklen gemessen und die Wirkungsgradkennfelder bestimmt. In diesen Messreihen wurden die Drehmomente am Getriebe Ein- und Ausgang aufgenommen, dazu Schaltstrategie, Wandler-Charakteristik, Getriebeeffizienz und weitere Kenngrößen ermittelt.

Diese umfangreichen Daten wurden in die Fahrzeugsimulationssoftware AVL CRUISE™ [2] implementiert und mit den Messungen vom Prüfstand verknüpft. Die gesamte Vorgehensweise ist in Abb.5 skizziert. Dieses Modell diente dann als Basis um Parameter gezielt zu verändern, in diesem Fall also andere Getriebetypen und Motoren zu simulieren, allen voran die neuesten GETRAG DCT im Vergleich zu CVT und AT. So erhielt das C-Segment-Fahrzeug mit einem 8AT ein vergleichbares 7DCT, das ebenfalls bereits in Serie verwendet wird. Mit der Simulation können realitätsnahe Vergleiche unterschiedlicher Getriebevarianten und -updates im selben Fahrzeug und mit demselben Motor vorgenommen werden, ohne dass ein Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand physisch umgebaut werden müsste. Um die Aussagekraft der Ergebnisse zu stärken, wurden mehrere Plausibilitäts- und Stabilitäts-Prüfungen in der Simulation durchgeführt, beispielsweise Variationen des Kupplungs- und Wandler-Schlupf.

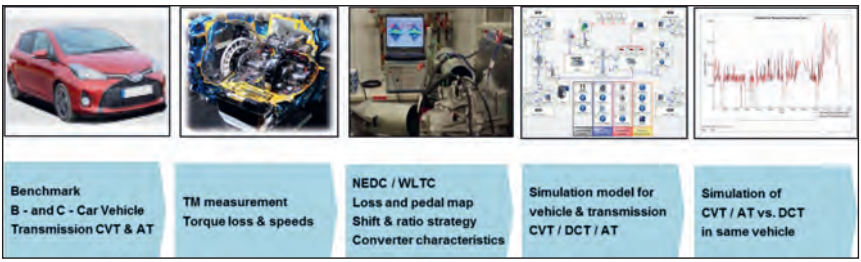


Abb. 5: Benchmark-Methode für Automatik-Getriebe

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Vergleich der Effizienz von Getriebetypen

Aus den Rollenprüfstands-Versuchen mit unterschiedlichen Getriebetypen wurden zuerst Wirkungsgradkennfelder ermittelt und mit den bei Magna GETRAG vorhandenen Kennfeldern für DCT Getriebe verglichen (s. Abb. 6). Die beste Effizienz hat erwartungsgemäß das manuelle 6-Gang-Getriebe und zwar recht gleichmäßig über alle Gänge und Motormomente. Nur unwesentlich schlechter und auch nur bei höheren Gängen und geringen Drehmomenten mit etwas geringerer Effizienz folgt das aktuelle GETRAG 7DCT, das in Fahrzeugen mit mittlerem Drehmoment Verwendung findet. Die zusätzlichen Planschverluste der Doppelkupplung und ihre Dichtungsreibung haben durch die bedarfsgesteuerten Aktuatoren nur geringe Auswirkungen auf die Gesamteffizienz. Erheblich schlechter schneiden in den Tests das CVT sowie das 8AT ab, wobei die Effizienz beider Getriebe stark vom anliegenden Drehmoment abhängt. Aufschlussreich sind die Verläufe bei unterschiedlichen Drehmomenten am Eingang des Getriebes. Bei geringem Drehmoment fallen CVT und AT stark ab, weil dort die mechanischen Grundverluste des Getriebes stärker ins Gewicht fallen. Getriebetypen wie MTs und DCTs zeichnen sich dagegen dadurch aus, dass sie auch bei geringem Eingangsmoment eine hohe Effizienz bieten, weil sie weniger Grundverluste aufweisen.

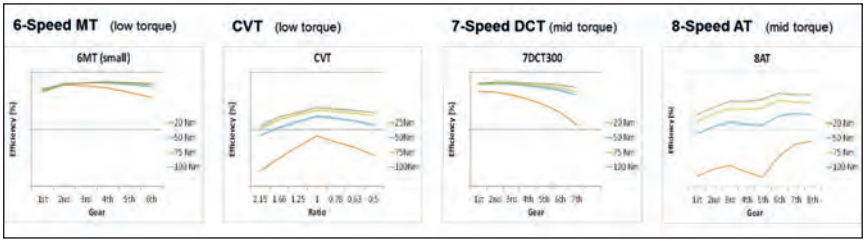


Abb. 6: Vergleich der mechanischen und hydraulischen Wirkungsgrad-Kennfelder

Berechnet man aus den in Abbildung 6 gezeigten Graphen einen durchschnittlichen Wirkungsgrad-Verlust der Getriebe im WLTP Zyklus, so beträgt dieser 6,5% für das 7DCT bzw. der durchschnittliche Wirkungsgrad (s. Abb. 7) beträgt 93,5%. Die Verluste im 8AT sind mehr als doppelt so hoch bei circa 15% (bzw. 85%) und im CVT mit ungefähr 30% (bzw. 70%) etwa vierfach so hoch, da die Motorleistung im WLTP Zyklus relativ niedrig ist. Die reine Umrechnung von Wirkungsgrad zu CO_2-Ausstoß wurde im C-Klasse Fahrzeug mit 300Nm am Beispiel eines 7DCT mit unterschiedlichen Wirkungsgrad-Kennfeldern

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

durchgeführt (s. Abb. 7). In diesem Fall würde ein Fahrzeug mit 7DCT und 100% Wirkungsgrad gut 5% weniger CO_2 emittieren.

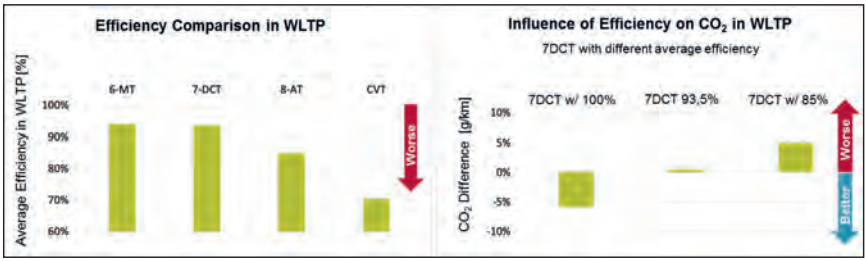


Abb. 7: Durchschnittlicher Wirkungsgrad im WLTP und dessen Einfluss auf CO_2-Emissionen

Verwendet man hingegen das Wirkungsgradkennfeld des 8AT, das durchschnittlich im Verbrauchszyklus bei 85% liegt, so verschlechtert sich der Treibstoffverbrauch um knapp 5% in einem 300Nm C-Klasse Fahrzeug mit 2,0-Liter Turbobenzinmotor.

Vergleich von Verbrauchskennfeldern

Die Ergebnisse der Kraftstoffverbrauchssimulation zeigen die Betriebspunkte des Motors für 7DCT und 8AT im WLTP (s. Abb. 8). Die Kennfelder für Drehzahl und Drehmoment unterscheiden sich auf den ersten Blick nur gering. Beide Getriebe können das Verbrauchsoptimum des Motors erschließen. Tendenziell fährt das 7DCT aufgrund des höheren Wirkungsgrades mit geringerer Leistung, während das 8AT aufgrund seiner besseren torsionalen Dämpfung und der größeren Getriebe-Spreizung bei leicht tieferen Drehzahlen fahren kann und etwas häufiger einen geringeren spezifischen Verbrauch des Motors erreicht. Das Produkt aus Leistung und spezifischem Verbrauch ist letztendlich für den Gesamtverbrauch relevant.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

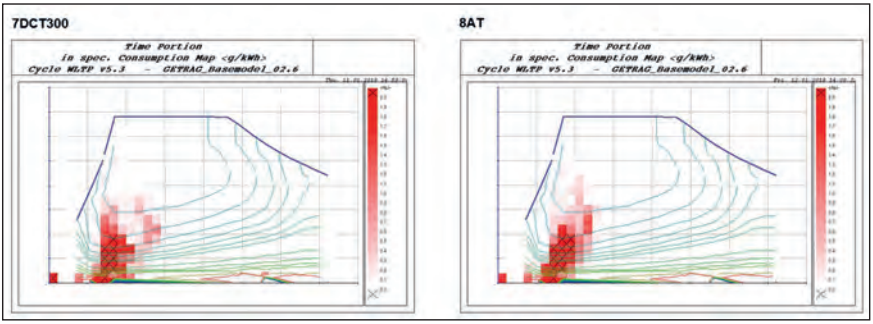


Abb. 8: Simulation Motorbetriebspunkt-Vergleich 7DCT und 8AT, C-Car 2,0-Liter Turbo

Die Verbrauchs-Simulation ergibt unter Berücksichtigung dieser Effekte in Summe eine um mehr als 2% geringere CO_2-Emission für das 7DCT gegenüber dem 8AT im betrachteten modernen Antriebsstrang des Benchmark-Fahrzeuges. Die Genauigkeit der Simulations-Ergebnisse konnte durch Stabilitätsprüfungen optimiert werden, wozu beide Getriebe jeweils mit und ohne mechanische Verluste oder Kupplungsschlupf simuliert wurden.

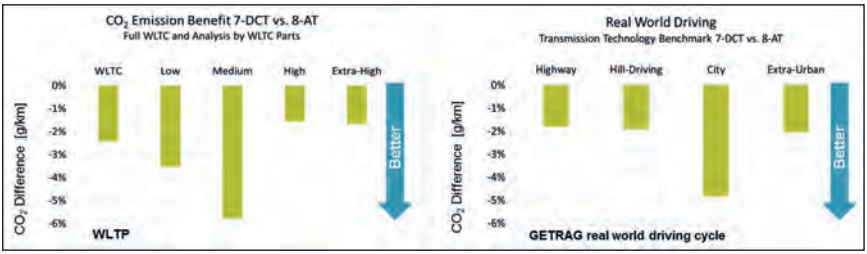


Abb. 9: CO_2-Emissions Vergleich 7DCT zu 8AT im WLTP und GETRAG Real World Cycle

Auch wurden beide Getriebe im praktischen Fahrbetrieb des GETRAG Real World Cycle, der aus verschiedenen Streckenprofilen aus Stadt, Außerstädtisch, Autobahn und Berg auf 264 km gemischt ist, simuliert (s. Abb. 9). Während der mehr als fünfstündigen Fahrt sind auch die höheren durchschnittlichen Getriebesumpf-Temperaturen im Realbetrieb berücksichtigt. Beide Zyklen zeigen den größten Vorteil des 7DCT innerhalb der Stadt bzw. den entsprechenden Low und Medium Anteilen des WLTP.

CO_2-Optimierung des künftigen GETRAG 7DCT und 7HDT 48V

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Ergebnisse der Simulationen in Verbindung mit den Tests auf dem Prüfstand zeigen, dass selbst in DCTs noch erhebliche Einsparpotenziale vorhanden sind, die sich insbesondere in Kombination mit künftigen Hybridkonzepten realisieren lassen. So wird die nächste Generation des GETRAG 7DCT einen weiteren Vorteil erzielen. Eine weitere Reduzierung des Treibstoffverbrauchs um >2% ist möglich. Diese Zielgrößen konnten bereits in ersten Prototypen messtechnisch bestätigt werden. Die Neuentwicklung basiert auf dem aktuellen 7DCT, ist aber ausgelegt auf ein signifikant höheres Drehmoment. Die CO_2-Reduktion ergibt sich aus einer verbesserten Kupplungsansteuerung und Schaltstrategie, einer signifikant erhöhten Leistungsdichte sowie einer Vielzahl von weiteren Einzelmaßnahmen zur Wirkungsgradoptimierung.

Die nächste 7DCT Generation bildet die ideale Basis für das 7HDT 48V, das die Doppelkupplungstechnik für Hybridfahrzeuge erschließt. Es besitzt einen hochdrehenden integrierten hocheffizienten Elektromotor mit Inverter im Getriebezweig mit den Gängen 2, 4, 6 und R (s. Abb. 10). Diese Anordnung ist konstruktiv sehr kompakt und leicht zu realisieren, indem der Elektromotor über ein untersetzendes Zahnrad an das eine Teilgetriebe angeschlossen wird. Rein elektrisches (An-) Fahren ist möglich, da der Elektromotor auch im zweiten Gang genug Rad-Drehmoment bereitstellt. Dank Torque-Split-Architektur stellen die beiden Motoren immer genügend Drehmoment zur Verfügung, damit es an den Antriebsrädern zu keinem Drehmoment-Einbruch kommt, egal ob allein mit dem Verbrenner gefahren wird oder der Elektromotor aktiv ist.

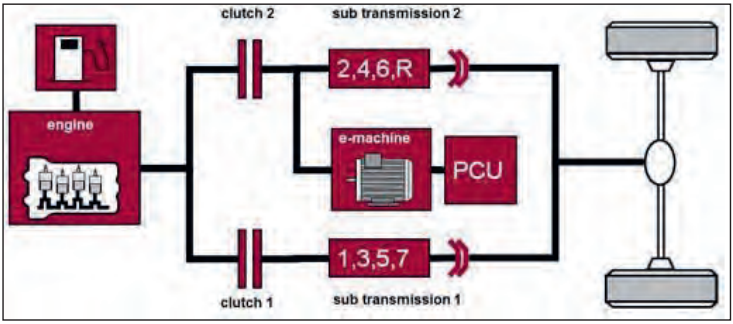


Abb. 10: Prinzipieller Aufbau 7HDT mit integrierten E-Motor und Inverter für Hybrid-Fahrzeuge

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das 7HDT 48V erweitert die Möglichkeiten für Automobilhersteller enorm – sie können nach Wunsch neue Fahr-Modi einführen: Rein elektrisches Fahren bis 30 km/h, Energierückgewinnung durch Rekuperation und höheres Radmoment durch Boosting und Aufladen der Batterie auch im Stand. Entsprechend vielfältig sind die Hebel zur Optimierung des CO_2-Ausstoßes. Mit einem 7HDT 48V haben Automobilhersteller eine sehr flexible Wahl, angefangen vom Elektromotor (synchron/asynchron, Mild-Hybrid/Plug-In-Hybrid) über die Auslegung des Getriebes (z.B. Schaltstrategie) bis zum elektrischen Fahren oder den Entfall des Anlassers und Generators bis zum Bremssystem (z.B. Brake-by-Wire). Das 7HDT 48V und künftige weitere Varianten werden alle diese Optionen erlauben.

Verglichen mit den heutigen Serien 7DCT reduziert das hybridisierte 7DCT 48V die CO_2-Emissionen noch einmal deutlich um bis zu 18,4% im WLTP (s. Abb. 11 links), wobei der Gewinn davon abhängt, welche der genannten Optionen der Hersteller wählt. Verzichtet er beispielsweise auf den Generator/Anlasser, ist bereits eine CO_2-Reduktion von über 8% zu erwarten. Mit erweiterter Rekuperation sinkt der CO_2-Ausstoß auf 12%, soll das ganze Verbesserungspotenzial ausgeschöpft werden, sind ein Elektromotor mit 25kW und rein elektrische Fahranteile notwendig. Die höchsten Verbrauchsvorteile für den Endkunden lassen sich damit in Städten oder stadtnahen Gebieten erzielen, aber auch bei Autobahnfahrten sinken Verbrauch und Emissionen durch Rekuperation.

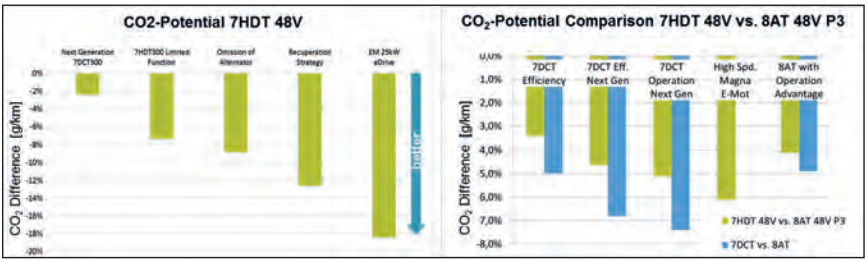


Abb. 11: CO_2 Potenzial 7HDT 48V in WLTP (links), CO_2 Potenzial 7HDT 48V vs. 8AT 48V P3-Hybrid in GETRAG Real World Cycle (rechts)

Das 7HDT 48V wurde zusätzlich auch noch mit einem 8AT 48V System im GETRAG Real World Drive verglichen. Hier ist ein vergleichsweise effizientes Konzept des 8AT eine P3 Anordnung mit fester Übersetzung auf Differential & Disconnect mit ggfs. zusätzlichem 12V BSG oder 48V BSG für Standladen. Die Effizienzvorteile des DCT gegenüber dem 8AT, die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

in der 7HDT Variante noch einmal wachsen, fallen aber im 48V-Hybrid mit 3,4% statt 5% CO_2-Reduktion im Zyklus ca. 30% geringer aus, bleiben aber generell bestehen (s. Abb. 11 rechts). Die hochdrehende kompakte Magna E-Maschine würde dabei einen Vorteil von > 1% gegenüber dem langsamer drehenden und schwereren E-Motor der 8AT P3 Anordnung realisieren. Die bessere Getriebespreizung und Betriebsstrategie (Operation) des 8AT kann aber auch nicht mehr die vollen 2,5% des konventionellen Antriebs zurückgewinnen, da durch Lastpunktanhebung und die 48V E-Maschine dieser Vorteil um ca. 20% im GETRAG Real World Cycle sinkt. Dies gilt auch für die verbesserte Betriebsstrategie des 7DCT. In Summe bleiben sowohl dem konventionellen 7DCT wie auch dem 7HDT 48V ein CO_2-Vorteil von größer 4% gegenüber dem 8AT bzw. einem potentiellen 8AT 48V P3-Hybrid.

CO_2-Potenziale - 7HDT HV und 7HDT HV + HV e-Drive

Die bauraumneutrale Integration einer Hochvolt-E-Maschine in ein 7DCT stellt eine weitere Steigerung des Elektrifizierungsgrades dar. Neben den bekannten Vorteilen, welche mit der Elektrifizierung einhergehen, können damit auch weitere Vorteile im Bereich des Verbrennungsmotors (VKM) realisiert werden. Beispielsweise ein hohes Getriebe-Ausgangsmoment durch die Addition von VKM und e-Motormoment. Durch diese zusätzliche Momenten-Quelle kann z.B. ein 4-Zylinder Dieselmotor durch einen 1,5-Liter Ottomotor substituiert werden mit dem Effekt gleicher oder besserer Fahrzeug-Performance. Dieses VKM Downgrading führt zu einer deutlichen Kostenreduktion im Bereich des Verbrennungsmotors. Des Weiteren zu einer höheren spezifischen Belastung der VKM und damit auch zu einem geringeren spezifischen Verbrauch sowie einem besseren thermischen Verhalten der VKM welches sich auch positiv auf die Abgasnachbehandlung auswirken kann.

Als zusätzliche Variante ist eine VKM Low-End Torque-Reduktion möglich. Da mit Hilfe der e-Maschine ein hohes Anfahrmoment realisiert werden kann, kann das Low-End Torque der VKM reduziert werden. Dies ermöglicht bei aufgeladenen Ottomotoren die Benutzung einer größeren Turbine beim Abgasturbolader womit eine Reduktion der Ladungswechselarbeit und somit eine CO_2-Reduktion einhergeht. Die verringerte Dynamik der VKM wird im 2, 4 und 6 Gang durch die e-Maschine überkompensiert. Auch wird das Thema RDE damit entschärft, da aggressive Spülverfahren zur Erreichung einer hohen VKM Dynamik im Bereich des Low-End Torque nicht mehr nötig sind.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 12 zeigt exemplarisch das Zugkraftverhalten für unterschiedliche Motorvarianten unter Berücksichtigung eines im Hause Magna vorhandenen e-Motors.

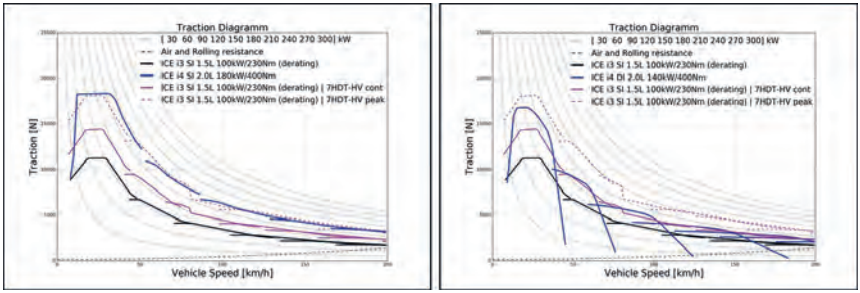


Abb.12: Vergleich der Zugkraftdiagramme von ICE I3 inkl. HDT (cont./peak Leistung) mit ICE I4 SI (links) sowie ICE I4 DI (rechts)

Durch die kontinuierliche Weiterentwicklung des GETRAG Produktportfolios und die Integration in das Gesamtportfolio der Magna Powertrain ergeben sich neue Möglichkeiten im Bereich der Elektrifizierung. So kann mit der Kombination 7HDT HV und HV e-Drive (s. Abb. 13) neben den klassischen Hybrid-Funktionen wie Zero Emission Mode und Rekuperation noch der Mehrwert erhöhter Fahrdynamik bei gleichzeitig hoher Effizienz erzielt werden.

Eine weitere Steigerung der Effizienz und damit der Reichweite ist durch die gezielte, situative Nutzung der optimalen Traktions-/Rekuperationsachse möglich. D.h. die kurze Wirkungsgrad-Kette des e-Drive unter Berücksichtigung der dynamischen Achslastverteilung kann situativ genutzt werden, um mit max. Effektivität zu rekuperieren bzw. elektrisch zu fahren.

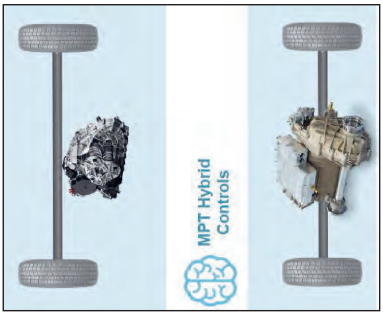


Abb. 13: 7HDT HV + HV e-Drive und MPT etelligent Drive Hybrid Controls

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusätzlich wird die Kosteneffektivität bei hoher Fahrzeugperformance durch Skalierung der Fahrzeugleistung über das e-Drive System gesteigert. Damit können kostenintensive Hochleistungs-VKM Derivat- und Getriebe-Entwicklungen für vergleichsweise niedrige Stückzahlen vermieden werden ohne auf das Marktsegment verzichten zu müssen.

Die Elektrifizierungsstrategie der MAGNA Powertrain eröffnet hier einzigartige Chancen den Trade-off zwischen Performance und Effektivität zu minimieren unter dem Gesichtspunkt hoher Kosteneffektivität durch die Verwendung von Getrieben aus dem bestehenden Getriebebaukasten. Dies da es mit dem 7HDT HV und einer sekundären elektrischen e-Achse möglich ist im Boost-Modus, über die beiden Elektromotoren zusätzliches Traktionsmoment darzustellen, ohne die Kapazität des Getriebes zu erhöhen. Die sich dadurch ergebende Zugkraft am Rad ist in Abbildung 14 dargestellt.

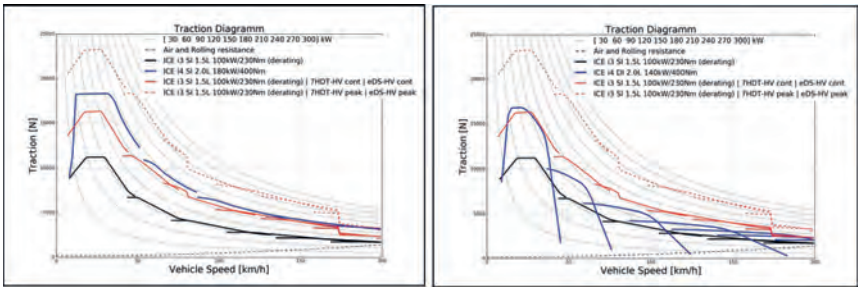


Abb. 14: Vergleich der Zugkraftdiagramme von ICE I3 inkl. HDT (cont./peak Leistung) und MAGNA e-Drive (cont./peak Leistung) mit ICE I4 SI (links) sowie ICE I4 DI (rechts)

Aus Abbildung 14 ist ersichtlich, dass mit einem I3 SI TC und einen 7HDT HV sowie dem e-Drive System aus dem MPT Baukasten die Leistung einer Hochleistungs- I4 VKM erreicht bzw. überboten werden kann. Abbildung 15 zeigt einen Vergleich der Fahrperformance basierend auf den Beschleunigungswerten 0-100 km/h für die Elektrifizierungsvarianten im Vergleich zu leistungsstärkeren VKM. Aufgrund des Allradsystems kann diese Traktionskraft auch effizienter im Beschleunigungsverhalten von 0-100 km/h bzw. im Elastizitätsverhalten von 60 – 120km/h umgesetzt werden. Beide Kriterien sind für den Endkunden spürbar bzw. erfahrbar und führen somit zu einem monetär bewertbaren Endkundenwert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

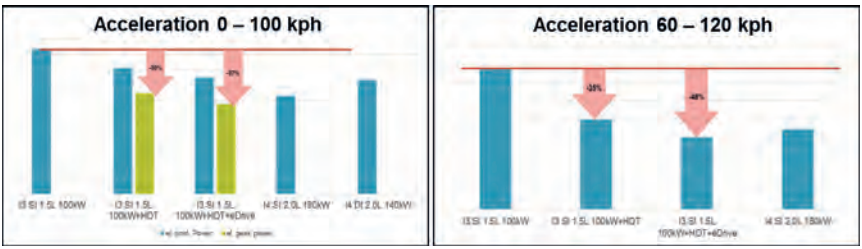


Abb.15: Fahrzeuglängsdynamik (Beschleunigung 0-100km/h, Elastizität 60-120 km/h)

Weiterhin kann mit Hilfe der Längsmomenten-Verteilung die Fahrdynamik maßgeblich beeinflusst werden, wodurch die DNA des OEM unterstrichen werden kann.
Neben dem Beitrag zur Performance und Effizienz kann der e-AWD unter der funktionalen Beachtung des Gesamtsystems auch einen signifikanten Beitrag im Bereich Komfort leisten. So kann mit Hilfe der elektrischen Achse auch ein optimierter Übergang von entkoppelten Segeln in elektrisches und/oder verbrennungsmotorisches Fahren erfolgen.
Die Systeme 7HDT HV und HV e-Drive ergänzen sich hier nicht nur additiv bezüglich der funktionalen Möglichkeiten sondern eröffnen auch neue Ansätze in Bezug auf Kostenoptimierung wenn der gesamte Powertrain inklusive VKM betrachtet wird.

Zusammenfassung

Unter dem Druck von Gesetzgebung und Endverbraucher wird eine schnelle Hybridisierung zur Senkung der CO_2-Emissionen weltweit unumgänglich, jedoch werden auch konventionelle Antriebsstrangvarianten zur Optimierung von Fahrzeug-Attributen, Kosten und CO_2-Ausstoß bei den Automobilherstellern in den nächsten 10 – 20 Jahren eine wesentliche Rolle spielen. Bei der richtigen Auswahl der Getriebetechnologie wird deshalb für den Automobilhersteller neben der getriebeeigenen Effizienz und Flexibilität auch die Kompatibilität mit einer kompakten, günstigen und leistungsstarken Hybridtechnik immer wichtiger.
Der Artikel zeigt mit seiner Benchmark-Methodik, dass trotz steigender Ganganzahl im Wandler-Automat und den kontinuierlichen Übersetzungen im CVT, die DCT Technologie aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades und flexibler Übersetzungsanpassung die führende Rolle bei der CO_2-Reduktion im Automatikbereich einnimmt. Dies wird auch im praktischen Fahrbetrieb oder in Kombination mit 48V Mild-Hybriden der Fall bleiben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für Magna Powertrain und GETRAG bildet deshalb die DCT-Technologie den Grundstein für ein flexibles und kompaktes Baukastensystem, um bei der Lösung der Zielkonflikte der Automobilhersteller zu unterstützen. Vorreiter des in einem DCT integrierten E-Motors ist Magna Powertrain mit dem kompakten, flexiblen und hocheffizienten GETRAG 7HDT 48V und dem bauraumneutralen 7DCT HV. Die 7HDT HV + HV e-Drive Variante eröffnet neben weiteren CO_2-Potenzialen die Möglichkeit durch VKM downgrading die Kosten im Antriebsstrang signifikant zu senken und die Performance zu steigern. Es ist deshalb zu erwarten, dass DCTs und HDTs weltweit erfolgreich sein werden.

[1] DAT CO_2-Leitfaden, https://www.dat.de/angebote/verlagsprodukte/leitfaden-kraftstoffverbrauch.html

[2] Diehl, M.: Lösungsansätze durch Systemsimulation, AVL GETRIEBE TECHDAY 2016

[3] Bahne, M., Frey, U.: CO_2 Potentials of DCTs – Competition Benchmark and Technology Outlook, GETRAG Drivetrain Forum 2016

[4] Lexa, D., Eggert, U.: Transmission Design Revolution in the Spot-Light of Combustion Engine Technology Evolution. 26. Internationale AVL-Tagung „Motor & Umwelt" 2014, Graz

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Marc Sens, Dr.-Ing. Emanuel Binder, Dipl.-Ing. Andreas Benz,
Dr. rer. nat. Lutz Krämer, Dipl.-Ing. Kurt Blumenröder,
IAV GmbH, Berlin;
Dipl.-Ing. Matthias Schultalbers,
IAV GmbH, Gifhorn

Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für hocheffiziente Ottomotoren – neue Ansätze und Betriebsstrategien

Pre-Chamber Ignition as a Key Technology for Highly Efficient SI Engines – New Approaches and Operation Strategies

Kurzfassung

Dieser Beitrag beschreibt das Potenzial der Anwendung eines passiven und aktiven Vorkammerzündsystems an einem konventionellen Ottomotor.

In Voruntersuchungen wurde mittels 3D-CFD-Simulation der Einfluss relevanter Designparameter auf die strömungsmechanischen und thermodynamischen Eigenschaften der Vorkammer analysiert. Auf Basis der Simulation konnten vielversprechende Layouts abgeleitet werden. Der konstruierte Vorkammer-Einsatz weicht dabei bewusst von vorhandenen Designs ab, um eine hohe Flexibilität in der Variation verschiedener geometrischer Parameter zu ermöglichen. Weiterhin wurden neue Betriebsstrategien eingeführt und untersucht, wie z. B. die aktive thermische Konditionierung der Vorkammer, welche der Verbesserung der Niedriglast- bzw. Kaltbetriebsfähigkeit dienen. Weiterhin konnte ein aktives Vorkammerkonzept mit Niederdruck-Einspritzung eines Kraftstoff-Luft Gemischs, anstelle reinen Flüssigkraftstoffs, eine signifikante Reduktion der chemischen Verluste innerhalb der Vorkammer erzielen.

Die Nutzung einer passiven Vorkammer mit optimiertem Layout führt zu einer erheblichen Reduktion der Klopfneigung im Hochlastbetrieb und gestattet die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um circa 2 Einheiten. Der Kraftstoffverbrauch im relevanten Kennfeldbereich wird um 2-4% reduziert. Im WTLP-Zyklus verbleibt ein Vorteil von circa 3%. Mit der Vorkammeranwendung auftretende Druckpulsationen erschweren die Klopferkennung, weshalb die Definition eines neuen Klopfkriteriums nötig war, welches im Verlauf des Projekts entwickelt wurde.

Eine Analyse der Verlustkette der passiven Vorkammer zeigt zwei besonders relevante Einflussfaktoren auf. Zum einen die erhöhten Wandwärmeverluste durch die schnellere Umsetzung im Hauptbrennraum und zum anderen die deutlich erhöhten Wandwärmeverluste infolge erhöhter Turbulenz in Brennraumwandnähe durch die tief eindringenden Jets.

Der völlig neuartige Ansatz der Niederdruckeinspritzung eines Kraftstoff-Luft-Gemischs in die Vorkammer zeigt ein hohes Potenzial zur Anhebung des Luftverhältnisses im homogen-mageren Betrieb auf Luftverhältnisse von 2.2 und darüber hinaus, bei jedoch vergleichsweise geringen chemischen Verlusten. So konnte im homogen-mageren Betrieb bei niedrigsten spezifischen NO_x-Emissionen von ca. 0.3 g/kWh ein Verbrauchsvorteil von ca. 10% gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb erzielt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einleitung

Der Druck zur Reduktion der CO_2-Emissionen im Straßenverkehr war selten höher als es aktuell der Fall ist. Hierfür gibt es vielfältige Gründe, so stellt insbesondere die Klimaerwärmung keine rein abstrakte Bedrohung mehr dar, denn der Einfluss der Erderwärmung auf das Wetter kann fast jeden Tag erlebt werden, **Abbildung 1**, links. Es ist eine klare Korrelation zwischen dem Anstieg der CO_2-Konzentration in der Atmosphäre und der globalen Land- und Meeres-Durchschnittsoberflächentemperatur erkennbar.

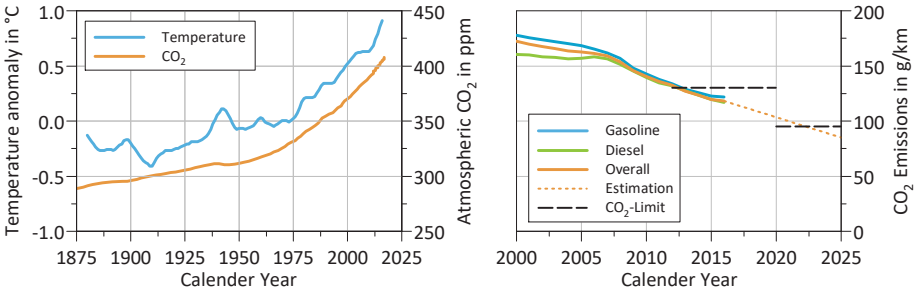


Figure 1: Global land-ocean temperature index and CO_2 (NASA/GISS, left), Fleet CO_2 emissions in EU (ACEA, right)

Abbildung 1: Globale Durchschnittstemperatur und CO_2-Konzentration in der Atmosphäre (NASA/GISS) [1], links; Entwicklung Flotten CO_2-Emissionen in Europa (ACEA), rechts

Zusätzlich erfährt eine als CO_2-neutral deklarierte Technologie, das Elektrofahrzeug, eine Renaissance und steht damit im direkten Wettbewerb zum Verbrennungsmotor.
Der Elektro-Mobilität wird einerseits CO_2-Neutralität zugesprochen, andererseits wird aber zunehmend erkannt, dass die Elektro-Mobilität je nach Art der Bilanzierung, ob „Tank-to-Wheel“ oder „Well-to-Wheel“, eben doch nur eine lokal CO_2-freie Technologie ist. Hinzu kommt die Erkenntnis, dass es einige Hürden für die schnelle und breite Einführung dieser Antriebstechnologie gibt.

Und genau hier besteht die Chance des Verbrennungsmotors. Neben seiner Robustheit und Zuverlässigkeit sind im Verlauf der bereits mehr als 120-jährigen Entwicklungszeit große Verbesserungen in Bezug auf die erreichten Wirkungsgrade erzielt worden. Effektive Spitzenwirkungsgrade von ca. 42% bzw. 200 g/kWh befinden sich heute in Serienproduktion, wobei sich der Ottomotor dem Dieselmotor bezüglich Effizienz und CO_2-Emissionen noch geschlagen geben muss. Die Spitzenwirkungsgrade von in Serie befindlichen Ottomotoren liegen heute bei ca. 38%, bzw. 220 g/kWh.

Wird die Entwicklung der gemittelten CO_2-Emissionen von Ottomotoren über die letzten Jahre betrachtet, **Abbildung 1**, rechts, so ist klar zu erkennen, dass die Wirkungsgradverbesserungen von Jahr zu Jahr kleiner werden. Damit der Ottomotor zukunftsfähig bleibt, sind weitere Wirkungsgradsteigerungen unabdingbar. Viele verschiedene Technologien stehen hierzu im Wettbewerb, genannt seien z.B. extern gekühlte AGR, variable Verdichtung, variable Ventilsteuerungen mit Miller und Atkinson Ansätzen, reduzierte Reibung und Selbstzündungsbrennverfahren. Jede einzelne Technologie hat ein Potenzial, welches es durch sinnvolle Kombinationen zu maximieren gilt. Einige Technologien können in diesem Zusammenhang eine Schlüsselrolle einnehmen, so auch die Vorkammerzündung. Die deutlich erhöhte zur Verfügung stehende Zündenergie, **Abbildung 2**, und auch die gegenüber

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

einer Zündkerze im Brennraum mehrfachen und verteilten Zündorte können als Türöffner für andere Technologien (z.B. Brennverfahren mit großer Verdünnungstoleranz, deutliche Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, Miller-Steuerzeit) betrachtet werden.
Die Vorkammerzündung an sich ist eine lange bekannte Technologie, welche ihre Anwendung vor allem bei Großgasmotoren findet, wo sie ihre Vorteile ausspielen kann:

- Multiple Zündorte, um die großen Zylindervolumen schneller durchzubrennen
- Erhöhte Zündenergie, um die stark mit Luft verdünnten Gemische zu entflammen

Großgasmotoren erreichen mit aktiven Vorkammerzündsystemen Wirkungsgrade von ca. 50%. Eine Übertragung dieser Technologie auf PKW-Anwendungen erscheint somit sehr vielversprechend.

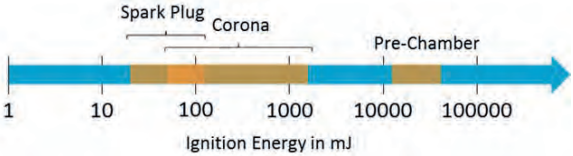


Figure 2: Ignition Energy compared for different Ignition System
Abbildung 2: Zündenergie für verschiedene Zündsysteme im Vergleich

Vorkammerzündsysteme und deren Herausforderungen

Immer wieder wurde seit der erstmaligen Nennung eines Vorkammerkonzepts von Sir Harry Ralph Ricardo im Jahr 1918 von Ansätzen berichtet, in denen die Vorteile einer Vorkammerzündung auch für PKW-Anwendungen nutzbar gemacht werden sollen, jüngst berichteten z.B. Blaxill, H., Bunce, M. et al. in verschiedenen Veröffentlichungen ([2], [3], [4]) von den Potenzialen eines aktiven Vorkammerzündsystems zur Darstellung eines extrem mager betriebenen Ottomotors. Ein aktives Vorkammerzündsystem unterscheidet sich von einem passiven durch eine in die Vorkammer integrierte Kraftstoffzumesseinrichtung, wie beispielsweise einen Kraftstoffinjektor.

Nicht nur aufgrund dieser Arbeiten aus den letzten 5 Jahren, sondern vor allem infolge der aktuellen Anwendung der Vorkammerzündung bei hoch aufgeladenen Formel-1-Motoren, nahm das Interesse an der Vorkammerzündung in den letzten Jahren deutlich zu. Im Gegensatz zu mager betriebenen Großgasmotoren handelt es sich bei der Formel-1-Anwendung um eine passive Vorkammer, d.h. es findet keine separate Brennstoffzufuhr in die Vorkammer selbst statt. Das zu zündende Gemisch kann nur über die Überströmbohrungen vom Hauptbrennraum in die Vorkammer gelangen.

Allen bisherigen Anwendungen, egal ob in passiver oder aktiver Ausführung, ist jedoch eines gemeinsam, es sind sehr spezielle Anwendungen, die z.B. weder einen Leerlaufbetrieb noch einen Kaltstart darstellen müssen. Für Großgasmotoren gilt darüber hinaus, dass es eher keine Bauraum-Restriktionen gibt, die ein aktives System aus diesen Gründen verbieten. Bei Formel-1-Motoren bestehen keine Emissionsvorschriften, sodass die Motoren in Luftverhältnis-Bereichen betrieben werden können, die mit einer passiven Vorkammerzündung gut darstellbar sind, aber für eine PKW-Anwendung zu hohe Stickoxidemissionen verursachen würden. Nicht zuletzt sei bei aktiven Lösungen mit sehr kleinen Vorkammervolumina und flüssiger Kraftstoffeinspritzung die Problematik der Wandbenetzung in der Vor-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kammer genannt, die zu hohen Kohlenwasserstoff- und Partikelemissionen führt. Vorkammerzündsysteme haben ihr Potenzial in Spezialanwendungen bereits aufgezeigt. Für die Anwendung im PKW müssen jedoch folgende Herausforderungen bewältigt werden:

1. **Herausforderung:** Die Gemischverdünnungsfähigkeit bei passiver Auslegung wird limitiert durch die Zündfähigkeit des über die Überströmbohrungen in die Vorkammer gelangten Gemischs aus dem Hauptbrennraum.

   Fragestellung: Wie kann das Kraftstoff-Luftverhältnis in der Vorkammer durch Einspritzstrategien bei passiver Auslegung verbessert werden?

   Vorgehen: Es wird eine Lösung bewertet, die eine Gemischanreicherung in der Vorkammer auch bei passiver Vorkammerauslegung ermöglicht.

2. **Herausforderung:** Die Leerlauf-/Niedriglastbetriebsfähigkeit wird bei passiver Vorkammer vor allem durch das Vorkammerlayout beeinflusst.

   Fragestellung: Welche Geometrie Parameter der Vorkammer haben entscheidenden Einfluss auf die Leerlauf-/Niedriglastbetriebsfähigkeit?

   Vorgehen: Verschiedene Überströmlayouts/Vorkammerlayouts und deren Einfluss auf die Niedriglastpunkte werden bewertet und diskutiert.

3. **Herausforderung:** Der Kaltstart/Kaltbetrieb wird neben dem Überströmlayout vorrangig durch hohen Wärmeentzug aus der Vorkammer beeinflusst – je kälter der Motor ist, desto mehr Wärmeentzug erfolgt.

   Fragestellung: Gibt es eine technische Lösung, die das thermische Verhalten der Vorkammer für einen stabilen Kaltbetrieb verbessert?

   Vorgehen: Es werden eine technische Lösung sowie der Einfluss des Vorkammermaterials auf die Kaltbetriebsfähigkeit untersucht und diskutiert.

4. **Herausforderung:** Bei aktiver Vorkammerauslegung mit flüssiger Kraftstoffeinspritzung besteht eine hohe Wandanlagerungsgefahr, speziell im Kaltbetrieb, sowie ein hohes Risiko für chemische Verluste auch im Warmbetrieb aufgrund schlechter Gemischbildung.

   Fragestellung: Wie kann der Gemischbildungsprozess innerhalb der Vorkammer bei Flüssigkraftstoffeinspritzung verbessert und eine mögliche Wandanlagerung flüssigen Kraftstoffs reduziert werden?

   Vorgehen: Die Anwendung eines alternativen Gemischbildungskonzepts wird betrachtet und hinsichtlich des Potenzials diskutiert.

5. **Herausforderung:** Aufgrund fehlender Luft zur Darstellung einer stabilen Entflammung in der Vorkammer profitiert ein Hoch-AGR Brennverfahren nur eingeschränkt von einer aktiven Vorkammerauslegung.

   Fragestellung: Wie kann die Entflammung von Gemisch mit großen Anteilen AGR in der Vorkammer mittels aktiver Auslegung verbessert werden?

   Vorgehen: Es wird ein neuer Ansatz zur Aufbereitung des Gemischs in der Vorkammer bei Hoch AGR Betrieb vorgestellt und dessen Potenzial aufgezeigt.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit diesen vorgenannten Herausforderungen und lässt dabei einige grundlegende Betrachtungen, wie zum Beispiel Einflüsse der Geometrieparameter der Vorkammer, Analyse der Verlustkette und Definition eines Klopfkriteriums nicht aus.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zielsetzung und Methodik

Zielsetzung

Auf der Basis eigener Untersuchungen in den Jahren 2005 und 2007 zur passiven und aktiven Vorkammerzündung ([6], [7]) sowie einer Potenzialstudie zur Darstellung einer aktiven Vorkammerzündung 2010 an einer PKW-relevanten Vorkammergröße werden klare Entwicklungsziele für Vorkammer-Brennverfahren abgeleitet. Unterschieden wird hierbei zwischen einem Brennverfahren mit passiver und einem mit aktiver Vorkammerzündung bzw. abschließend einer Kombination beider Betriebsstrategien.

Passives Vorkammerbrennverfahren

Lambda-1-Brennverfahren

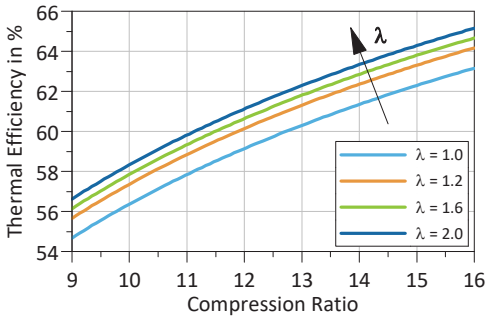


Figure 3: Thermal efficiency dependency on compression ratio and stoich. air/fuel ratio
Abbildung 3: Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrads vom Verdichtungsverhältnis und dem Luftverhältnis

Der Wirkungsgrad des Ottomotors ist unmittelbar vom gewählten Verdichtungsverhältnis abhängig, **Abbildung 3**. Wird das Verdichtungsverhältnis im Sinne eines hohen Wirkungsgrads aber zu hoch gewählt, erhöht sich die Selbstzündungsgefahr im noch nicht von der Flamme erfassten Gemischbereich und es kommt oberhalb kritischer Bedingungen im Unverbrannten zu klopfender Verbrennung. Eine erste Maßnahme auf Klopfen zu reagieren ist es, die Verbrennung zu späteren Schwerpunktlagen zu verstellen, was wiederum einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat. Insofern erfolgt die Auslegung des Verdichtungsverhältnisses eines Ottomotors immer unter Berücksichtigung der spätesten noch sinnvollen Verbrennungsschwerpunktlage bei gegebenem maximalen Mitteldruck.
Neben dem Verdichtungsverhältnis kann das Klopfverhalten eines Ottomotors aber auch durch andere Maßnahmen positiv beeinflusst werden. Eine sehr wirksame Maßnahme ist es, dem noch nicht von der Flamme erreichten Kraftstoff-Luft Gemisch so wenig Zeit wie möglich zum Einleiten von Vorreaktionen zu geben. Dies wird über eine Beschleunigung der Verbrennung erreicht, was wiederum durch eine z.B. erhöhte Turbulenz im Brennraum oder auch eine Zündung mit großer Volumenerfassung, wie bei einer Vorkammerzündung, zu erzielen ist.

Auf dieser Basis wird ein Brennverfahrensansatz definiert, der auf einer passiven Vorkammer und stöchiometrischem Betrieb beruht. Der an der Volllast zu erwartende Klopfvorteil durch die Nutzung der Vorkammer soll in eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses münden, wobei das Verdichtungsverhältnis mit VKZK so gewählt wird, dass sich für die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Volllast gleicher Kraftstoffverbrauch wie mit Zündkerzenbetrieb ergibt. Mit dem so gewonnenen Verdichtungsvorteil soll ein Kraftstoffverbrauchsvorteil im WLTP-Zyklus ausgewiesen werden.

Magerbrennverfahren durch Mehrfacheinspritzstrategie

Der Magerbetrieb erlaubt eine deutliche Steigerung des motorischen Wirkungsgrads. Je höher der Verdünnungsgrad des Gemischs mit Luft eingestellt wird, desto höher ist der erzielbare Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses, **Abbildung 3**. Darüber hinaus werden die Wandwärmeverluste reduziert, was einen weiteren Beitrag zur Verbesserung des effektiven Wirkungsgrads liefert. Begrenzt wird die Ausweitung des Magerbetriebs durch einen immer weiter ansteigenden Zündenergiebedarf, der bei zündkerzenbasierten Brennverfahren vor allem durch die Zündkerzenlebensdauer begrenzt ist. Ebenso sinkt die laminare Flammengeschwindigkeit signifikant. Dies führt zu einer steigenden Umsetzungsdauer des Kraftstoffs mit schlechten Wirkungsgraden und schließlich zu der Gefahr des Flammenlöschens, dem sogenanntem Quenching. Wie in **Abbildung 2** dargestellt, verfügt die Vorkammerzündung genau hier über einen großen Vorteil. Sobald die Wärmefreisetzung des Gemischs in der Vorkammer erfolgt ist, treten die Fackelstrahlen, bzw. Heißgasjets in den Hauptbrennraum über und können aufgrund der damit eingebrachten deutlich größeren Energie gegenüber klassischen Zündkerzen-Systemen deutlich höher verdünnte Gemische entflammen. Darüber hinaus liegen die Zündorte an vielen Orten im Brennraum verteilt, was die Umsatzgeschwindigkeit aufgrund kurzer Flammenwege deutlich verkürzen kann.
Passive Vorkammerzündsysteme, ohne zusätzliche Bereitstellung von Kraftstoff in der Vorkammer, erlauben theoretisch eine sichere Zündung des mageren Gemischs im Hauptbrennraum. Die erste Stufe der Zündung in der Vorkammer selbst jedoch ist weiterhin von einer Zündkerze bei magerem Gemischzustand zu erbringen und damit bei ähnlichen Luftverhältniswerten wie eine Zündkerze im Hauptbrennraum limitiert. Außerdem verringert sich mit steigendem Luftverhältnis, auch vor der Entflammungsgrenze, bereits die Intensität der Wärmefreisetzung in der Vorkammer und limitiert das Abmagerungspotenzial in Folge deutlich reduzierter Fackelstrahlen oder Heißgasjets damit zusätzlich. Ein Vorteil aus dem zweistufigen Zündprozess ist so vermutlich nicht darstellbar.

Um dieser Problematik zu begegnen, wird der räumlichen und zeitlichen Positionierung der Gemischwolke durch sorgfältige Auslegung der Injektorposition relativ zur Vorkammer mit entsprechendem Target des Injektors Aufmerksamkeit gewidmet. In Kombination mit einer entsprechenden Mehrfacheinspritzstrategie ist es Ziel, das lokal fettere Gemisch in die Vorkammer zu drücken und damit unabhängig vom Gemisch des Hauptbrennraums bessere Entflammungsbedingungen in der Vorkammer zu gewährleisten.

Aktives Vorkammerbrennverfahren

Magerbrennverfahren – Teillast

Im Gegensatz zu einem passiven Vorkammerzündsystem ist es bei einer aktiven Vorkammer möglich, völlig unterschiedliche Luftverhältnisse zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum einzustellen. Genau diese Funktion erlaubt es, die Abmagerung deutlich auszuweiten. Neben dem bereits genannten positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad führt eine deutliche Abmagerung des homogenen Gemischs zu einer immer geringeren NO_x-Entstehung während der Verbrennung, **Abbildung 4**. Die Abbildung verdeutlicht, dass ab $\lambda \approx 1.6$ kaum noch eine weitere NO_x-Reduktion durch Abmagerung zu erreichen ist. Wird allerdings in Betracht gezogen, dass mit einer einfachen Dreiwege-Abgasnachbehandlung im Magerbetrieb keinerlei NO_x-Reduktion mehr erfolgt, so muss eine nahezu stickoxidfreie Verbrennung realisiert werden, um gesetzliche Emissionsziele einhalten zu können.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Verdeutlichung der Relevanz niedrigster NO_x-Emissionen zeigt **Abbildung 5** eine Zyklushochrechnung für NO_x-Emissionen auf Basis eines im unteren Teil der Abbildung gezeigten Kennfelds, welches die Unterschreitung des aktuell gültigen EURO-6d-Grenzwerts von 60 mg/km Stickoxid ermöglicht. Folgende Annahmen wurden zur Vereinfachung getroffen:

- Die NO_x-Entstehung während des Kaltstarts wurde nahezu eliminiert, da sich infolge der Elektrifizierung Möglichkeiten ergeben, diese weiter abzusenken.
- Zur Berücksichtigung eines Alterungsverhaltens wird ein NO_x-Ziel von ca. 30% des Grenzwerts definiert.
- Motorlasten größer p_{me}= 9 bar werden bei λ= 1 betrieben.

Das entstandene NO_x-Zielkennfeld zeigt Werte zwischen 0.04 und ca. 0.2 g/kWh effektivspezifischer NO_x-Emissionen, welche im Magerbetrieb als Motor-Rohemissionen einzuhalten sind, sollte auf eine spezifische NO_x-Abgasnachbehandlung verzichtet werden. Anhand dieser Vorüberlegungen wird deutlich, dass eine deutliche Erhöhung des heute üblicherweise erzielbaren Luftüberschusses in Richtung λ= 2 und darüber hinaus angestrebt werden muss.

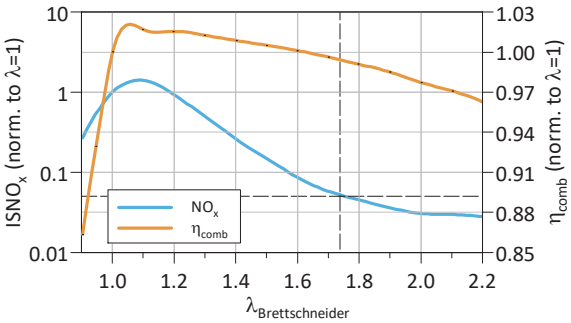


Figure 4: Specific NO_x emissions and combustion efficiency vs λ, normalized to λ= 1
Abbildung 4: Spezifische NO_x-Emissionen und Umsetzungsgrad über λ bezogen auf λ= 1

Neben dem Stickoxidverhalten ist in **Abbildung 4** exemplarisch auch der Umsetzungswirkungsgrad aufgezeigt, der vor allem das Verhalten der Kohlenwasserstoff Emissionen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses repräsentiert. Eindeutig erkennbar ist der gegenläufige Trend des Umsetzungswirkungsgrads, der mit mager werdendem Luftverhältnis immer weiter fällt. Dies ist auf eine mit steigendem Luftverhältnis immer „kältere" Verbrennung zurück zu führen, die im wandnahen Bereich auch zu Erlöschen droht, wodurch der Kraftstoff nicht vollständig umgesetzt werden kann und hohe Verluste entstehen. Der so verlorene Kraftstoffanteil trägt zu einer Erhöhung der Umsetzungsverluste bei, was sich in einem fallenden Umsetzungs- und auch indizierten Wirkungsgrad äußert.
Insofern gilt es, eine schnelle und komplette Umsetzung unter mageren Bedingungen zu gewährleisten, wozu die Vorkammerzündung maßgeblich beitragen kann. Auf Basis dieser Vorbetrachtungen wird folgende Zielsetzung für die aktive Vorkammerzündung definiert: Es soll ein maximaler Wirkungsgradgewinn im Teillastbetrieb bis ca. p_{me}= 9 bar durch die Anwendung des homogenen Magerbetriebs bei gleichzeitig niedrigster NO_x-Emission erreicht werden. Die kritischen Umsetzungsverluste sind maßgeblich zu minimieren, um insbeson-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dere den Verbrauchsvorteil des Magerbetriebs auch bei sehr hohen Lambdawerten zu erhalten. Schließlich sollte die Vorkammer so ausgelegt werden, dass oberhalb von p_{me} = 9 bar bis zur Volllast bei stöchiometrischem Betrieb ein möglicher Klopfgewinn erhalten bleibt.

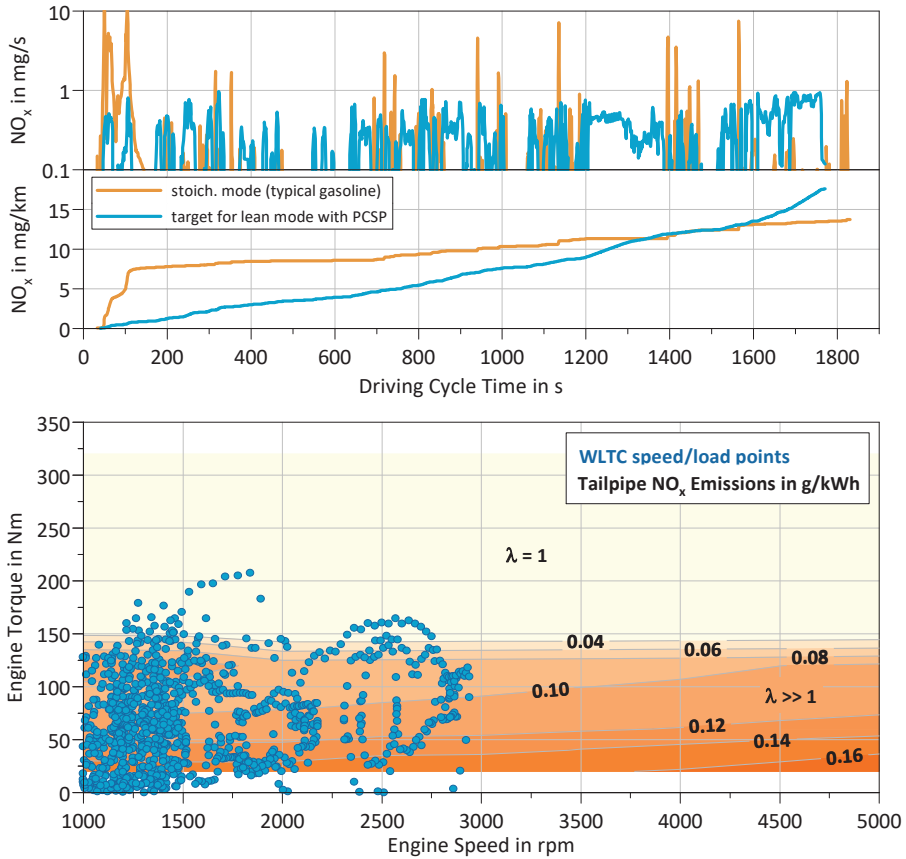


Figure 5: NO_x target engine map for lean operation with PCSP
Abbildung 5: NO_x-Emissionsziel für den mageren Betrieb mit Vorkammerzündsystem

AGR Brennverfahren – Teillast/Volllast

Neben der Verdünnung mit Luft kann zur Wirkungsgradsteigerung alternativ auch die Verdünnung der Zylinderladung mit Restgas (AGR) erfolgen. Hier ist je nach Lastpunkt die Verdünnung mit intern oder extern zurück geführtem Abgas zu bevorzugen. Ähnlich wie bei der Verdünnung mit Luft wird eine weitere Steigerung der AGR vor allem durch das Potenzial des Zündsystems limitiert, und zwar weit bevor der zu langsame Flammenfortschritt durch die hohe Wärmekapazität und den hohen Anteil inerten Gases eine Begrenzung darstellt. Prinzip bedingt und ähnlich wie bei der Luftverdünnung kann die Vorkammerzündkerze hier ein Lösungsansatz sein, um die Restgasverträglichkeit zu erhöhen. Dieser Vorteil bezieht sich vor allem auf die zweite Zündung des zweistufigen Zündprozesses, die Zündung im

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Hauptbrennraum. Denn, wie vorstehend im Zusammenhang mit dem Magerbetrieb erläutert, muss das Gemisch in der Vorkammer selbst mit einer Zündkerze gezündet werden und weist deshalb ähnliche Grenzen wie die klassische Funkenzündung im Hauptbrennraum bei AGR Betrieb auf. Im Falle einer Verdünnung mit Luft stellt der aktive Betrieb der Vorkammer einen technisch sinnvollen Lösungsansatz dar. Die stark verdünnte Luft in der Vorkammer wird mittels einer Kraftstoffeinspritzung zu fetteren und damit zündwilligeren Luftverhältnissen verschoben während im Hauptbrennraum ein mageres Gemisch erhalten bleibt.

Dieser Ansatz kann bei Hoch-Restgas-Brennverfahren nicht mit gleichem Erfolg angewandt werden, da die Reaktivität des Gemischs aufgrund geringerer Sauerstoffkonzentration im Gemisch immer weiter abnimmt, trotz zusätzlich in die Vorkammer eingebrachten Kraftstoffs. Insofern kann als weitere Zielsetzung formuliert werden: Es soll eine technische Lösung definiert werden, welche die AGR-Verträglichkeit eines Brennverfahrens bei $\lambda = 1$ deutlich erhöht, insbesondere wenn eine aktive Vorkammerzündkerze zur Verfügung steht.

Kombination von aktivem und passivem Brennverfahren

Werden die Vorteile der beiden vorgenannten Betriebsarten kombiniert, so entsteht ein Kennfeld der Betriebsarten, d.h. die Vorkammer wird in gewissen Bereichen passiv und in anderen aktiv betrieben. Die finale Zielsetzung besteht darin, ein Vorkammerlayout zu finden, welches die verschiedenen Betriebsarten im gesamten Kennfeld ermöglicht, im leerlaufnahen Bereich betriebssicher funktioniert und insgesamt ein größtmögliches Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsreduktion in Kombination mit einem klassischen ottomotorischen Brennverfahrenslayout erschließt.

Methodik

Die Entwicklung des Vorkammerzündsystems als eigenmittelfinanziertes Projekt erfolgte als ganzheitliche Motorentwicklung unter Berücksichtigung aller auf die Funktion der VKZK Einfluss nehmenden Bauteile. **Abbildung 6** zeigt schematisch den etablierten Entwicklungsprozess, bei dem die Resultate von 1D- und 3D-Simulationen ständig mit Versuchsergebnissen abgeglichen und iterativ optimiert werden. Als besonders hilfreich erweist sich in diesem Zusammenhang das Rapid Prototyping via 3D-Druck, welches es ermöglicht, dass sich innerhalb kürzester Zeit Erkenntnisse aus Experiment und Simulation in Versuchsbauteilen, insbesondere verschiedensten Layouts der VKZK-Einsätze manifestieren und am Einzylindermotor untersucht werden können.

Die in dieser Veröffentlichung diskutierten Ergebnisse sollen die Herausforderungen, Lösungsansätze und natürlich die Potenziale eines Vorkammerzündsystems darlegen. Auf tiefgreifende Erläuterungen wird in dieser Arbeit daher bewusst weitgehend verzichtet. Es soll dennoch angemerkt werden, dass dieses Projekt unter vielen Aspekten insbesondere die Entwicklung eines verbesserten Verbrennungsmodells zum Ziel hat, welches Vorkammerphänomene wie Flammenlöschen in den Überströmbohrungen durch z.B. Radikalrekombination an den Wänden der Bohrungen, Wärmeentzug und das reaktionskinetische Verhalten insgesamt detailliert beschreibt. So werden bekannte Verbrennungsmodelle (G-Gleichung, ECFM-3Z) weiterhin für die Beschreibung des Flammenfortschritts im Hauptbrennraum genutzt. Für die Modellierung der Vorgänge in der Vorkammer und den Überströmbohrungen wird ein Ansatz mit detaillierter Chemie verwendet, der mit dem in diesem Projekt eingesetzten kommerziellen CFD Code Star-CD/es-ice und StarCCM+ gekoppelt wird. Im Rahmen einer übergeordneten wissenschaftlichen Arbeit wird der Verbrennungsablauf in der Vorkammer und die Entflammungsphase im Hauptbrennraum exakt modelliert und mit Hilfe von Verbrennungsversuchen in einer Hochdruckzelle abgeglichen bzw. validiert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

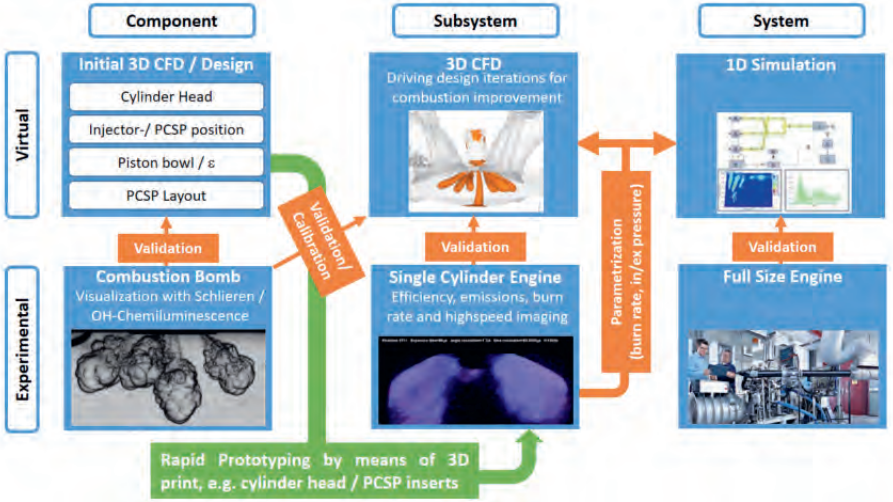


Figure 6: Process for Assessment and Development of a PCSP Combustion System
Abbildung 6: Iterativer Entwicklungsprozess für die Bewertung und Auslegung des Vorkammerzündsystems

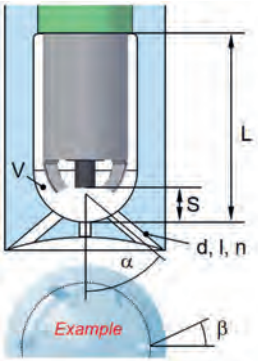
https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Voruntersuchung und Versuchsträger

Voruntersuchungen

Vor den Einzylinderversuchen wurden umfangreiche Voruntersuchungen durchgeführt deren Ziel es war ein erstes geeignetes VKZK-Design zu erzeugen und wichtige Parameter für weitere VKZK-Varianten zu identifizieren. In **Abbildung 7** ist eine frühe VKZK-Variante mit den geometrischen Parametern dargestellt.

Im Wesentlichen ist der größtmögliche Innendurchmesser D der Vorkammer durch die Platzverhältnisse im Zylinderkopf und den Vorkammer-Wassermantel gegeben. Für ein größeres Vorkammervolumen wird die Vorkammerlänge L angepasst. Der Überströmquerschnitt wird zunächst über die Bohrungsanzahl n geändert. Nach [9] sollten das Vorkammervolumen bezogen auf das Kompressionsvolumen V_{rel} etwa 2-3% und der Überströmquerschnitt bezogen auf das Vorkammervolumen A/V etwa 0.03-0.04 cm^{-1} betragen. In Kombination mit ersten Ladungswechselrechnungen für den gewählten Einzylindermotor ergab sich die dargestellte Startgeometrie. Die Analyse der Restgasverteilung legte zunächst eine tiefe Funkenlage S nahe. Die zentrale Bohrung erwies sich in der 3D-Strömungssimulation als zusätzlich vorteilhaft für die Verdrängung des Restgases aus dem Funkenspalt. Der Jet-Austrittswinkel α wurde möglichst groß gewählt, um den Brennraum im ZOT möglichst gut zu erfassen. Begrenzt ist α jedoch durch die leicht nach innen gewölbte Kappe. Diese Kontur soll dazu beitragen möglichst wenig Wärme aufzunehmen, um Glühzündungen im Hochlastbereich zu vermeiden.



Parameter	Init	Range	Description
L in mm	20	15.. 25	Length
S in mm	3	3.. 17	Spark Location
V in cm³	1	0.8.. 2.5	Free Volume
d in mm	1	0.8.. 1.4	Bore Diameter
l in mm		1.5.. 5	Bore Length
n (total)	5	5.. 8	Number of Bores
n_{centre}	1	0.. 1	Central Bore
α in deg	50	50.. 80	Jet Angle
β in deg	0	0.. 25	Swirl Angle

Figure 7: Geometric parameters of the PCSP with initial values from the pre-study
Abbildung 7: Geometrische Parameter des Vorkammer-Einsatzes mit Startwerten abgeleitet aus den Voruntersuchungen

Weiterhin ergab die 3D-CFD, dass ein Verdrillen der Überströmbohrungen (Drallwinkel β) einen positiven Einfluss auf die Restgasmitnahme beim Einströmen hat. Zusätzlich konnte ähnlich zu [7] auch die vertikale Strömungsgeschwindigkeit zum ZZP im Funkenspalt nach unten gedreht werden, wodurch die Vorkammerverbrennung beschleunigt wird. Die Bohrungen wurden zunächst als gerade Zylinder mit d=1 mm ausgeführt. Wie in [8] gezeigt wurde, sollte die Austrittsgeschwindigkeit aus der Vorkammer mit höchster Funkenlage S am größten sein, da Flammenfortschritt und Ausströmgeschwindigkeit gleichgerichtet sind. Die Funkenlagenvariation mithilfe der 3D-Flamelet-Simulationen bestätigt dies. Aber aufgrund des mit höherer Funkenlage zunehmenden Restgasgehalts im Funkenspalt wird schon hier

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ersichtlich, dass insbesondere für die passive VKZK die optimale Funkenlage nur ein Kompromiss sein kann, dessen besten Wert es zu finden gilt.

Versuchsträger

Beschreibung IAV-Vorkammerlösung

Für die experimentelle Untersuchung der zuvor beschriebenen Vorkammerbrennverfahren wurde ein modulares Vorkammerzündsystem konstruktiv umgesetzt. Dieses ermöglicht ein Höchstmaß an Flexibilität für die definierten Entwicklungsaufgaben.

Um verschiedenste Vorkammerkonfigurationen (Material, Volumen, Layout der Überströmbohrungen, usw.) zu untersuchen, sowie einfach zwischen den Zündsystemen wechseln zu können, erfolgt die Implementierung der Vorkammern und Zündkerzen über entsprechende Adapter in einer universellen Zugangsbohrung im Zylinderkopf. Diese Lösung hat jedoch den Nachteil einer verminderten Wärmeableitung aus der Zündkerze in den Kühlmantel des Zylinderkopfes. Aus diesem Grund ist der Vorkammereinsatz mit einem Kühlwassermantel ausgestattet. Die separate Konditionierfähigkeit der Vorkammer ermöglicht zudem eine Analyse des Temperatureinflusses auf Wandwärmeverluste sowie Flammenlöschen in der Vorkammer. Zur Untersuchung aktiver Vorkammerzündsysteme ist der Vorkammereinsatz mit einem optionalen Zugang für eine Kraftstoffzumesseinrichtung versehen. Dabei wird einer luftunterstützten Kraftstoffeinspritzung das größte Potenzial hinsichtlich einer Ausweitung der AGR-Toleranz, Reduktion der Vorkammeremissionen sowie Verbesserung der Kaltstartfähigkeit zugesprochen.

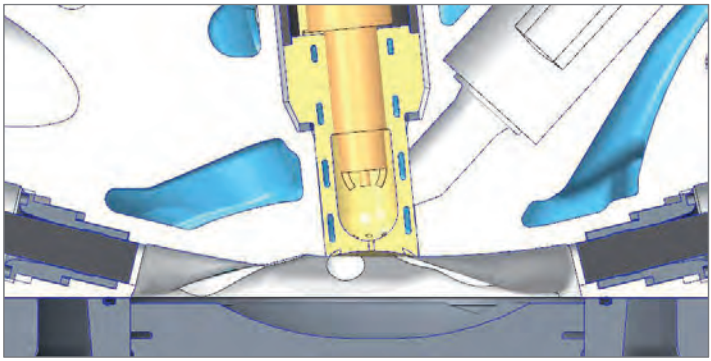


Figure 8: Section View of the cylinder head and PCSP with its water jacket
Abbildung 8: Schnitt durch den Zylinderkopf und Vorkammer-Einsatz mit Kühlmantel

Optional besteht auch die Möglichkeit, die aktive Vorkammer mit einer reinen Kraftstoffeinspritzung bzw. Brenngaseindüsung (CNG) zu betreiben. Dazu ist der Zugang für den Vorkammerinjektor so ausgeführt, dass über entsprechende Adapter alle drei Lösungen der Piloteinspritzung umgesetzt werden können. Für eine detaillierte thermodynamische Analyse der Vorkammerverbrennung kann anstelle des Pilotinjektors ein piezoelektrischer Drucksensor adaptiert werden.
Abbildung 8 zeigt den Schnitt durch den Zylinderkopf und passiven Vorkammer-Einsatz mit Kühlwassermantel. Der optionale Zugang für die aktive Vorkammer ist auslassseitig angeordnet (rechts) und kann in Kombination mit einer entsprechenden VKZK für den aktiven Betrieb oder einen Indizierdrucksensor genutzt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Beschreibung Versuchsmotor

Für die experimentellen Untersuchungen des Vorkammerzündsystems am Motorprüfstand kommt ein von IAV entwickelter Einzylinder-Forschungsmotor mit 499 cm³ Hubvolumen zum Einsatz. Die Konstruktion des Motors wurde im Hinblick auf maximale Flexibilität für die Entwicklungsaufgaben ausgeführt. Der Grundmotor ermöglicht in der ausgeführten Variante einen Motorbetrieb bis 5500 min^{-1} sowie 22 bar effektiven Mitteldruck. Die Einstellung der verschiedenen Verdichtungsverhältnisse erfolgt über angepasste Kolben sowie spezielle Distanzplatten zwischen Kurbelgehäuse und Zylinderrohr. Der RP-Zylinderkopf beinhaltet je eine Injektoraufnahme zwischen den Einlass- und Auslassventilen sowie für die aktive Vorkammerausführung.

Die zusätzliche auslassseitige Injektorposition wurde gewählt, um das Potenzial einer angepassten Einspritzstrategie für eine verbesserte Befüllung der Vorkammer mit zündfähigem Gemisch zu untersuchen. Die Bohrung zur universellen Installation des Zündsystems befindet sich in zentraler Brennraumposition. Die Standard- bzw. Vorkammerzündkerzen werden über Adapter in den Zylinderkopf eingebracht und mithilfe einer Klemmvorrichtung niedergehalten. Zur thermodynamischen Analyse ist ein wassergekühlter M8-Indizierquarz im Brennraum sowie optional über den Zugang des Vorkammerinjektors ein luftgekühlter M5-Indizierquarz in der Vorkammer installiert. Endoskopische Zugänge ermöglichen zudem eine optische Brennraumdiagnostik per High-Speed-Kamera, OH-Chemilumineszenz und LIF-Messtechnik. Dafür können auch die beiden seitlichen Injektorbohrungen mit Hilfe von Adaptern für optische Messtechniken genutzt werden.

Neben der direkten Kraftstoffeinspritzung verfügt der Motor zusätzlich über die Möglichkeit der äußeren Gemischbildung zur Untersuchung des Potenzials eines Vorkammerzündsystems in Verbindung mit einer Saugrohreinspritzung. In einer zweiten Ausführung des Zylinderkopfes erfolgt die Umsetzung eines zentral angeordneten GDI mit seitlich versetztem Zündort. Diese Veröffentlichung fokussiert auf die Untersuchungen mit seitlicher Direkteinspritzung.

Tabelle 1: Kennwerte des Versuchsträgers
Table 1: Characteristics of the test carrier

Parameter	Unit	Value
Bore / Stroke	mm	83.1 / 92.0
Displacement	cm³	499
Compression Ratio	-	10, 12, 13
Cam Phasing Intake / Exhaust	°CA	50 / 40
Max. Peak Cylinder Pressure	bar	170
Injection System	-	PFI, GDI, Active PCSP
Fuel Type / Pressure	-	EURO Super E10 / 200 bar
Ignition System	-	Spark Plug, PCSP
Boosting System	-	External, up to 4 bar
Exhaust System	-	Exhaust Flap (Fixed, TC Model)
EGR System	-	Flexible Feed by EGR Pumps

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Grundlagenbetrachtungen

Das umfangreiche Kapitel „Grundlagenuntersuchungen“ ist nicht Bestandteil dieser Ausgabe. Es ist vollständig in der englischen Ausgabe zu finden, die parallel zu dieser Ausgabe *ONLINE* veröffentlicht wird. In diesem befinden sich auch die Abbildungen 10 – 25.



Figure 9: Set of manufactured PCSP variants made of steel and copper alloy
Abbildung 9: Reihe gefertigter Vorkammer-Varianten aus Stahl und Kupfer-Legierung

Die Grundlagenuntersuchungen sind wie folgt gegliedert

Einfluss Vorkammer auf Klopfen

Phänomen der Druckschwingungen im Vorkammer-Betrieb

Festlegung einer neuen Klopfgrenze

Einfluss geometrischer Vorkammerparameter und Jet-Position/-Anzahl

Analyse der Verlustkette Vorkammer

Hochlast

Teillast

Verdünnungsfähigkeit passive Vorkammer

Einfluss Verdichtungsverhältnis

Einfluss Einspritzstrategie

Niedriglastfähigkeit / Kaltbetriebsfähigkeit

Einfluss Layout

Einfluss Thermischer Randbedingungen

Die Ergebnisse dieser Grundlagenuntersuchungen haben maßgeblichen Einfluss auf die final verwendeten Vorkammern und erzielten motorischen Potenziale genommen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Potenzial Vorkammerkonzepte im ottomotorischen Brennverfahren

Lambda-1-Ansatz mit passiver Vorkammer

Zu Beginn des Projektes wurden verschiedene Brennverfahrensansätze als Zielsetzung definiert. Um auf Basis eines konventionellen ottomotorischen Brennverfahrens, ohne besondere Anpassungen der Ladungswechselorgane, des Brennraumlayouts oder eben auch spezifischer Hardwareparameter ein bestmögliches Ergebnis zu erlangen, wurden zu Beginn intensive Grundlagenuntersuchungen durchgeführt, die schließlich als Basis für ein finales Vorkammerlayout dienen und die Definition des Verdichtungsverhältnisses ermöglichen.

Zur Darstellung und besseren Einordnung des möglichen Potenzials eines Vorkammerzündsystems sowohl in passiver wie aktiver Ausführung ist eine umfassende Basisvermessung des Einzylindermotors mit Standardzündsystem und Basisverdichtung durchgeführt worden. Die vermessenen Betriebspunkte wurden im Vorfeld aus einer Zyklusanalyse für ein Fahrzeug mit der Gewichtsklasse von 1600 kg ermittelt. Neben dem indizierten Kraftstoffverbrauch werden zur besseren Übersichtlichkeit nur 3 weitere Größen zusätzlich in Kennfeldform dargestellt, der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks als Indikator für die Stabilität des Brennverfahrens, die Schwerpunktlage der Verbrennung zur Bewertung des Klopfverhaltens und schließlich das Luftverhältnis, **Abbildung 26**.

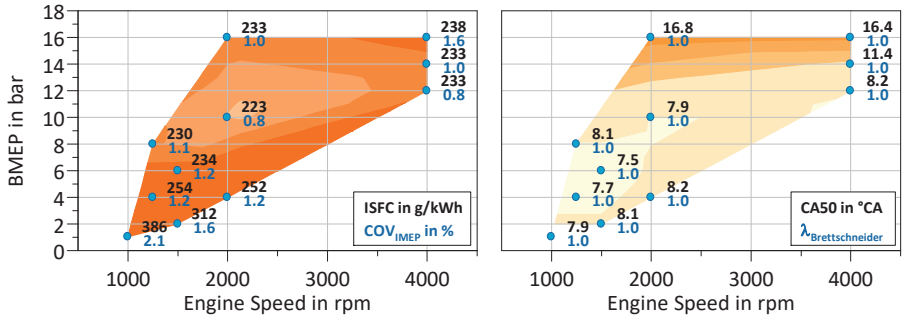


Figure 26: Engine map for spark plug and base CR= 10, stoich. mode with external EGR
Abbildung 26: Motorkennfeld mit Zündkerze und Basisverdichtung ε= 10, stöchiometrischer Betrieb mit externer gekühlter AGR

Im Teillastbetrieb kommt neben verbrauchsoptimierten Steuerzeiten zusätzlich noch extern gekühlte AGR zum Einsatz, wodurch das maximal mögliche Verbrauchspotenzial mit diesem Aggregat erzielt werden kann.

Aus den durchgeführten Grundlagenuntersuchungen mit der Definition eines neuen Klopfkriteriums sowie dem vielversprechendsten Vorkammerlayout kann der realistisch erzielbare Klopfvorteil ermittelt werden, **Abbildung 27**. Wird der Motor im Betriebspunkt n= 2000 min^{-1}, p_{me}= 16 bar betrieben, so ergibt sich ein maximaler Vorteil in der Verbrennungsschwerpunktlage von ca. 5°KW bei gleichem Klopfkriterium (Vergleich blauer und grüner Verlauf auf gestrichelter Linie oben links). Eine nahezu halbierte Brenndauer, repräsentiert durch das Kraftstoffumsetzungsintervall zwischen 10% und 70%, ist einer der maßgeblich verantwortlichen Gründe für dieses positive Verhalten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

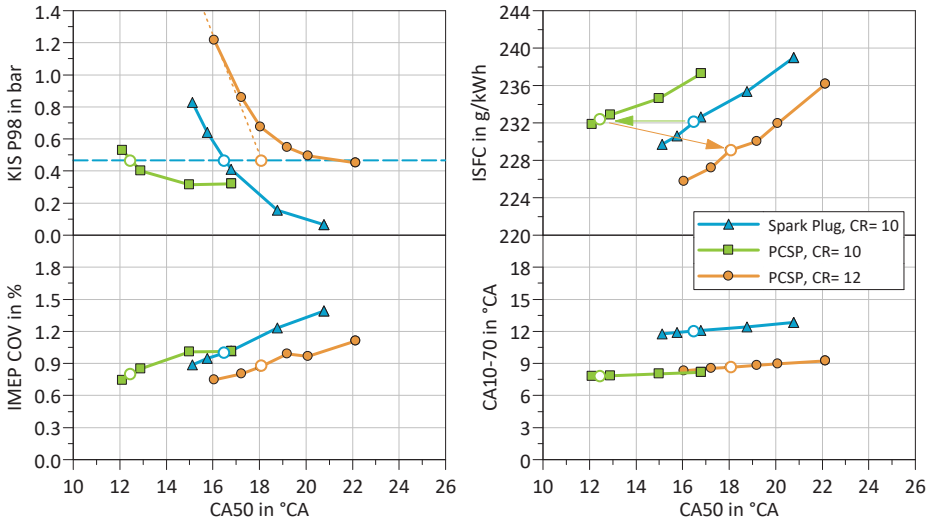


Figure 27: CA50-variation of PCSP with increased CR versus base spark plug and PCSP with lower CR at n= 2000 rpm, BMEP= 16 bar
Abbildung 27: HV50-Variation für VKZK mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis im Vergleich zur Basis bei n= 2000 min^{-1}, p_{me}= 16 bar

Um den großen Vorteil in der Brenndauer besser einordnen zu können und weitere Vorteile aus einer veränderten Verbrennungseinleitung im Brennraum auf das Klopfverhalten bewerten zu können, wurden Hochgeschwindigkeits-Videoaufnahmen des Enflammungsprozesses und des Flammenfortschritts im Brennraum durchgeführt. Die folgende Serie an Aufnahmen, **Abbildung 28**, zeigt den Vergleich des Flammenfortschritts im Brennraum nach einer Zündung mit Standardzündkerze und einer Zündung mit Vorkammer für drei verschiedene Kurbelwinkelpositionen, wobei t_0 jeweils dem Kurbelwinkel entspricht, zu dem die initiale Entflammung des Gemischs im (Haupt-)Brennraum detektiert wird. In der oberen Reihe ist das Verbrennungseigenleuchten mit vollem Lichtspektrum als Maß für den Flammenfortschritt dargestellt. Zur besseren Visualisierung / Vergleichbarkeit und quantitativen Auswertung der Flammenausbreitung ist in der zweiten Reihe in unten stehender Abbildung das volle Spektrum nach der Methode von Otsu [10] binarisiert. Die Einlassventile befinden sich links oberhalb des Zündsystems, die Auslassventile zur rechten Seite, die Brennraumkontur, bzw. der Beobachtungsbereich der Optik ist mit roter Linie dargestellt. Eindeutig ist zu erkennen, dass bei der konventionellen Funkenzündung ein Flammenfortschritt vom Ort des Zündfunkens durch die vorherrschende Hauptströmung in Richtung der Auslassventile erfolgt. Demgegenüber zeigt sich bei der Auswertung der Bilder mit der Vorkammerzündung kein Flammenfortschritt aus der Brennraummitte heraus, sondern aus den Außenbereichen des sichtbaren Bereichs in die Mitte des Brennraums hinein. Darüber hinaus breitet sich die Flamme, im Gegensatz zur Funkenzündung, auch nahezu uneingeschränkt entgegen die Tumbleströmung in Richtung der Einlassventile aus. Insofern ist klar zu Schlussfolgern, dass der deutliche Klopfvorteil zwei Ursachen hat: Zunächst wird infolge der multiplen Zündorte und der hohen eingebrachten Turbulenz durch die Jets die Verbrennung erheblich beschleunigt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

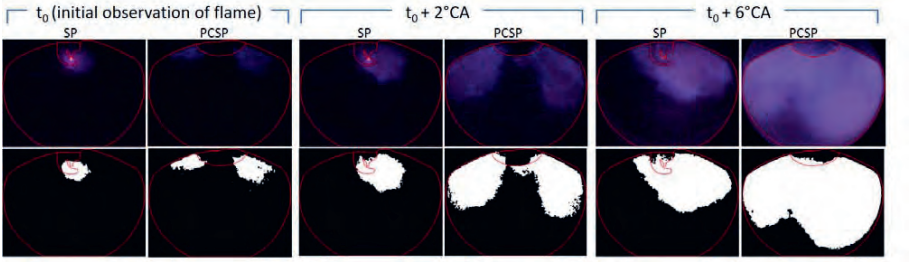


Figure 28: High speed images of flame propagation comparing spark plug and PCSP at n= 2000 rpm, BMEP= 16 bar

Abbildung 28: Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Verbrennung im Vergleich Zündkerze vs. VKZK bei n= 2000 min^{-1}, p_{me}= 16 bar

Zusätzlich werden die klopfkritischen Bereiche des Brennraums in Wandnähe erheblich früher von der Flamme erfasst und die Verbrennung erfolgt von außen in die Mitte hinein.

Der gewonnne Schwerpunktlagenvorteil an der Volllast soll nun in eine Verdichtungserhöhung umgesetzt werden, wovon der Kraftstoffverbrauch insbesondere in der Teillast profitiert. Bei der Festlegung der maximal möglichen Erhöhung der Verdichtung gilt es, einen Kraftstoffverbrauch an der Vollast mit Vorkammer und erhöhter Verdichtung gleich oder besser als den Basisverbrauch mit niedriger Verdichtung und Standardzündsystem zu erzielen. Um dies zu gewährleisten wurden GT Power Rechnungen durchgeführt, welche als Ergebnis eine Erhöhung um ca. 1.5 Einheiten zum Ergebnis hatten. Nach Abwägen aller Vor- und Nachteile sowie der vorhandenen Möglichkeit die Verdichtung später über einen Spacer mit gleichem Kolben auch noch weiter um eine Einheit erhöhen zu können, wurde eine geometrische Verdichtung von ε= 11.7 umgesetzt.

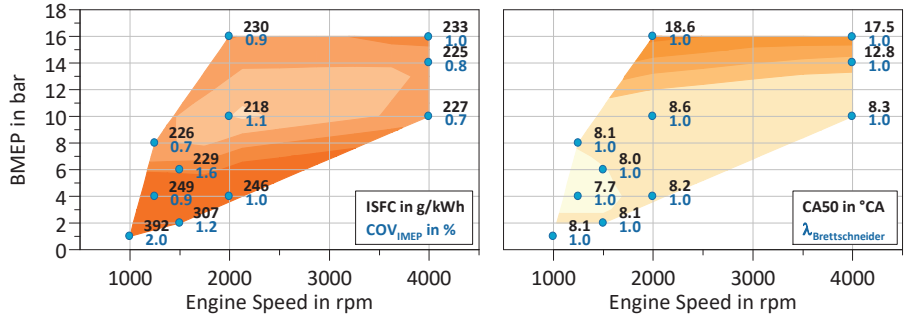


Figure 29: Engine map for PCSP with increased CR= 12, stoich. mode with external EGR

Abbildung 29: Motorkennfeld mit VKZK und erhöhter Verdichtung ε= 12, stöchiometrischer Betrieb mit externer gekühlter AGR

Mit diesem Verdichtungsverhältnis und der Vorkammer, die sich aus den Grundlagenuntersuchungen als beste Konfiguration hervortat, wurde das bereits gezeigte Motorkennfeld erneut vermessen **Abbildung 29**. Die Abbildung zeigt die aus der Basismessung bereits bekannten Größen. Hinsichtlich des indizierten Kraftstoffverbrauchs zeigt sich eine erwartete durchschnittliche Verbesserung im Teillastbetrieb bis zu

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

p_{me}= 10 bar von ca. 2-4%, während dieser Vorteil im Volllastbetrieb bei niedriger Drehzahl trotz einer um ca. 1°KW späteren Schwerpunktlage auf ca. 1% sinkt, **Abbildung 27**, oben links und rechts. Im Bereich höherer Drehzahl liegen die mit erhöhter Verdichtung erzielten Schwerpunktlagen auf etwa gleichem Niveau wie bei der Basisvermessung, deshalb wird hier ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von ca. 2-3% infolge der erhöhten Verdichtung erzielt. Dieser Vorteil ist darauf zurück zu führen, dass bei 4000 min^{-1} und klopfbegrenztem Betrieb ein um 1-2°KW größerer Schwerpunktlagenvorteil mit Vorkammer gegenüber Zündkerze bei Basisverdichtung erzielt wird. Ein Vergleich der Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks zeigt auf, dass die Vorkammer sowohl im niedrigsten Teillastbetrieb bei p_{me}= 1 bar wie auch im Teillast- und Volllastbetrieb keine Nachteile gegenüber der Standardzündanlage bei geringerer Verdichtung hat. Insbesondere muss an dieser Stelle die Niedrigstlastfähigkeit des gewählten Vorkammer Layouts hervor gehoben werden, denn dieser Betriebsbereich ist überlicherweise ein sehr herausfordender für Vorkammerzündsysteme. Anhand der im Vergleich zum Standardzündsystem sehr vergleichbaren Verbrennungsstabilität ist ersichtlich, dass das hier mit besonderem Fokus auf die Restgasverteilung innerhalb der Vorkammer umgesetzte Layout sehr vielversprechend im gesamten Kennfeldbereich funktioniert.

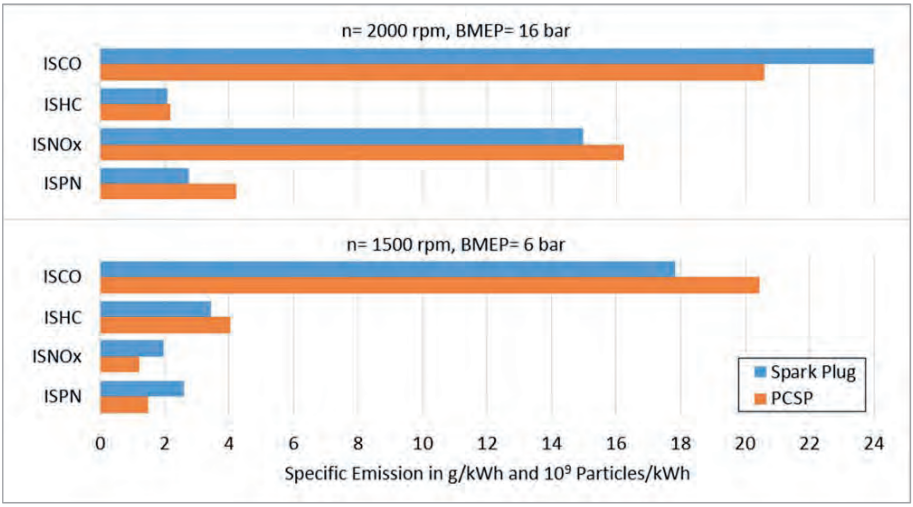


Figure 30: Specific emissions for spark plug and PCSP at high load, n= 2000 rpm, BMEP= 16 bar and low load, n= 1500 rpm, BMEP= 6 bar

Abbildung 30: Spezifische Emissionen von Zündkerze und VKZK bei Hochlast n= 2000 min^{-1}, p_{me}= 16 bar und Teillast n= 1500 min^{-1}, p_{me}= 6 bar

Niedrigste Abgas-Emissionen sind neben der Reduktion des CO_2-Ausstosses ein maßgebliches Entwicklungsziel. Zur Verdeutlichung des Potenzial der Vorkammer sind in der vorstehenden **Abbildung 30** die HC-, CO-, NO_x- und PN-Emissionen zwischen dem Basismotor und dem Vorkammerzündsystem mit erhöhter Verdichtung in zwei Betriebspunkten, einem Teillast und einem Volllastpunkt, gegenüber gestellt.
Das Niveau der limitierten Abgasemissionsbestandteile mit Vorkammer ist vergleichbar oder besser wie mit dem Basis-Brennverfahren, wodurch das hohe Potenzial eines Vorkammerbrennverfahrens bestätigt wird.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der zu erwartende Vorteil im Zykluskraftstoffverbrauch liegt mit 2-3% in einem bereits sehr erfreulichen Bereich, jedoch ist auf Basis der Ergebnisse ein weiterer Vorteil erzielbar, so denn das Verdichtungsverhältnis weiter angehoben würde, bis an der Volllast der gleiche Verbrauch mit Vorkammerzündung und hoher Verdichtung wie mit Standardzündsystem und Basisverdichtung erreicht wird.

Verdünnter Motorbetrieb mit aktiver Vorkammer

Zur Sicherung der Zukunftsfähigkeit des Ottomotors muss eine weitere signifikante Reduktion des Kraftstoffverbrauchs heutiger in Serienproduktion befindlicher Fahrzeuge erreicht werden, die ausschließlich mit einer zielführenden Kombination unterschiedlicher Technologien möglich ist. Die Klopfbegrenzung des ottomotorischen Brennverfahrens ist definitiv ein limitierender Faktor und wie aufgezeigt, kann die Vorkammer hier einen großen Beitrag leisten, diese zu Gunsten eines erheblich besseren Wirkungsgrades zu verschieben. Wird die so mögliche Verdichtungsverhältniserhöhung nun mit einem weiteren Technologieansatz, dem Homogen-Mager Betrieb kombiniert, verspricht das eine sehr deutliche Verbesserung des motorischen Wirkungsgrads, **Abbildung 3**.

Wie in der Zielsetzung bereits detailliert erläutert, wird eine deutliche Ausweitung des Homogen-Mager Betriebs zu Luftverhältnissen mit niedrigsten NO_x-Emissionen vorrangig durch das Zündsystem limitiert. Können die Zündbedingungen in der Vorkammer unabhängig vom Hauptbrennraum in Richtung eines stöchiometrischen Gemischs und damit zündwilligeren Bedingungen gebracht werden, ist eine deutliche Ausweitung zu erwarten.

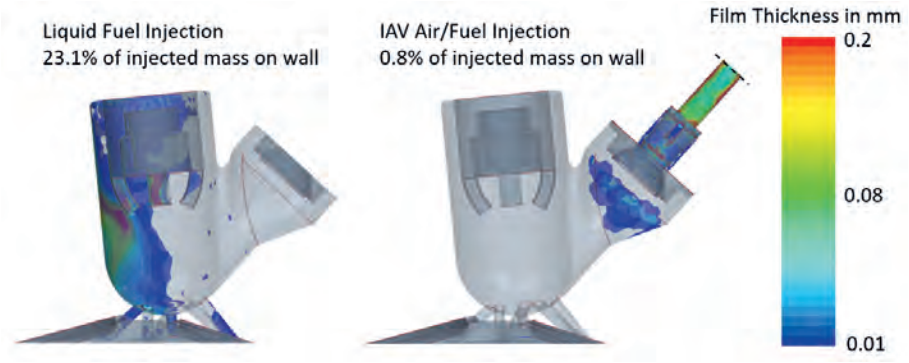


Figure 31: Wall film (3D-CFD) from liquid fuel injection (left) and air/fuel injection (right) with IAV-system into active pre-chamber at ignition, n= 1500 rpm, BMEP= 6 bar, λ= 1.8
Abbildung 31: Wandfilmbenetzung (3D-CFD) bei Flüssigkraftstoffeinspritzung (links) und Gemischeinblasung (rechts) mit dem IAV-System in die aktive Vorkammer zum ZZP bei n= 1500 min^{-1}, p_{me}= 6 bar, λ= 1.8

Um dieses umsetzen zu können, wurde die aus den passiven Versuchen bereits bekannte Vorkammer mit einem Zugang für ein Kraftstoffzumesssystem ausgeführt, **Abbildung 31**. Das Einspritzsystem wurde so ausgeführt und integriert, dass die spezifische und aus Gründen des Verbrennungsverhaltens gewählte Vorkammerinnenkontur eine gute Gemischverteilung in der Vorkammer unterstützt. Auf Basis von CFD Simulationen wurde das Gesamtsystem im Vorfeld optimiert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die folgende **Abbildung 32** zeigt im Vergleich das Verdünnungspotenzial anhand einer Lambdavariation für den Motor mit Standardzündkerze im Vergleich zum Motorbetrieb mit aktiv betriebener Vorkammer in einem relevanten Teillastbetriebspunkt, n= 1500 min^{-1} und p_{me}= 6 bar, mit gleichem Verdichtungsverhältnis von ε= 11.7.

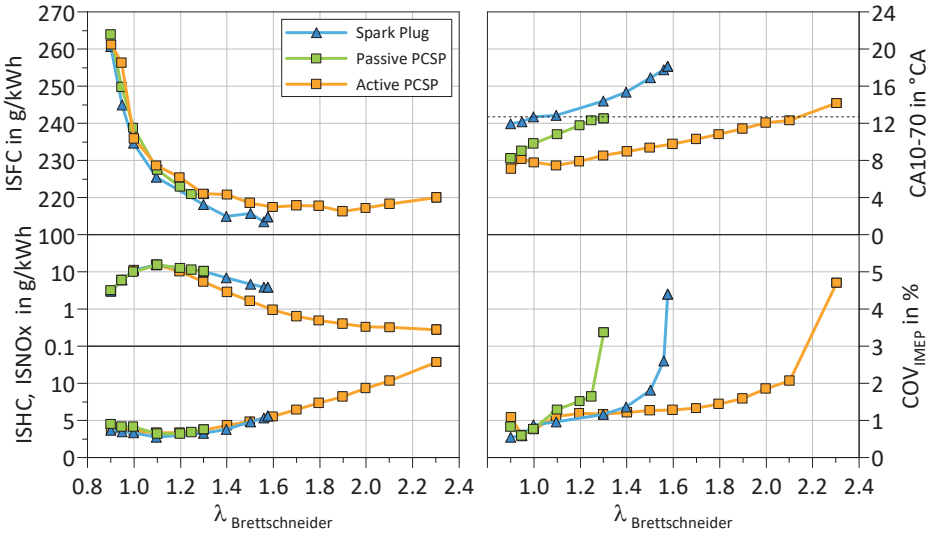


Figure 32: Leaning capability of active vs passive PCSP and spark plug for high compression ratio at n= 1500 rpm, BMEP= 6 bar
Abbildung 32: Abmagerungspotenzial mit aktiver im Vergleich zu passiver VKZK und Zündkerze bei erhöhtem Verdichtungsverhältnis bei n= 1500 min^{-1}, p_{me}= 6 bar

Mit aktiver Vorkammerzündung ist es möglich, das maximal erreichbare Luftverhältnis bei völlig ausreichender Laufruhe von λ= 1.5 mit Standardzündsystem auf Werte oberhalb von λ= 2.2 auszuweiten. Wird das Laufruhekriterium, ausgedrückt durch den Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks, auf sehr gute 2% als Grenze definiert, ist ein Luftverhältnis von λ= 2.1 erzielbar. Bei Betrachtung des Kraftstoffverbrauchs ist auffällig, dass zwischen dem minimalen Verbrauch mit Vorkammer und dem mit Standardzündsystem zwar nur ein geringer Unterschied besteht, der aber zu Gunsten der Zündkerze ausfällt. Die Benachteiligung der Vorkammer ist hier vor allem auf die erhöhten Wandwärmeverluste infolge der um ca. 40% schnelleren Umsetzung des Gemischs bei gleichem Luftverhältnis, der vergrößerten Oberfläche zum Wassermantel durch die Vorkammer sowie der stöchiometrischen Verbrennung innerhalb der Vorkammer bei höherer Temperatur zuzuschreiben. Nicht zuletzt führen leicht erhöhte chemische Verluste, dargestellt anhand der spezifischen Kohlenwasserstoffemissionen, zum Anstieg des Verbrauchs. Insbesondere die Kohlenwasserstoffemissionen sind mit einer weiteren Optimierung der Vorkammergemischbildung weiter deutlich zu verringern.

Das insgesamt sehr niedrige Niveau der chemischen Verluste, welches mit steigendem Luftverhältnis aber ebenfalls wie beim Betrieb mit Standardzündsystem zunimmt, ist vorrangig

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

auf den hier gewählten Ansatz der Gemischeinblasung anstatt einer Flüssigkraftstoffeinspritzung in die Vorkammer zurück zu führen, **Abbildung 31**. Dieser Ansatz unterscheidet sich gänzlich von bisher gewählten Ansätzen der Flüssigkraftstoffeinspritzung und verspricht geringe chemische Verluste sowie eine erhöhte Flexibilität bei der Umsetzung neuer Betriebsstrategien. Beim direkten Vergleich der Kraftstoffwandanlagerung innerhalb der Vorkammer zwischen einer Flüssigkraftstoff- und der hier entwickelten Gemischeinblasung sind die großen Vorteile der letztgenannten technischen Lösung ersichtlich.

Bei Betrachtung der im Magerbetrieb wichtigen NO_x-Emissionen ist der große Vorteil der hohen Verdünnung deutlich zu erkennen. Das Stickoxidniveau kann auf spezifische Werte von ca. 0.30 g/kWh gesenkt werden. Diese Werte liegen ca. Faktor 20 unterhalb der NO_x-Werte bei λ= 1.5, welches noch mit Zündkerze darstellbar ist. Wird der in diesem Betriebspunkt erzielte NO_x-Wert mit dem Zielkennfeld in **Abbildung 5** verglichen, so ist zu erkennen, dass die notwendigen Werte für ein Motorkonzept ohne NO_x-Abgas-Nachbehandlung schwer zu erreichen sind. Allerdings kann über eine weitere Optimierung, z.B. durch Zugabe von AGR das notwendige Niveau möglicherweise erreicht werden.

Nach einer für jeden Betriebspunkt durchgeführten Optimierung der Einspritzparameter, der AGR Rate sowie des Luftverhältnisses ist erneut ein Motorkennfeld ermittelt worden, welches in **Abbildung 33** dargestellt ist. Zur besseren Vergleichbarkeit gegenüber der Basis mit Standardzündsystem und dem Betrieb mit passiver Vorkammer ist das Kennfeld nahezu identisch dargestellt, nur die Schwerpunktlagenwerte sind durch die Werte der spezifischen NO_x-Emissionen ausgetauscht worden.

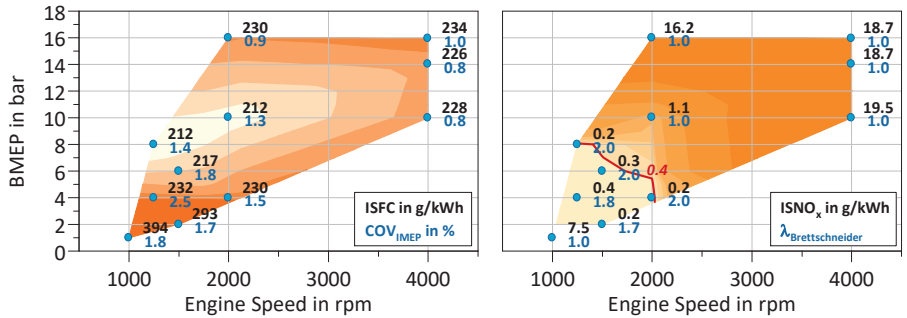


Figure 33: Engine map for active PCSP with CR= 12, stoich., lean mode, cooled EGR
Abbildung 33: Motorkennfeld mit aktiver VKZK und erhöhter Verdichtung ε= 12, stöchiometrischer und magerer Betrieb mit externer gekühlter AGR

Der Kraftstoffverbrauch kann im Teillastbetrieb zwischen p_{me}= 1 bar und p_{me}= 8 bar infolge des Magerbetriebs zwischen 8-10% gegenüber dem Betrieb mit Standardzündsystem bei λ= 1 gesenkt werden. Hierzu werden Luftverhältnisse zwischen λ= 1.7 und 2.0 im Teillastbetrieb eingestellt. Die resultierenden spezifischen NO_x-Werte können betriebspunktabhängig aufgrund der hohen Luftverhältnisse auf Werte von 0.15-0.40 g/kWh gesenkt werden. Bei einem Vergleich dieser erreichten Werte mit den notwendigen NO_x-Betriebspunktgrenzwerten aus **Abbildung 5**, mit dem Ziel im WLTP-Zyklus auf nicht mehr als 30 mg/km NO_x zu kommen, ist zu schlussfolgern, dass ein völliger Verzicht auf ein NO_x-Abgasnachbehandlungssystem bei Anwendung des Homogen-Mager Betriebs unwahrscheinlich erscheint.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Da fehlende Abgasenthalpie den notwendigen Ladedruck oberhalb von p_{me}= 8 bar nicht bereitstellen kann, wird der Motor oberhalb dieser Last im gesamten Kennfeldbereich stöchiometrisch betrieben. Zur Einhaltung auch zukünftiger Abgasgesetzgebungen erscheint eine Drei-Wege-Abgasnachbehandlung mit zusätzlichem NO_x-Speicherkatalysator als ausreichend.

Oberhalb des Magerbetriebs verbleiben die bereits diskutierten Kraftstoffverbrauchsvorteile der Vorkammeranwendung gegenüber dem Standardzündsystem aufgrund der erheblich beschleunigten Umsetzung. Insgesamt würde nach Abzug von Betriebsartenumschaltung und NO_x-Speicherkatregenerierung durch Anwendung des Homogen-Mager Betriebs mit Vorkammerzündung gegenüber dem λ= 1 Betrieb mit Standardzündsystem ein Zyklusverbrauchsvorteil von ca. 6-7% verbleiben.

Kombiniertes Brennverfahren: aktiver und passiver Vorkammerbetrieb

Das aktive Vorkammerzündsystem muss nicht zwangsläufig in jedem Betriebspunkt auch als aktives System betrieben werden. D.h., kommt im Teillastbereich ein aktiver Vorkammerbetrieb zur Darstellung eines NO_x-armen Homogen-Mager Betriebs zum Einsatz, muss im Hochlast- und Volllastbetrieb nicht zwangsläufig auch ein aktiver Vorkammerbetrieb bei λ= 1 umgesetzt werden. Das Vorkammerzündsystem sollte je nach Kennfeldbereich entweder aktiv oder passiv betrieben werden, immer mit dem Ziel sowohl niedrigste Emissionen als auch eine größtmögliche Kraftstoffverbrauchseinsparung zu erzielen.

Weiteres Optimierungspotenzial / Weiteres Vorgehen

Geometrische Parameter / Materialwahl Vorkammer

Im Zuge der Erarbeitung des Grundlagenverständnisses der Vorkammerzündung konnten die bereits in vielen Arbeiten gefundenen Erkenntnisse hinsichtlich z.B. des Verhältnisses von Vorkammervolumen zu Überströmfläche oder auch das Verhältnis des Vorkammervolumens zum Kompressionsvolumen bestätigt werden. Dennoch stehen die teilweise als Optimum definierten Verhältnisse z.B. in einem Widerspruch zu erhöhten Wandwärmeverlusten oder auch dem zu applizierenden Lochdurchmesser. Zu kleine Überstrombohrungen führen bekanntermaßen zu einem Verlöschen der Flamme beim Übertritt von der Vorkammer in den Hauptbrennraum. So lange es zu einer erneuten Entflammung der Jets kommt, ist dieser Vorgang als unkritisch zu bewerten. Da aber z.B. das Material der Vorkammer einen maßgeblichen Einfluss auf den Temperaturentzug aus der Flamme hat, kann es zu einer ungünstigen Wechselwirkung kommen. Um solche Effekte besser verstehen zu können, wurden CHT (*Conjugate Heat Transfer*) Rechnungen von Vorkammern mit unterschiedlichen Materialien durchgeführt, **Abbildung 34**. Die erhaltenen Ergebnisse zeigen bei einer beispielhaften Konfiguration der Vorkammer Temperaturunterschiede im Material von mehr als Faktor 2. Solche Aspekte haben darüber hinaus einen maßgeblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten einer Vorkammer im Kaltbetrieb oder Heißbetrieb, insofern sieht IAV hier erheblichen weiteren Entwicklungsbedarf.

Der bereits angesprochene Überström-Lochdurchmesser beeinflusst direkt auch die Anzahl der vorhandenen Überströmbohrungen, denn wie gezeigt, hat die Überströmfläche im Verhältnis zum Vorkammer Volumen einen signifikanten Einfluss auf z.B. die Beeinflussung der Klopfgrenze. IAV sieht hier weiteren Entwicklungsbedarf zur Auslegung des Verhältnisses von Überströmlochgrößen und auch Anzahl derselben. Schließlich muss verstanden werden, wie mutmaßliche Radikalrekombination innerhalb der Überströmbohrungen die Performance von Vorkammerzündsystemen beeinflussen, weshalb auch hierzu weitere Arbeiten bei IAV laufen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

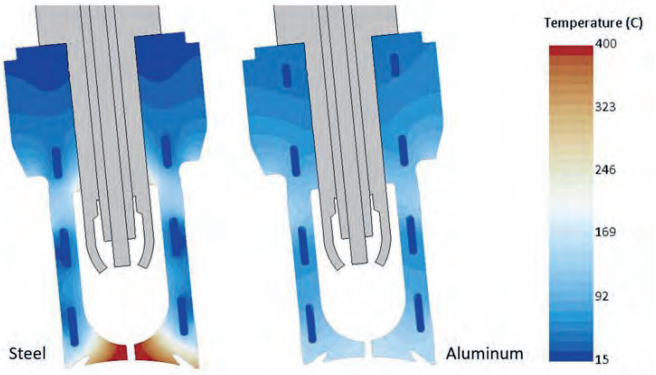


Figure 34: Impact of the material on the temperature distribution of the PCSP
Abbildung 34: Materialeinfluss auf die Temperaturverteilung der Vorkammer

Einspritzstrategie mit zentralem Injektor bei passiver Vorkammer

Die diskutierten Ergebnisse zeigen, dass eine bei seitlicher Injektorlage angepasste Einspritzstrategie des Einspritzsystems im Hauptbrennraum nicht zu einer ausreichenden Verbesserung des Gemischzustands bzw. Luftverhältnisses in der Vorkammer eines passiven Vorkammersystems führt. Alternativ wurde neben der üblichen einlassseitigen auch die auslassseitige Injektorlage bewertet. Im Vorfeld durchgeführte CFD-Simulation zeigten eine leichte Verbesserung der Gemischbefüllung gegenüber einer einfachen saugsynchronen Einspritzung, im Motorversuch konnte dieses Potenzial allerdings nicht bestätigt werden.

Offensichtlich wird das Kraftstoffspray zu schnell aufbereitet und steht dann nicht mehr in genügend konzentrierter Form vor der Vorkammerspitze zur Verfügung, um es während des Verdichtungstaktes aufgrund der großen Druckdifferenzen zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum in die Vorkammer zu transportieren. Ein limitierender Parameter ist der hier verwendete magnet-aktuierte Mehrlochinjektor in seitlicher Lage aufgrund seiner fehlenden Kleinstmengeneinspritzfähigkeit und relativ entfernten Lage von der Vorkammer.

Weitere Untersuchungen werden bei IAV deshalb mit einem Zylinderkopf mit zentraler Injektorlage und angepasstem Einspritzsystem durchgeführt. Der Fokus liegt dabei auf der Applikation eines piezo-aktuierten Ringspalt Injektors, der eine Kleinstmengenfähigkeit darstellen kann und der örtlich direkt neben der Vorkammer in leicht außermittiger Position angeordnet ist. Zu diesem Layout finden aktuell CFD-Simulation statt, die eine erste Bewertung der Strategie/Anordnung erlauben sollen, um dann ggf. in Hardware eine Bestätigung des Potenzials zu erlangen.

Wandwärmeverluste

Eine Erhöhung der Wandwärmeverluste stellt eine der größten Herausforderungen bei der Entwicklung eines Vorkammerzündsystems dar. Infolge der vergrößerten mit dem Kühlmantel des Motors in Kontakt befindlichen Brennraumoberfläche sowie der hohen in den Hauptbrennraum eingebrachten Turbulenz mit einer sehr schnellen Kraftstoffumsetzung ergeben sich Verluste, die im Prozentbereich liegen können. Darüber hinaus ist auch die Auslegung der Jet-Position und deren Eindringtiefe entscheidend, denn jeglicher Wandkontakt der Jets muss vermieden werden, da die Verluste sonst weiter erhöht werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abhilfe könnte die Einbindung der Vorkammer in ein völlig neuartiges Motorkühlsystem, die 2 Phasen Kühlung, schaffen. Ein solches Kühlsystem erlaubt es, die Kühlmitteltemperaturen deutlich zu erhöhen, sodass die Verluste in der Teillast deutlich reduziert werden können. Im Hochlastbereich jedoch, wo die Vorkammer sehr intensiv gekühlt werden muss, kann die 2 Phasen Kühlung so betrieben werden, dass hohe Wandwärmeübergangskoeffizienten vom Material ins Kühlmedium entstehen und hohe Wärmemengen aufgenommen werden können. Ein darüber hinaus gegebener Vorteil eines solchen Kühlsystems ist deren schnelle Anpassung von Teillast in den Volllast Betriebsmodus.

IAV arbeitet an der Kombination der beiden Technologien, Vorkammerzündung und 2-Phasenkühlsystem und erwartet hieraus einen weiteren deutlichen Wirkungsgradgewinn.

Brennraumform

Es konnte gezeigt werden, dass die örtliche Lage der Jets einen signifikanten Einfluss sowohl auf das Klopfverhalten wie auch das Kraftstoffverbrauchspotenzial hat. Insofern ist es unbedingt erforderlich, das Layout der Vorkammer, insbesondere das Überströmlayout, im Sinne minimalen Jet-/Wandkontakts zu optimieren. Unter Umständen, und gerade in Verbindung mit der Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses, kann das gegebene Brennraumlayout ein limitierender Faktor sein. Je höher das geometrische Verdichtungsverhältnis ausfallen wird und die Brennraumgeometrie durch z.B. flachere Ventilwinkel angepasst werden muss, je flacher muss auch der Austrittswinkel der Jets aus der Vorkammer ausfallen. Ein anderer Weg mit gleicher Zielsetzung ist es, den Kolben so anzupassen, dass eine die Jets unterstützende Mulde entsteht, ähnlich der eines Dieselmotors, um die freie Weglänge der Jets zu maximieren und frühen Wandkontakt zu vermeiden.

Im Zuge weiterer Untersuchungen wird sich IAV genau mit solchen Fragestellungen intensiv beschäftigen, da das hohe Potenzial der Vorkammerzündung ein Schlüssel für eine weitere deutliche Erhöhung der motorischen Wirkungsgrade ist.

Kombination mit anderen Verbrauchstechnologien

Zukünftige CO_2-Emissionsziele werden nur erfüllbar sein, wenn die richtigen Technik-Bausteine in einer sich maximal ergänzenden Konfiguration kombiniert werden. Insofern ist es eminent wichtig, die richtigen Technologiekombinationen zu definieren. Ziel ist es, die systemimmanenten Nachteile eines vielversprechenden Ansatzes mit einer weiteren Technologie zu kompensieren, so dass am Ende ein Maximalpotenzial entsteht.

Die Vorkammerzündung bringt viele Aspekte mit, die als hervorragende Ergänzung zu anderen Technologienbausteinen gelten:

- Hohe Zündenergie,
- Starke Turbulenzsteigerung im Brennraum,
- Multiple Zündorte.

Bekannte andere vielversprechende Verbrauchstechnologien haben ihrerseits Nachteile, die durch die Vorkammerzündung kompensiert oder sogar überkompensiert werden können, wie z.B.:

- Miller-/Atkinson Brennverfahren – Turbulenzverlust,
- Extern gekühlte AGR – schwere Entflammbarkeit und Brenndauerverlängerung,
- Hochleistungsmotor – Füllungskanäle mit Ladungsbewegungsverlust.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Genau hier sieht IAV großen Entwicklungsbedarf und außergewöhnliches Potenzial für eine einzelne Technologie, wie der Vorkammerzündung, weshalb weitere Arbeiten hierzu bereits laufen.

Potenzial unterstützte Selbstzündung

In Kombination mit einer entsprechenden Auslegung des Vorkammerzündsystems eröffnet ein neuartiger Brennverfahrensansatz mit unterstützter Selbstzündung großes Potenzial zur Reduzierung speziell des Teillast-Kraftstoffverbrauchs. Im Betriebsbereich der Vorkammer unterstützten Selbstzündung ist es das Ziel, zu einem bestimmten Zeitpunkt gezielt Radikale in den Brennraum durch initiale Zündung in der Vorkammer einzuschießen, welche wiederum die Volumen-Entflammung im Hauptbrennraum gewährleisten. Hier bietet speziell IAV´s aktive Vorkammerlösung mit Gemischeinblasung einen wichtigen Freiheitsgrad, um den Gemischzustand in der Vorkammer und damit auch die Radikalkonzentration in dem in den Brennraum eintretenden Heißgasstrahl optimal einzustellen.

Um dieses Brennverfahrenskonzept für möglichst weite Kennfeldbereiche auszulegen, bedarf es des Verständnis der Vorgänge in der Vorkammer und in den Überströmkanälen und somit eines detaillierten Verbrennungsmodells, welches Flammenlöschen und Radikalrekombination in Abhängigkeit verschiedenster Randbedingungen hinreichend genau abbildet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenfassung

Der Titel des Vortrags wirft die Frage auf, ob die Vorkammer als Schlüsseltechnologie betrachtet werden kann. Auf Basis der erzielten Ergebnisse bei IAV kann diese Kardinalfrage eindeutig mit Ja beantwortet werden.

Das Vorkammerzündsystem ermöglicht bereits in der Basiskonfiguration im passiven Betrieb einen signifikanten Kraftstoffverbrauchsvorteil von 2-4% im gesamten relevanten Kennfeldbereich. Dieser resultiert im Wesentlichen aus einer Verdichtungserhöhung, die erst durch die höhere Klopfresistenz des Vorkammerbrennverfahrens so möglich wird. Eine sorgfältige Auslegung der Vorkammer ist zur Erschließung der Klopfvorteile allerdings unbedingt notwendig. So ist z.B. die Anzahl der Jets und der Durchmesser der Überströmbohrungen von entscheidender Bedeutung. Diese haben nicht nur Einfluss auf die Drucküberhöhung in der Vorkammer, und damit auf das Zünd- und Umsatzpotenzial, sondern auch auf die dadurch erzeugten Druckpulsationen im Hauptbrennraum. Die Druckpulsation erfordert eine Neudefinition des konventionellen Klopfkriteriums. Hier hat IAV einen neuen Ansatz eingeführt, der im Rahmen dieser Untersuchungen erfolgreich zum Einsatz kam.

Für einen Motorbetrieb mit einer passiven Vorkammer konnte gezeigt werden, dass ein Vorteil im Fahrzyklus von ca. 2-3% – auch in Kundenhand – verbleibt, **Abbildung 35**, links.

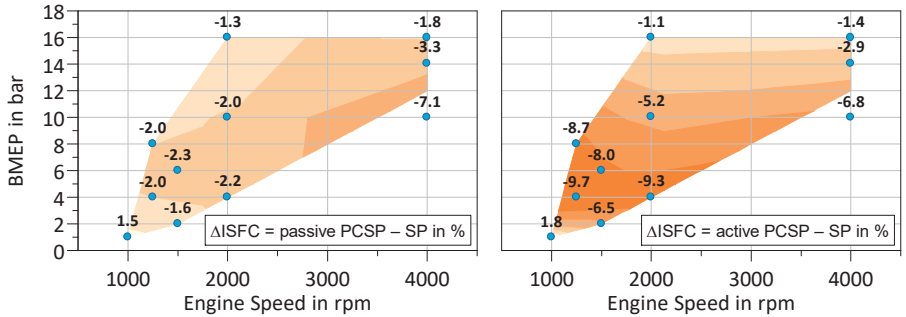


Figure 35: ISFC-difference maps: passive PCSP, CR= 12 vs base with spark plug, CR= 10 (left), active PCSP, CR= 12 vs base with spark plug, CR= 10 (right), negative values indicate a PCSP advantage

Abbildung 35: b_i-Differenzkennfelder: passive VKZK, ε= 12 – Basis-Zündkerze, ε= 10 (links), aktive VKZK, ε= 12 – Basis-Zündkerze, ε= 10 (rechts), negative Werte zeigen einen Vorteil für die VKZK

Wird die Vorkammer um ein separates Kraftstoffzumesssystem ergänzt, so wird aus dem passiven ein aktives System und das Verbrauchseinsparpotenzial wächst auf etwa 10%, wovon im Zyklus ca. 7-8% verbleiben, **Abbildung 35**, rechts. Dies wird durch einen homogen-mageren Betrieb erreicht, der mit den spezifischen Vorteilen einer Vorkammerzündung bis zu Luftverhältnissen von λ= 2 und darüber stabil betrieben werden kann. Dies wiederum führt zu geringsten NO_X-Emissionen. Dennoch zeigt ein Vergleich zu einem NO_X-Zielkennfeld, dass auf eine zusätzliche NO_X-Abgasnachbehandlung sehr wahrscheinlich nicht verzichtet werden kann. Der von IAV entwickelte Ansatz einer kombinierten Luft/Kraftstoff-Einblasung in die Vorkammer zeigt, dass die chemischen Verluste gegenüber einer reinen Flüssigkraftstoffeinspritzung nahezu halbiert werden können. Das wirkt sich nicht nur positiv auf die Emissionen, sondern auch auf den Wirkungsgrad aus.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Darüber hinaus ermöglicht der IAV-Ansatz ein Brennverfahren auf Basis hoher AGR-Raten, was im Rahmen dieses Beitrags aber nicht näher diskutiert wurde. Hierzu führt IAV aktuell Entwicklungsarbeiten durch, die in Kürze veröffentlicht werden.

Sowohl dem passiven als auch dem aktiven Vorkammerzündsystem sind gegenüber einem konventionellen Zündsystem erhöhte Verluste zu eigen. Nach genauer Analyse konnten neben dem erhöhten Wandwärmeverlust vor allem die durch die Jets erzeugte hohe Turbulenz in Brennraumwandnähe als Verlustfaktor isoliert werden. Dies unterstreicht die Wichtigkeit der Jet-Ausrichtung und die Auslegung der Überströmbohrung.

Für beide Vorkammerbetriebsarten konnte eine hervorragende Niedriglastbetriebsfähigkeit – sogar im Kaltbetrieb – erzielt werden. Während die durch Restgas beschränkte Zündfähigkeit in der VKZK vor allem durch geometrische Parameter wie Bohrungslayout und Funkenlage verbessert werden kann, so ist zusätzlich eine Anhebung der Vorkammertemperatur durch eine entsprechende Konditionierung erforderlich. Hier arbeitet IAV an einer technischen Lösung.

Um das Potenzial der Vorkammerzündung über das in dieser Arbeit aufgezeigte Potenzial hinaus zu erhöhen, ist es von Vorteil, wenn die Vorkammer mit Technologien kombiniert wird, die im Besonderen von den Eigenschaften der Vorkammer profitieren.

So konnte gezeigt werden, dass die Vorkammer zu deutlich kürzerer Brenndauer führt und eine hohe Turbulenz durch die in den Hauptbrennraum eindringenden Jets erzeugt. Insofern erscheint die Kombination der Vorkammer mit einem Miller-/Atkinson-Brennverfahren sehr vielversprechend. Bekanntermaßen mangelt es beiden Verfahren an Ladungsbewegung und Turbulenz, wodurch Verbrauchspotenzial verloren geht. Hier kann die Vorkammerzündung eingesetzt werden, um das verlorengegangene Potenzial zurückgewinnen. IAV wird weitere Arbeiten zur Bewertung dieser Fragestellungen durchführen.

Neben allen Vorteilen, die aufgezeigt werden konnten, darf nicht außer Acht gelassen werden, dass die Vorkammer an einen bestimmten Motor mit seinen spezifischen Randbedingungen individuell angepasst werden muss. Sehr spezifische Kenntnisse über das Verhalten verschiedenster Parameter der Vorkammer sind notwendig und müssen richtig kombiniert werden, um ein optimales Layout zu erlangen. Wird einfach eine verfügbare Vorkammer ohne weitere Anpassungen in einen Motor eingesetzt, können die ausgewiesenen Vorteile nicht vollständig erschlossen werden.

Nicht nur aufgrund der aufgezeigten und noch verborgenen Potenziale am Ottomotor ist IAV von der Vorkammerzündung überzeugt, sondern auch von der Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für Antriebe mit Verbrennungsmotor im Allgemeinen. Sowohl im rein verbrennungsmotorischen, als auch im leicht oder stark elektrifizierten Antrieb ist die Vorkammerzündung ein zentraler Technologiebaustein. Neben laufenden Untersuchungen zur weiteren Verbesserung dieser Technologie arbeitet IAV an konstruktiven Lösungsansätzen, um die Vorkammer in den Zylinderkopf zu integrieren.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturverzeichnis

[1] Lee, H.:
Climate change and the sustainable development agenda
Presentation UN Headquarters, March 2017

[2] Blaxill, H., Bunce, M.:
Next-Generation Ultra Lean Burn Powertrain
DE-EE0005656 / Projekt ID: ACE087

[3] Bunce, M.:
Efficiency and Emissions Benefits of Ultra-Lean Engine Operation as Enabled by Jet Ignition
Presentation in PDF format from the Internet

[4] Attard, W., Toulsen, E., Huisjen, A., Chen, X., Zhu, G., Schock, H.:
Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization
SAE Paper 2012-01-0823

[5] Kettner M., Eichmeier J., Hensel S., und Velji A., "BPI-Verfahren für Benzin-Direkteinspritzung II: Abschlussbericht," Tech. Rep., 2007, Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe

[6] Getzlaff, J., Dingel, O., Gruenig, C., Kahrstedt, J.:
Anforderungen an das Brennverfahren eines mager betriebenen CNG Motors
7. Tagung Motorische Verbrennung, Erlangen

[7] Getzlaff, J., Pape, J., Gruenig, C., Kuhnert, D., Latsch, R.:
Investigations on pre-chamber spark plug with pilot injection
SAE-Paper 2007-01-0479

[8] Iida, N.; Kawaguchi, O.; Sato, T.: "Premixed Flame Propagating into a Narrow Channel at a High Speed" Faculty of Science and Technology, Keio University in Combustion and Flame 60, 1985

[9] Gussak, L. (Inst. Of Chemical Physics): "The Application of Lag-Process in Pre-Chamber Engines", SAE Technical Paper 790692, 1979

[10] Otsu, N.:
A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms
IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. SMC-9, No. 1, 1979

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abkürzungen und Formelzeichen

Englisch	Deutsch	Bedeutung
A_{PC}	A_{VK}	Vorkammer-Oberfläche
A/V	-	Verhältnis Überströmquerschnitt zu Vorkammervolumen
BDC	UT	Unterer Totpunkt
BMEP	p_{me}	Effektiver Mitteldruck
CA10-70	HV10-70	Brenndauer, von HV= 10 bis 70 °KW
CA50	HV50	Verbrennungsschwerpunkt
CFD	-	Computational Fluid Dynamics
CHT	-	Conjugate Heat Transfer
CO	-	Kohlenstoff-Monoxid (Emissionen)
CO_2	-	Kohlenstoff-Dioxid (Emissionen)
COV	-	Coefficient of Variation
CR	ε	Geometrisches Verdichtungsverhältnis
d	-	Bohrungsdurchmesser
EGR	AGR	Abgasrückführung
EOI	-	Einspritzende
GISFC	$b_{i,HD}$	Indizierter spezifischer Verbrauch der Hochdruckphase
GDI	-	Gasoline Direct Injection
HC	-	Kohlenwasserstoff (Emissionen), als Propan-Äquivalent
HT	-	Wärmeübergang, Wärmestrom
HTM	-	Wandwärmeübergangswert (Verstärkungsfaktor)
IGN	ZZP	Zündzeitpunkt
IMEP	p_{mi}	Indizierter Mitteldruck
Indicar	-	IAV Indiziersystem
IS	-	Präfix für indizierte spezifische Größen
ISFC	b_i	Indizierter spezifischer Verbrauch
ki	-	Klopfindex (bzw. Klopfstärke)
KIS	-	IAV Klopferkennung (Knock Indication System)
L	-	Länge der VKZK
l	-	Bohrungslänge
n	-	Motordrehzahl, Anzahl der Überströmbohrungen
n_{centre}	-	Zentralbohrung
NO_x	-	Stickstoff-Monoxid und -Dioxid (Emissionen)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

p_2	-	Saugrohrdruck
$p_{Cylinder}$	-	Zylinderdruck
$p_{Filtered}$	-	Gefilterter Druck
PC	VK	Vorkammer
PCSP	VKZK	Passive Vorkammerzündkerze
PM	-	Partikel-Masse
PN	-	Partikel-Anzahl
PS	-	Druckscheitel der Klopfamplitude
RDE	-	Real Driving Emissions
SOI	-	Einspritzbeginn
S	-	Funkenlage
t_0	t_0	Zeitpunkt der Detektion der Entflammung im Brennraum
TDCF	ZOT	Zünd-OT (Oberer Totpunkt)
TPA	DVA	Druckverlaufsanalyse (inkl. Ladungswechsel)
V	-	Freies Volumen der VKZK
V_{rel}	-	Verhältnis Vorkammervolumen zu Kompressionsvolumen
WLTP	WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
α	-	Jet-Winkel, Winkel Überströmbohrungen zur Mittelachse
β	-	Drallwinkel der Überströmbohrungen
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis

Danksagung

Die Autoren danken allen IAV Kollegen, die mit großem Einsatz zum Gelingen dieses Beitrags beigetragen haben. Hervorzuheben sind hier besonders Frau Annett Kunze und die Herren Uwe Hofmann, Gerald Leben, Paul-Benjamin Reinicke, Michael Riess, Lorenz von Roemer, Max Weiland und Marcus Woebke.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Erwin Achleitner, Holger Frenzel, Jürgen Grimm, Dr. Oliver Maiwald, Dr. Gerd Rösel, Peter Senft, Dr. Hong Zhang
Continental Regensburg

Systemansatz für ein Fahrzeug mit Benzindirekteinspritzung und Partikel Filter im RDE

System Approach for a Vehicle with Gasoline Direct Injection and Particulate Filter for RDE

Kurzfassung

Moderne Fahrzeuge müssen sehr anspruchsvolle Ziele hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen für die Real Driving Emissionsgesetzgebung (RDE) bei erweiterten Umgebungsbedingungen (z.B. Umgebungstemperatur, Höhenlage) erfüllen. Der Übergang vom New European Driving Cycle (NEDC) zu dem dynamischeren Worlwide harmonized Light duty vehicles Test Procedure (WLTP) bis hin zum RDE erfordert die Einhaltung der Emissionen im gesamten Kennfeld- und Temperaturbereich. Zur sicheren Einhaltung der Partikelgrenzwerte wird der Gasoline Partikelfilter (GPF) in Zukunft bei fast allen Fahrzeugen eingesetzt werden.
Auch beim Einsatz eines GPF ist es ein vorrangiges Entwicklungsziel, die Partikelanzahl (PN)-Rohemission zu senken. Deutliche Zusatzanforderungen resultieren aus der Beherrschung des kalten Motorbetriebs mit erweiterten Temperaturgrenzen bis -7 °C. Die verwendete 350 bar Einspritztechnologie und die Anpassung des Injektors an das Brennverfahren sowie eine sorgfältige Applikation der Parameter innerhalb des Motorsteuergerätes tragen wesentlich zur Verringerung der PN-Rohemissionen bei.
Der hochtransiente Fahrbetrieb setzt eine präzise und robuste Steuerung des Verbrennungsprozesses im gesamten Kennfeldbereich voraus. Die Einhaltung des stöchiometrischen Motorbetriebs ist Voraussetzung zur Erreichung der Grenzwerte für die gasförmigen Emissionen und reduziert die PN-Emissionen.
Die Regenerierung des GPF bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten ist vor allem bei der Anordnung des GPF in Unterflurposition eine Herausforderung. In diesem Beitrag wird ein System dargestellt, welches die Regenerierung des GPF auch bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und gleichzeitig niedrigen gasförmigen Emissionen ermöglicht.
Dieses System zur GPF-Regeneration dient darüber hinaus als neuartiges Tankentlüftungssystem. Damit ist eine schnelle und robuste Bestimmung der HC-Konzentration der Spülgase sowie eine Erhöhung der Spülrate darstellbar, welche für Hybridfahrzeuge und wirkungsgradoptimierte Verbrennungsmotoren erforderlich ist.
Die Vernetzung der Fahrzeuge untereinander und mit der Verkehrsinfrastruktur wird in Zukunft einen weiteren Beitrag zur Verbrauchs- und Schadstoffverminderung sowie zur Komforterhöhung leisten. Der Verkehrsfluss und die Topologie der vorausliegenden Fahrstrecke kann in der Regenerationsstrategie des GPF in Zukunft berücksichtigt werden, um Emissionen und Kraftstoffverbrauch zu reduzieren.
Der Beitrag präsentiert das Zusammenwirken zwischen innermotorisch niedrigen Roh-emissionen und hocheffizienter Abgasnachbehandlung sowie einem neu entwickelten Tankentlüftungssystem.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einführung

Der Einsatz von Benzinmotoren als Pkw-Antrieb erfordert eine kontinuierliche Optimierung des Antriebsstrangs zur Einhaltung der Emissionsgesetze bei gleichzeitig deutlicher Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs sowie Erfüllung der Kundenwünsche bezüglich Fahrverhalten und Komfort zu einem attraktiven Kosten/Nutzen-Verhältnis.
Bild 1 zeigt die Herausforderungen für die Weiterentwicklung des Antriebsstranges durch die Gesetzgebung. Neben der weltweiten Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2 - Emissionen ist die Reduzierung der gasförmigen Emissionen und der Partikelemissionen ein wesentliches Entwicklungsziel. Es ist zu erwarten, dass bei zukünftigen Emissionsvorschriften noch weitere Schadstoffkomponenten limitiert werden.

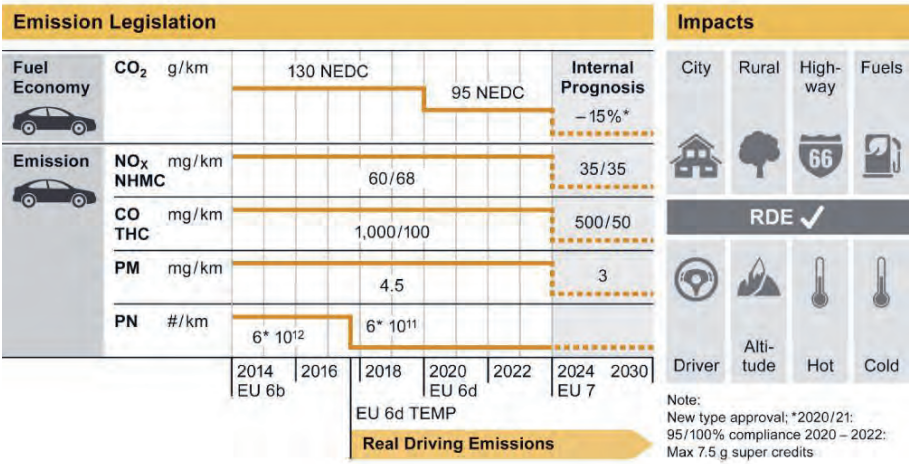


Bild 1: Zukünftige Herausforderungen durch die Europäische Gesetzgebung [1]

Die Ergänzung des Worlwide harmonized Light duty vehicles Test Procedure (WLTP) um die Real Driving Emissionen (RDE) seit der EU6d Temp Abgasgesetzgebung erfordert die Einhaltung der Emissionen in einem wesentlich größeren Kennfeld- und Umgebungstemperaturbereich. Dabei werden im RDE die gasförmigen Komponenten CO und NO_x sowie die Partikelanzahl-Emission (PN) mit einer mobilen Abgasmesstechnik PEMS (Portable Emission Measurement System) im realen Fahrbetrieb gemessen. Beim RDE ist der relevante Kennfeldbereich für die Emissionierung am größten von allen Testzyklen. Ab 2020 ist ein erweiterter Temperaturbereich von -7 °C bis 35 °C Kaltstart-Temperatur zu berücksichtigen.
Der Conformity Factor (CF) gibt an, um wie viel höher die gasförmigen Emissionen im RDE maximal sein dürfen als im WLTP. Der im September 2017 eingeführte Wert CF = 2,1 für die gasförmige Komponente NO_x wird ab 2020 auf 1,5 reduziert. Der CF für die Partikelemissionen hat einen Wert von 1,0 zuzüglich der PN-Messtoleranz von 0,5. Für die erweiterten Umweltbedingungen gilt ein um 60 % erhöhter Wertebereich.
Die Emissionen müssen sowohl über die gesamte RDE Messdauer als auch im reinen Stadtzyklus eingehalten werden. Dabei beträgt die minimale Fahrstrecke im RDE-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Stadtzyklus 16 km und ist damit wesentlich kürzer als die Fahrstrecke von 23,1 km im WLTP. Zusätzlich kann auch die Fahrdynamik nach dem Kaltstart im RDE höher sein als im WLTP. In Kombination mit den wesentlich niedrigeren Umgebungstemperaturen ist die PN-Gesetzgebung im RDE wesentlich anspruchsvoller als im WLTP.
Für die China 6b Abgasgesetzgebung ab 2023 gelten noch strengere Abgaslimits für die gasförmigen Schadstoffe. Auch ein RDE Straßentest ist vorgeschrieben.
Wegen der Luftverschmutzung in Ballungsgebieten durch Feinstaub und NO_x ist in Zukunft mit Fahrverboten für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor in Low/Zero-Emissionsgebieten und in Städten mit erhöhten Imissionswerten zu rechnen, wenn diese nicht mit der modernsten Technologie zur Abgasreinigung ausgestattet sind. Der GPF (Gasoline Partikelfilter) wird in Zukunft daher auch bei fast allen Fahrzeugen mit Benzinmotor eingesetzt werden.
Der GPF gibt dem Fahrzeughersteller die Sicherheit, die PN-Grenzwerte mit deutlich erhöhter Robustheit einzuhalten. Aber auch beim Einsatz eines GPF ist die Minimierung der Partikel-Rohemission ein wesentliches Entwicklungsziel, um den Druckverlust des GPF zu verkleinern und die Regenerationshäufigkeit zu reduzieren.

2. Systemansatz

Die gestiegenen Anforderungen bedingen eine Vielzahl von Einzelsystemen mit hoher Anzahl von Schnittstellen und komplexen Interaktionen. Nur ein sehr gut abgestimmtes Gesamtsystem ist in der Lage, diese Anforderungen zu erfüllen. Die hier vorgestellten Untersuchungen am Motorprüfstand und im Fahrzeug wurden mit einem 2.0 l 4-Zylindermotor mit seitlicher Injektorlage durchgeführt. Als Kraftstoff wurde ein PN sensitiver Entwicklungs-kraftstoff verwendet.

2.1 Maßnahmen zur Reduzierung der Partikelrohemissionen

Aufgrund der Abhängigkeit des Partikelfilter-Wirkungsgrades vom Beladungs- und Alterungszustand ist auch zukünftig eine Optimierung der Partikelrohemissionen erforderlich. Nachdem die Continental-Injektoren hinsichtlich Tip-Sooting bereits optimiert sind, treten im Warmbetrieb bis zu hohen Motorlasten keine signifikanten Partikelemissionen auf [2]. Der Schwerpunkt der Optimierung muss daher beim kalten Motorbetrieb liegen.
Bild 2 zeigt die PN-Emissionen in den ersten 200 Sekunden des RDE_max an einem Fahrzeug mit 4-Zylinder Ottomotor. Die Basis ist eine EU6c Applikation. Die Rohemissionsmessungen am Fahrzeug zeigen beim -7 °C-Test einen überproportionalen Partikelanstieg während der ersten Betriebsphase des Motors im Vergleich zu höheren Starttemperaturen.
Für einen vereinfachten Kalttest mit konstanter Motorlast wurden die in Bild 2 markierten Bereiche ausgewählt (1500 U/min, 120 Nm) um dieses Verhalten zu analysieren. Beim Kaltstart des Ottomotors befindet sich das gesamte System auf der jeweiligen Umgebungstemperatur. An den kalten Brennraumwänden kommt es zu Kondensation von Kraftstoff. Zusätzlich ist eine direkte Wandbenetzung eine weitere Quelle für die Ausbildung eines Kraftstoffwandfilms. Damit wird mehr Kraftstoff eingespritzt, als für eine stöchiometrische Verbrennung notwendig ist – was zu Ölverdünnung und erhöhten Partikelemissionen führt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

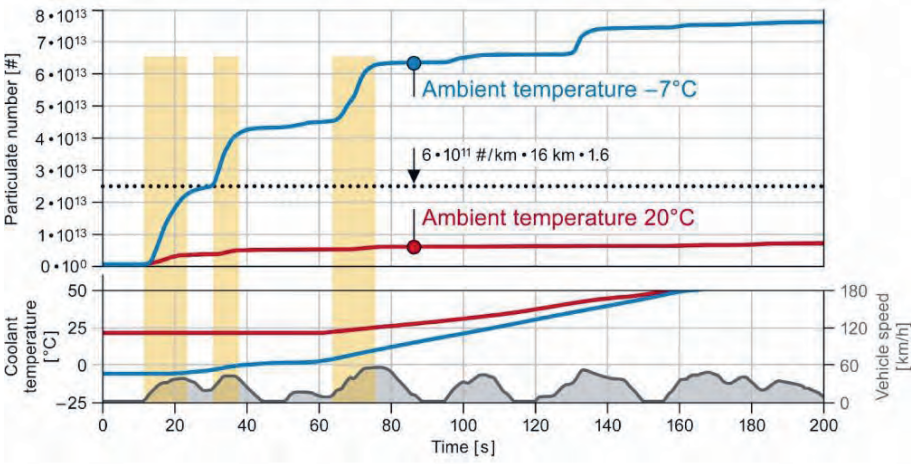


Bild 2: PN-Emission während der ersten Minuten im RDE_max Testzyklus, 4 Zylinder Motor, 1500 1/min, 120 Nm, Referenzkraftstoff

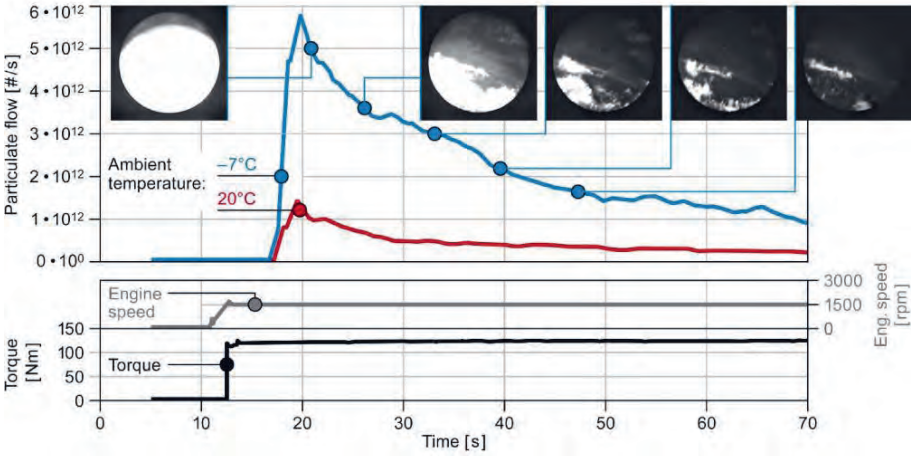


Bild 3: Optische Untersuchung der Partikel-Entstehung bei einem -7 °C Test, 4-Zylinder Motor, 1500 1/min, 120 Nm, Referenzkraftstoff

Zur Lokalisierung dieser Partikel-Quellen wurden optische Untersuchungen, wie in Bild 3 zu sehen, durchgeführt. Da die Verbrennung Wärme in den Brennraum einträgt, wird dieser aufgeheizt. Dabei wird zunehmend der Siedebereich des Kraftstoffes erreicht und damit der Kraftstoffwandfilm abgebaut. Zwischen dem Abklingen der Diffusionsflamme in den ersten ca. 20 Sekunden und der Partikelmission besteht eine sehr gute Korrelation.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Hauptquellen der Partikelemissionen sind der Kolben und die Zylinderwand. Durch die niedrigen Motordrehzahlen ist die Ladungsbewegung vergleichsweise niedrig und diese kann daher den Kraftstoff nur eingeschränkt in die Luftströmung bringen. Beim gezeigten Beispiel im Bild 3 mit seitlicher Einbaulage sind die Quellen der Diffusionsverbrennung auf dem Kolben deutlich zu erkennen. Die Zylinderwand kann zwar nicht direkt beobachtet werden, die Diffusionsflamme brennt aber in den Beobachtungsbereich hinein, womit die Zuordnung möglich ist.
Weitere Quellen sind die Verbrennungsablagerungen, die im Motorbetrieb entstehen können.

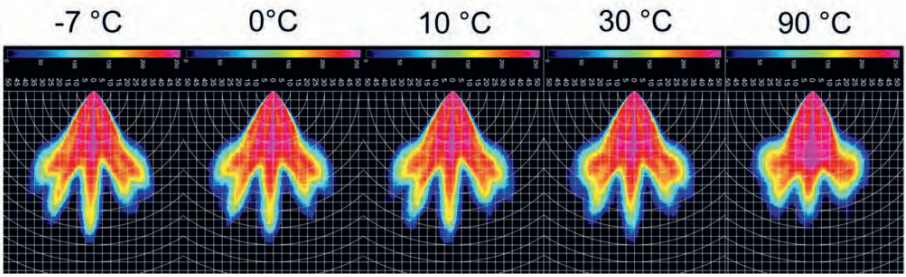


Bild 4: Penetration von Benzin als Funktion der Kraftstofftemperatur bei Umgebungsdruck, Einspritzmenge 35 mg (Shadowgraphy)

Solange die Brennraumwandtemperatur unterhalb der Siedekurve liegt, findet praktisch keine Verdampfung dieses Wandfilmes statt.
In Bild 4 ist erkennbar, dass im Temperaturbereich < 30 °C sich die Tröpfchengrössenverteilung und die Penetration des Sprays nicht verändert. Damit ist die Penetration der dominierende Parameter für die Optimierung der Partikelemissionen. Folglich muss über eine geeignete Auslegung des Sprays eine Benetzung der Brennraumwände vermieden werden. Die Steuerung erfolgt über das Spraydesign, mit dem die Anzahl der Spraylöcher, die Ausrichtung, die Einzelkegelwinkel und damit die Penetration optimiert werden. Hierbei muss für die verschiedenen Kundenmotoren jeweils ein Optimum gefunden werden. Zusätzlich zum Design des Sprays kann über die Betriebsstrategie mit gepulster Einspritzung das Penetrationsverhalten gesteuert werden.
Durch den Impuls der Kraftstofftropfen wird die Luft von der Strahlfront des Sprays mitgerissen, so dass die nachfolgenden Tropfen bereits ein Strömungsfeld in Einspritzrichtung vorfinden und damit im „Windschatten“ der vorauseilenden Tropfen abgebremst werden. Dies führt zu einer Anhäufung von Kraftstoff in der Sprayfront. Wird eine Einspritzung gepulst durchgeführt - das bedeutet, die eingespritzte Gesamtmasse wird in mehrere einzelne Einspritzungen aufgeteilt - relaxiert das aufgebaute Strömungsfeld zwischen den einzelnen Einspritzungen. Die Tropfen der einzelnen Einspritzpulse erfahren, aufgrund der geringeren Einspritzmasse und damit des geringeren Impulses, ein stärkeres Abbremsen durch die Umgebungsluft. Bild 5 vergleicht zwei Einspritzungen in einer Druckkammer mit unterschiedlichen eingespritzten Massen. Im Bild links dargestellt ist repräsentativ eine einzelne Einspritzung einer Dreifacheinspritzung verglichen mit rechts im Bild einer Einfacheinspritzung. Das Spray der Dreifacheinspritzung wird stärker abgebremst und hat eine geringere Eindringtiefe als das Spray der Einfacheinspritzung.
Die Pausenzeiten zwischen den einzelnen Einspritzungen definieren dabei wie stark das Geschwindigkeitsfeld relaxieren kann. Es ergibt sich eine Optimierungsaufgabe zwischen möglichst langer Pausenzeit für eine maximale Relaxation des Geschwindigkeitsfeldes und

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

dem vom Motor vorgegebenen Einspritzfenster. Für den im Rahmen dieser Untersuchung verwendeten Motor und die betrachteten Randbedingungen ergeben sich Pausenzeiten von 1,5 bis 3 ms als bester Kompromiss. Die Kraftstoffmasse der Einzeleinspritzung liegt im ballistischen Betriebsbereich des Injektors, die notwendige Gesamtmasse wird über die Anzahl der Einspritzpulse gesteuert.

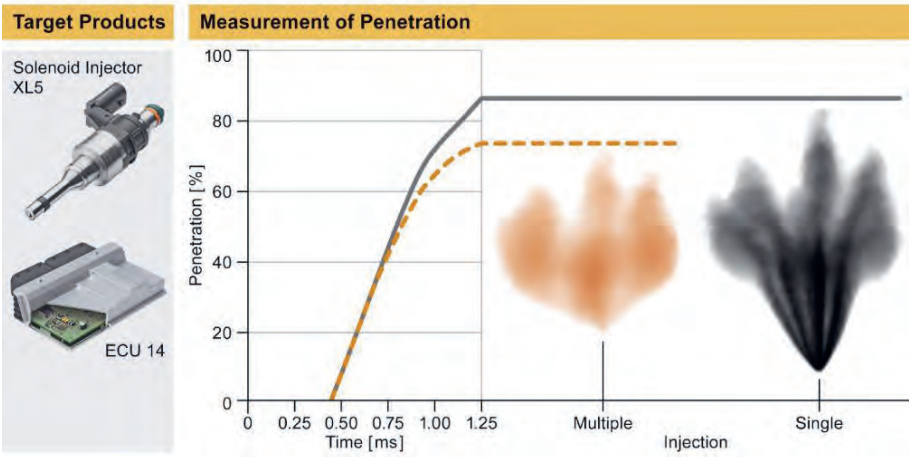


Bild 5: Continental XL5 350 bar Einspritzsystem, Prinzip der gepulsten Einspritzung

Dieses Grundprinzip kann mit bereits bestehenden Strategien kombiniert werden. Da der höhere Gegendruck während der Kompression ebenfalls die Eindringtiefe reduziert, wurden die Potenziale dieser Strategien bewertet. Beides wirkt sich nachweislich positiv auf die Partikelemissionen aus, beispielhaft für eine 3-fach Einspritzung wird dies in Bild 6 gezeigt. Mögliche Nachteile wegen der schlechteren Gemischaufbereitung durch die späten Einspritzungen werden offensichtlich überkompensiert.
Das Continental Einspritzsystem ermöglicht aktuell bis zu 5 Einspritzungen und die vorher beschriebenen Einspritzstrategien. Dies bietet das Potenzial die Partikelanzahlemissionen in Kombination mit dem GPF unter zukünftige Grenzwerte bei erhöhten Motorlasten zu bringen. Durch den ebenfalls reduzierten Rußmasseneintrag kann die Zeit bis zur Regeneration des Partikelfilters ebenfalls verlängert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

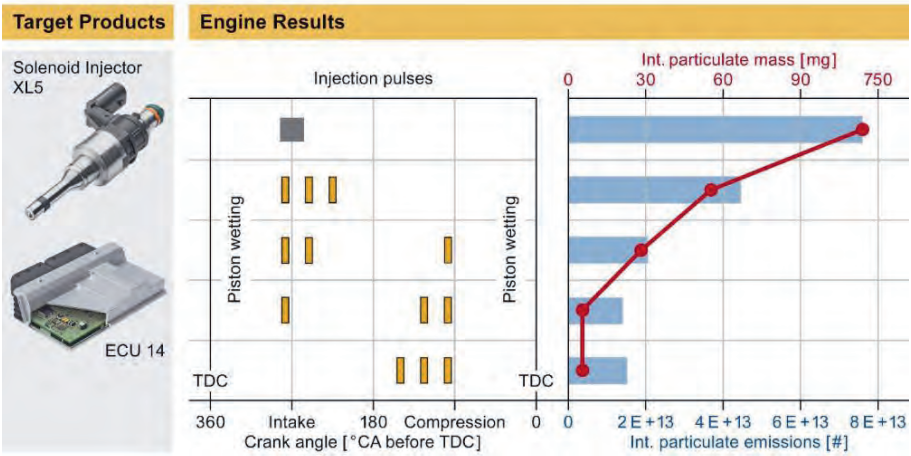


Bild 6: Einspritzstrategien und Potential zur Partikelreduktion, 4-Zylinder Motor, 1500 1/min, 120 Nm, Referenzkraftstoff

2.2 Partikelfilterregeneration

In [3] wurde ein Feldversuch mit mehreren Fahrzeugen und GPF-Konfigurationen durchgeführt, bei denen die Filter immer regeneriert wurden. Die Fahrzeuggeschwindigkeit bei diesem Feldversuch war relativ hoch. Bei Benzinfahrzeugen ist der Prozentsatz von Fahrzeugen, welche überwiegend oder über einen sehr langen Zeitraum ausschließlich im Stadtverkehr betrieben werden, wesentlich höher als bei Dieselfahrzeugen. Die vielen Kaltstarts führen, wie im Kapitel 2.1 beschrieben, zu einer Erhöhung der Partikelmasse und damit zu einem Differenzdruckanstieg über dem GPF. Um den Kraftstoffmehrverbrauch durch den höheren Abgasgegendruck zu reduzieren und eine thermische Überlastung des GPF bei hoher Regenerierungstemperatur vorzubeugen, ist eine regelmäßige Regenerierung anzustoßen [4]. Für den Rußabbrand im Partikelfilter sind Temperaturen größer 600 °C und Sauerstoffüberschuss erforderlich.
Im Bild 7 sind die Temperaturen während des WLTP für eine motornahe Anordnung und eine Unterbodenanordnung des GPF dargestellt. Bei sehr vielen Fahrzeugen ist die motornahe Unterbringung des GPF wegen der Platzverhältnisse im Motorraum nicht möglich und der GPF muss im Unterboden der Fahrzeuge angeordnet werden.
Nach dem Start des Motors wird die Kühlmitteltemperatur durch das Temperatur-Management des Motors schnell erhöht. Das Abgassystem wird durch Katalysatorheizmaßnahmen in der Motorsteuerung aufgeheizt, um ein möglichst schnelles Anspringen des Katalysatorsystems zu erreichen und damit die gasförmigen Emissionen zu reduzieren. Die Fahrdynamik während des WLTP hilft dabei, die Temperatur im Abgassystem gegenüber konstanter Fahrgeschwindigkeit zu erhöhen. Bei geringerer Dynamik des Fahrzeuges als im WLTP Fahrzyklus oder bei kleinerer mittlerer Fahrgeschwindigkeit kann durch Wirkungsgrad-verschlechterung des Verbrennungsmotors die Temperatur im motornahen GPF angehoben werden. Eine solche Wirkungsgradverschlechterung kann durch späteren Zündzeitpunkt oder

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

durch sehr schnelle Lambda Wechsel, bei denen die CO-, HC- und O_2-Konzentration im Abgassystem erhöht wird, eingestellt werden.

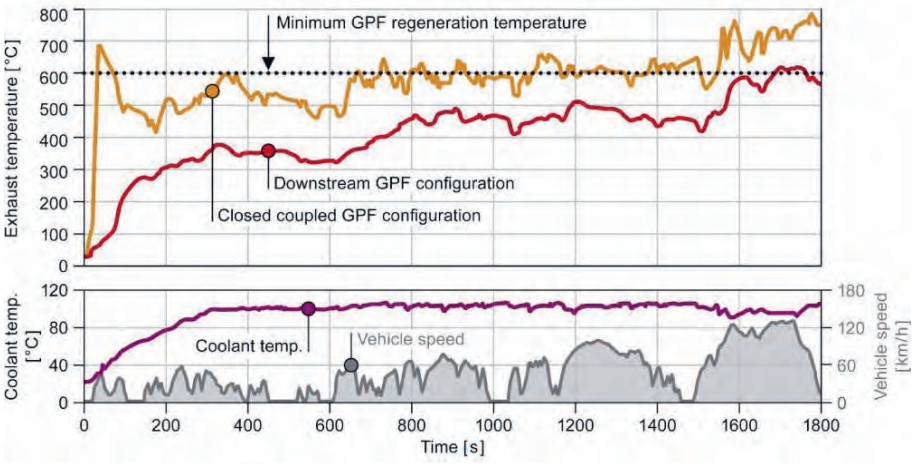


Bild 7: Temperaturverlauf im WLTP für motornahen Katalysator und Katalysatoranordnung im Unterboden des Fahrzeuges

Für die Unterbodenanordnung des GPF ist das Entwicklungsziel die Regeneration des Partikelfilters bei allen Fahrzuständen sicher zu stellen. Das heißt im Einzelnen, die Regeneration bis zu niedrigen Fahrgeschwindigkeiten bei minimalem Emissionseinfluss ohne Fahrbarkeits-Einbußen darzustellen.
Die vom motornahen GPF um 800 mm entfernte Anordnung des GPF im Unterboden des Fahrzeuges ergibt etwa 140 °C niedrigere Abgastemperaturen. Erst in der Extra High Phase des WLTP wird die GPF-Regenerationstemperatur ohne Heizmaßnahmen des Abgassystems erreicht. Besonders im Niedriggeschwindigkeitsbereich bis 600 Sekunden kann die GPF-Regenerationstemperatur nicht erreicht werden.
Es wurde daher das System im Bild 8 entwickelt, bei dem Sekundärluft vor den beschichteten GPF eingeblasen wird und die Energie für die Aufheizung des GPF aus den unverbrannten Komponenten CO und HC durch fetten Motorbetrieb bereit gestellt wird. Der Algorithmus berechnet in Abhängigkeit der Abgastemperatur vor dem GPF die Luftzahl, welche für eine Aufheizung des GPF erforderlich ist. Die Sekundärluftmenge wird derart eingestellt, dass die Luftzahl nach dem GPF im mageren Bereich liegt, um eine Rußoxidation im GPF sicher zu stellen. Selbst im Leerlauf sind GPF-Temperaturen von 800 °C erreichbar, was deutlich über der erforderlichen Mindesttemperatur für die GPF-Regenerierung liegt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

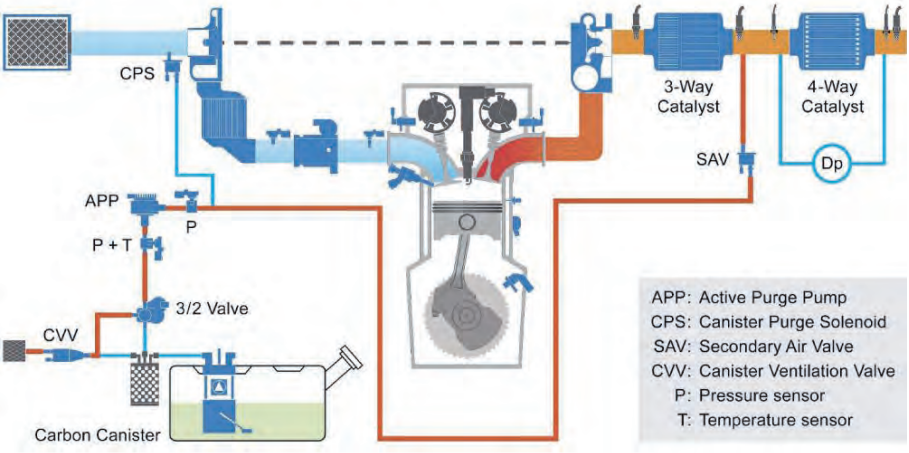


Bild 8: GPF-Regenerationssystem mittels Sekundärluft

Mit Katalysatorheizmaßnahmen ist die GPF-Regenerierungstemperatur für Fahrgeschwindigkeiten kleiner als 50 km/h für die Anordnung des GPF im Unterboden des Fahrzeuges nicht erreichbar, siehe Bild 9 low speed range. Es ist jeweils die mittlere GPF-Temperatur für die einzelnen Geschwindigkeitsbereiche für den WLTP ohne Heizmaßnahme, mit späterem Zündzeitpunkt sowie mit dem Sekundärluftsystem von Bild 8 dargestellt.

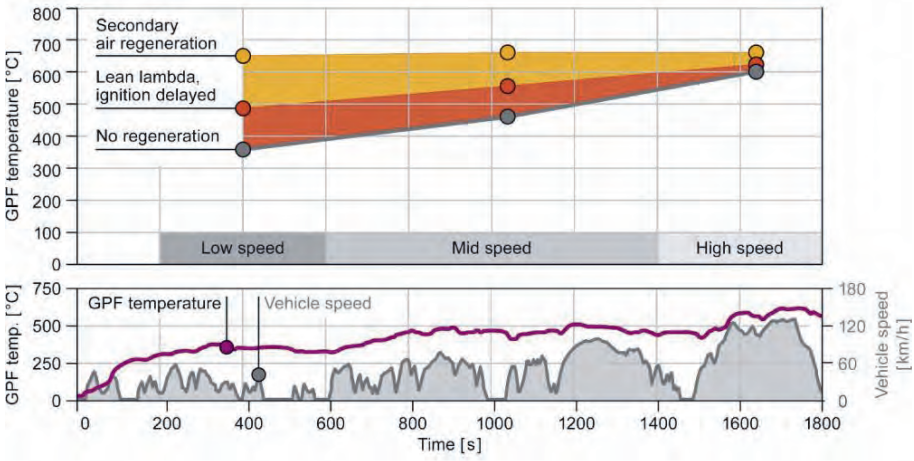


Bild 9: Mittlere GPF-Temperaturen im 20 °C WLTP ohne Regenerierung und bei Sekundärlufteinblasung und spätem Zündzeitpunkt

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die motorferne Anordnung und die hohe thermische Trägheit des Abgassystems bis zum Unterboden GPF kann die GPF-Temperatur bei spätem Zündzeitpunkt für den low speed range nicht ohne Komforteinbußen erreicht werden. Da die Heizmaßnahmen wesentlich stärker als zum schnellen light off des motornahen Katalysators ausfallen müssen, ist ein limitierender Faktor die Aussetzerkennung in der Motorsteuerung. Erst durch die Beschleunigung im high speed range wird für die GPF-Anordnung im Unterboden des Fahrzeuges die GPF-Regenerierungstemperatur ohne Heizmaßnahmen erreicht.
Im Bild 10 ist die GPF-Aufheiz- und Regenerierungsphase während der ersten 800 Sekunden eines vorkonditionierten WLTP dargestellt. Wegen der Energie zur Aufheizung des GPF durch den unterstöchiometrischen Betrieb ergibt sich ein Kraftstoffmehrverbrauch von 10 % während der Regenerierung mit Sekundärluft. Da nur der GPF aufgeheizt wird und die thermische Masse des Abgasturboladers und des motornahen Katalysators keine Rolle spielen, ist der Kraftstoffmehrverbrauch während der Regeneration minimiert. Bei der Katalysatorheizung durch späteren Zündzeitpunkt und Magerbetrieb zur GPF-Regenerierung ergibt sich ein Mehrverbrauch von 33 %, ohne die erforderlichen Temperaturen zu erreichen. Zusätzlich wird die NO_x Konvertierung des Katalysators durch den mageren Motorbetrieb deaktiviert, wodurch sich ein massiver Anstieg der NO_x-Emissionen ergibt.
Bei der GPF-Regenerierung mit Sekundärluftheizung ist ein Anstieg der NO_x-Emission zu beobachten. Bei unterstöchiometrischen Betrieb des Verbrennungsmotors wird bei Pt/Rh Katalysatoren NH_3 gebildet, welches im Pt/Rh beschichteten GPF bei Sauerstoffüberschuss wieder zu NO_x oxidiert wird. Dies ist die Ursache für den NO_x-Anstieg während der Regeneration.

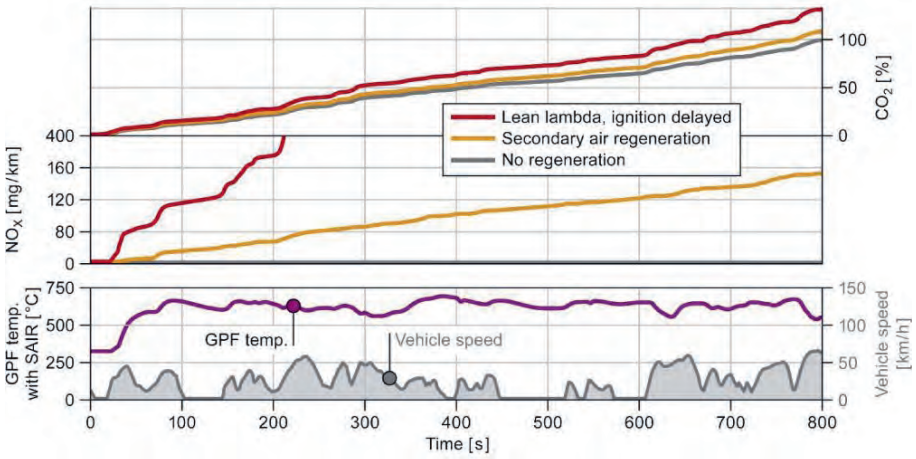


Bild 10: Emissionen während der GPF-Regenerierung in den ersten 800 Sekunden eines vorkonditionierten WLTP

Im Bild 11 sind die NO_x-Emissionen mit und ohne GPF-Regeneration nach dem motornahen Katalysator und nach dem GPF während der ersten 800 Sekunden im konditionierten WLTP dargestellt. Der Kraftstoffmehrverbrauch während der GPF-Regeneration beträgt 3,4 % bezogen auf die gesamte WLTP-Fahrstrecke.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bezogen auf den gesamten WLTP werden 38 mg/km NO_x emitiert, so dass selbst bei einer Regeneration im WLTP die Emission unterhalb des Grenzwertes ist. Eine weitere NO_x-Reduktion ist durch eine optimierte Betriebsstrategie möglich.
Mit der Sekundärluft ist eine GPF-Regenerierung im gesamten Geschwindigkeitsbereich möglich. Wenn die Einblasung der Sekundärluft bei hohen GPF-Temperaturen und geringen Raumgeschwindigkeiten des Abgassystems erfolgt, ergibt sich kein Kraftstoffmehrverbrauch und der NO_x-Anstieg ist wegen des nicht aktiven Katalysatorvolumens für die NO_x-Konvertierung im GPF moderat. Bei einem WLTP sollte daher die GPF-Regenerierung bevorzugt im high speed Bereich des WLTP gemäß Bild 9 stattfinden.

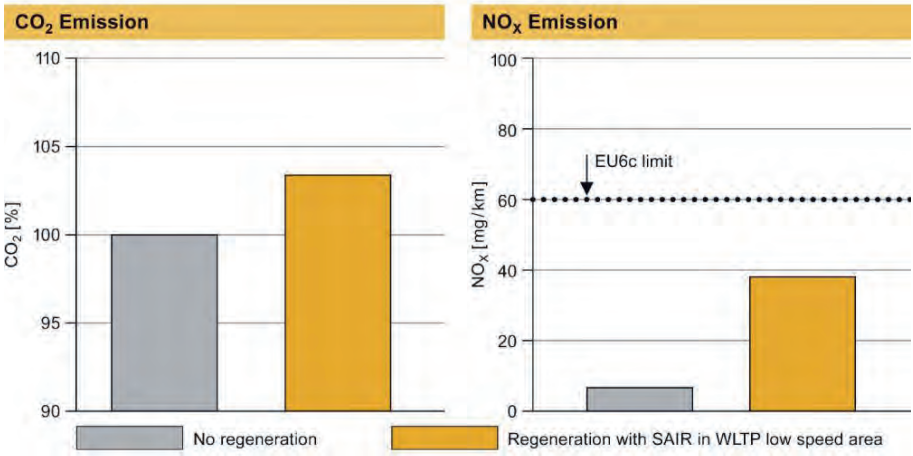


Bild 11: Emissionseinfluss während der GPF-Regenerierung in den ersten 800 Sekunden eines konditionierten WLTP

Bei Hybridfahrzeugen ist jederzeit eine GPF-Regenerierung möglich, ohne dass zusätzliche Schubabschaltphasen angestoßen werden müssen, welche den Kraftstoffverbrauchsvorteil des Hybriden reduzieren würden.
Das System hat einen weiteren Vorteil. Mit dem Luftüberschuss kann die Rußabbrandmenge kontrolliert eingestellt werden, wodurch keine thermische Schädigung des GPF bei plötzlichem unkontrollierten Rußabbrand bei hohen GPF-Temperaturen auftreten kann.
Die Sekundärlufteinblasung kann in Kombination mit einem neu entwickelten Tankentlüftungssystem Synergien nutzen, wodurch ein kostengünstiges Gesamtsystem dargestellt werden kann.

2.3 Tankentlüftungssystem

Der Kraftstoffverbrauch von Benzinmotoren wird bei modernen Motoren durch Entdrosselung mittels Downsizing, Zylinderabschaltung sowie durch Ventilsteuerungssysteme mit frühem oder spätem Einlassschluss der Einlassventile reduziert [5]. Auch die Elektrifizierung des Antriebsstranges wird in den nächsten Jahren deutlich zunehmen, um die CO_2-Ziele zu

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erreichen. Damit verringert sich die Druckdifferenz zum Spülen des Aktivkohlebehälters. Auch die Zeitdauer, die für das Spülen zur Verfügung steht, wird kürzer. Die Zeit für die Bestimmung der HC-Beladung des Aktivkohlebehälters mittels der Lambdasonde wird kleiner. Gleichzeitig werden weltweit die gesetzlichen Anforderungen für die Verdunstungsemissionen verschärft, was zu einer Erhöhung der Anforderungen für die Spülraten des Aktivkohlebehälters führt.
Die in Serie befindliche Ermittlung der Kohlenwasserstoffbeladung des Aktivkohlefilters mit Hilfe der Lambdasonde ist nicht mehr ausreichend schnell. Dies verschärft sich bei Hybridapplikationen hinsichtlich Genauigkeit und zeitlicher Anforderung.
Um eine ungewollte Umweltbelastung und eine Erhöhung der Verdunstungsemissionen zu vermeiden, wurde in [6] ein Konzept für ein Tankentlüftungssystem mit aktiver Spülpumpe und HC-Sensor zur schnellen Ermittlung der Beladung des Aktivkohlefilters und Erhöhung der Spülrate vorgestellt. Dieses Tankentlüftungssystem (APS) wurde nun durch eine kostengünstige und robuste Ermittlung der HC-Konzentration mittels Drucksensorik vor und nach der Spülpumpe erweitert, wodurch der Einsatz eines HC-Sensors nicht notwendig ist, siehe Bild 12.
Die Kombination des APS gemäß Bild 12 mit dem Sekundärluftsystem im Bild 8 erfordert nur eine aktive Pumpe. Die Umschaltung zwischen der Tankentlüftung und GPF-Regenerierung erfolgt durch ein 3/2-Wegeventil. Die Drucksensoren dienen gleichzeitig zur Diagnose von Leckagen im Tanksystem und im Sekundärluftsystem.

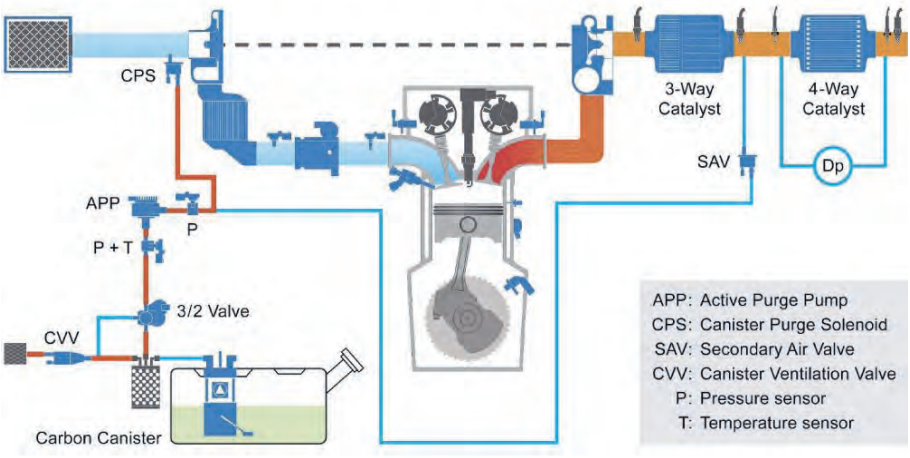


Bild 12: Tankentlüftungssystem mit APS

Zwischen der HC-Konzentration der Spülgase und der Druckdifferenz vor und nach der Active Purge Pump (APP) im Bild 13 besteht ein physikalisch basierter linearer Zusammenhang. Die HC Konzentration der Spülgase wird bereits vor der Einleitung in das Saugrohr durch eine schnelle Differenzdruckmessung bestimmt und in der Einspritzsteuerung der Motorsteuerung berücksichtigt. Für die HC-Konzentrationsbestimmung der Spülgase ist zusätzlich zur Messung des Differenzdrucks die Ermittlung der Pumpendrehzahl, des Umgebungsdrucks und der Spülgas-Temperatur erforderlich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

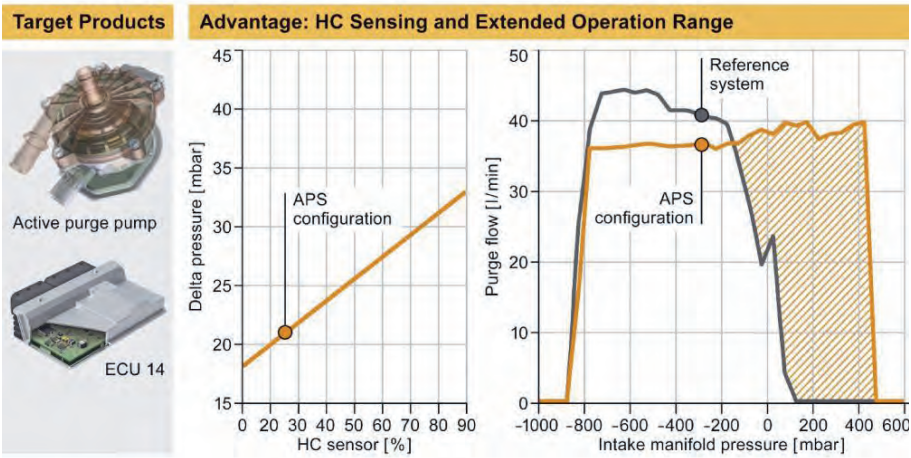


Bild 13: Vorteile des aktiven Tankentlüftungssystems APS

Mit Hilfe des APS ist eine rasche Erhöhung der Spülrate möglich. Der Kraftstoffanteil aus dem Aktivkohlebehälter wird in der Vorsteuerung für die Einspritzung berücksichtigt. Das APS ermöglicht das Spülen des Aktivkohlebehälters auch für Saugrohrdrücke in der Nähe des Umgebungsdrucks sowie bis zum maximalen Saugrohrdruck, welcher im jeweiligen Fahrprofil vorkommt.

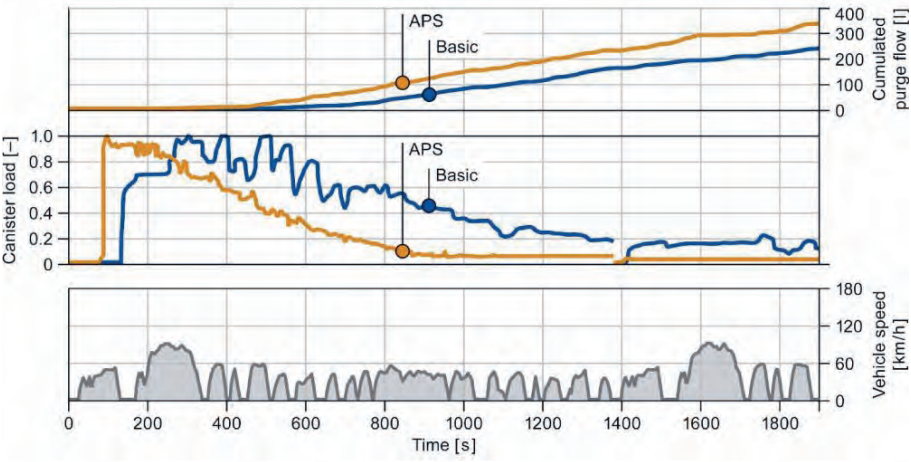


Bild 14: Verbesserung der Spülrate und der Aktivkohlefilterbeladung im FTP durch das APS

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Bild 14 ist der Vergleich zwischen dem serienmäßigen Tankentlüftungssystem und dem neu entwickelten APS dargestellt. Beim Seriensystem werden die Phasen 1 und 2 bis zur Sekunde 1390 im FTP-Zyklus für die Spülung des Aktivkohlebehälters benötigt.
Beim neu entwickelten APS ist nach ca. 850 Sekunden der voll beladene Aktivkohlefilter gespült. Durch die direkte Bestimmung der HC-Konzentration der Spülgase mittels des APS gibt es keine Querbeeinflussung wie z.B. durch Ausdampfen von Kraftstoff aus der Kurbelgehäuseentlüftung, wie es bei der HC-Konzentrationsbestimmung mittels der Lambdaregelung der Fall ist. Der zeitliche Verlauf der Aktivkohlefilterbeladung ist daher mit dem APS wesentlich robuster als mit dem Seriensystem.
Mit dem APS können die benötigten Spülraten des Aktivkohlefilters zur Einhaltung der gesetzlichen Anforderungen für die Verdunstungsemission für zukünftige Antriebskonzepte garantiert werden.

3. Fahrzeugvernetzung

Im Kapitel 2.2 wurde gezeigt, dass das Aufheizen und Regenerieren des GPF bei niedrigen Geschwindigkeiten zu einem Kraftstoffmehrverbrauch und zu einer moderaten Erhöhung der Emissionen führen kann. Für eine optimale GPF-Regenerierungsstrategie können die Gewohnheiten des Fahrzeuglenkers hinsichtlich der Fahrstrecke, Streckentopographie sowie der Verkehrsfluss berücksichtigt werden.
Für einen Fahrzeuglenker, welcher sein Fahrzeug ausschließlich im Stadtverkehr bei niedrigen Geschwindigkeiten betreibt, ist die Regenerierung mit Sekundärluft und unterstöchiometrischem Motorbetrieb die beste Lösung für einen GPF im Unterboden des Fahrzeuges. Der Regenerierungszeitpunkt muss so gewählt werden, dass der GPF bereits ein hohes Temperaturausgangsniveau hat und noch ausreichend Restzeit bis zum Abstellen des Fahrzeuges verbleibt.

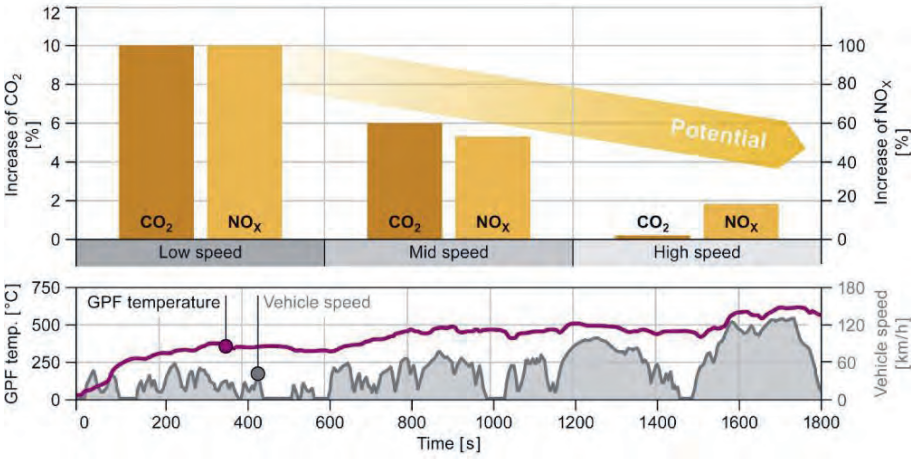


Bild 15: Emissionspotenzial während der GPF-Regenerierung durch Fahrzeugvernetzung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch ein Verlagern der Regenerierung in Bereiche mit höheren Geschwindigkeiten kann durch Vermeidung von Abgasheizmaßnahmen der Verbrauchs- und Emissionseinfluss minimiert werden. Dies ist beispielhaft im Bild 15 unter WLTP Bedingungen dargestellt, ist aber vor allem bei realen Fahrten relevant.
Die fortschreitende echtzeitfähige Vernetzung des Fahrzeuges mit der Außenwelt ermöglicht den Einsatz neuer Algorithmen. Derartige Funktionen sind ein Baustein des Continental eHorizon mit zusätzlichem Potenzial zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion.
Die einfachste Anwendung ist die Verbindung der bereits vorhandenen Navigationssysteme mit der Motorsteuerung. Die voraussichtliche Ankunftszeit wird heute bereits von allen Navigationssystemen unter Berücksichtigung des Verkehrsflusses in Echtzeit berechnet. Ist ein außerstädtischer Streckenverlauf Bestandteil der Route, so kann aus dem Verkehrsfluss der anderen Fahrzeuge und der Topographie der Fahrstrecke der beste GPF-Regenerierungszeitpunkt bestimmt werden. Weitere Freiheitsgrade ergeben sich bei Hybridfahrzeugen durch Verlagerung des Betriebspunktes [7].

4. Zusammenfassung

Seit der Verabschiedung der RDE Package 3 Gesetzgebung werden die Real Driving Emissionen berücksichtigt. Durch die erweiterten Umweltbedingungen, die Marktkraftstoffe, sowie die mögliche höhere Fahrzeugdynamik im RDE sind die Anforderungen wesentlich höher als im WLTP.
Die Reduzierung der PN-Rohemissionen ist weiterhin ein wesentliches Entwicklungsziel, da dies bei Einsatz eines GPF das Zeitintervall für die Regenerierung erhöht. Das Continental 350 bar Einspritzsystem ist bereits hinsichtlich niedriger PN-Emissionen optimiert. Der Schwerpunkt der weiteren PN-Verbesserung liegt mit dem Fokus auf den Temperaturbereich von -7 °C und niedriger. Durch die Kombination von optimierter Injektorauslegung, Mehrfacheinspritzung und neuen Kaltbetriebsstrategien können die Partikelemissionen um den Faktor 5 reduziert und die Regenerationsintervalle allein durch gepulste Einspritzung verlängert werden.
Wegen der begrenzten Platzverhältnisse im Motorraum wird es in Zukunft eine Vielzahl an Fahrzeugen geben, welche den GPF im Unterboden des Fahrzeuges angeordnet haben. Aufgrund des größeren Abstandes zum Motor ist das Temperaturniveau im GPF um ca. 140 °C niedriger, als bei motornaher Anordnung. Daher wurde ein System mit Sekundärlufteinblasung entwickelt, bei dem die Luft zwischen dem motornahen Dreiwegekatalysator und dem beschichteten GPF eingeblasen wird. Damit ist die GPF-Regenerierung auch bei niedrigen Abgastemperaturen möglich, wie sie typisch für den Stadtverkehr sind. Durch unterstöchiometrischen Motorbetrieb in Kombination mit der Sekundärlufteinblasung kann die GPF-Temperatur um über 300 °C angehoben werden. Dies ist ohne Einfluss auf Fahrbarkeit und Komfort möglich.
Dies ermöglicht die Regenerierung in allen Betriebsbereichen des Fahrzeuges unter Einhaltung der NO_x Grenzwerte. Im Stadtverkehr liegt dabei der daraus resultierende Kraftstoffmehrverbrauch beim untersuchten Fahrzeug bei nur ca. 3 %.
Die Nutzung der echtzeitfähigen Vernetzung der Fahrzeuge mit der Außenwelt ermöglicht die Vorhersage der weiteren Fahrstrecke und des Verkehrsflusses. Damit kann die Regenerationsstrategie so geplant werden, dass die Regeneration bei Fahrstrecken mit weniger Heizbedarf durchgeführt wird. Dies bietet das Potenzial, den Heizbedarf und damit den Mehrverbrauch zu vermeiden.
Um ein kostengünstiges Gesamtsystem darzustellen, wurde die GPF-Regenerierung mit einem neu entwickelten Tankentlüftungssystem mit einer Active Purge Pump (APP)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

kombiniert, bei dem zwischen der Tankentlüftung und der GPF-Regenerierung durch ein Dreiwegeventil umgeschaltet werden kann. Die APP ermöglicht das Spülen des Aktivkohlebehälters für alle Saugrohrdrücke. Durch die HC-Bestimmung sind damit Spülraten von 40 l/min unabhängig vom Betriebspunkt möglich, was besonders für entdrosselte Brennverfahren und Hybridantriebskonzepte wichtig ist.
Somit ermöglicht ein Systemansatz aus der Kombination von bekannten und neuen Technologien mit ganzheitlicher Optimierung die Erfüllung der zukünftigen Anforderungen an die benzingetriebene Verbrennungsmotoren.

5. Literatur

[1] Europäische Gesetzgebung EU 2017/1154 (RDE 3). http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX:02017R1151-20170727.

[2] Frenzel, H.; Achleitner, E.; Krüger, G.; Rösel, G.; Wiench, R.: Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren zur Erfüllung der Real Driving Emission. 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016.

[3] Rose, D.; Coulet, B.; Nicolin, P.; Boger, T.; Kunath, F.: Field-study and durability evaluations on GDI vehicles equipped with various Gasoline Particulate Filter (GPF) concepts. 25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2016.

[4] Görgen, M.; Nijs, M.; Lehn, H.; Scharf, J.; Thewes, M.; Hendrikx, M.; Claßen, J.; Sterlepper, S; Baumgarten, H: Current and Future Trends of Gasoline Particulate Filter Technologies, Calibration Strategies and Aging Methods. 26th Aachener Colloquium Automobile and Engine Technology 2017.

[5] Eichler, F.; Demmelbauer-Ebner, W.; Theobald, J.; Stiebels, B.; Hoffmeyer, H.; Kreft, M.: Der neue EA211 TSI®evo von Volkswagen. Wiener Motorensymposium 2016.

[6] Schöppe, D.; Zhang H.; Rösel, G.; Achleitner, E.; Kapphan, F.; Dupont, H.: Nächste Generation Motorsteuerungssysteme für die Benzin-Direkteinspritzung. Wiener Motorensymposium 2013.

[7] Avolio, G.; Grimm, J.; Maiwald, O.; Rösel, G.; Brück, R.; Atzler, F.: Energiebasierte Optimierung eines Dieselhybrids zur Erfüllung der zukünftigen „Real Driving“-Emissionsgesetzgebung. Wiener Motorensymposium 2017.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Online-Buchshop für Ingenieure

VDI nachrichten **BUCHSHOP**

Online-Shops

Fachliteratur und mehr - jetzt bequem online recherchieren & 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

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die 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 978-3-18-380712-3

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 807

39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz

in zwei Bänden / in two volumes

Band 2: zweiter Tag / **Volume 2:** second day

2

https://doi.org/10.51202/9783183807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

AVL

INNOVATIVE TECHNOLOGY

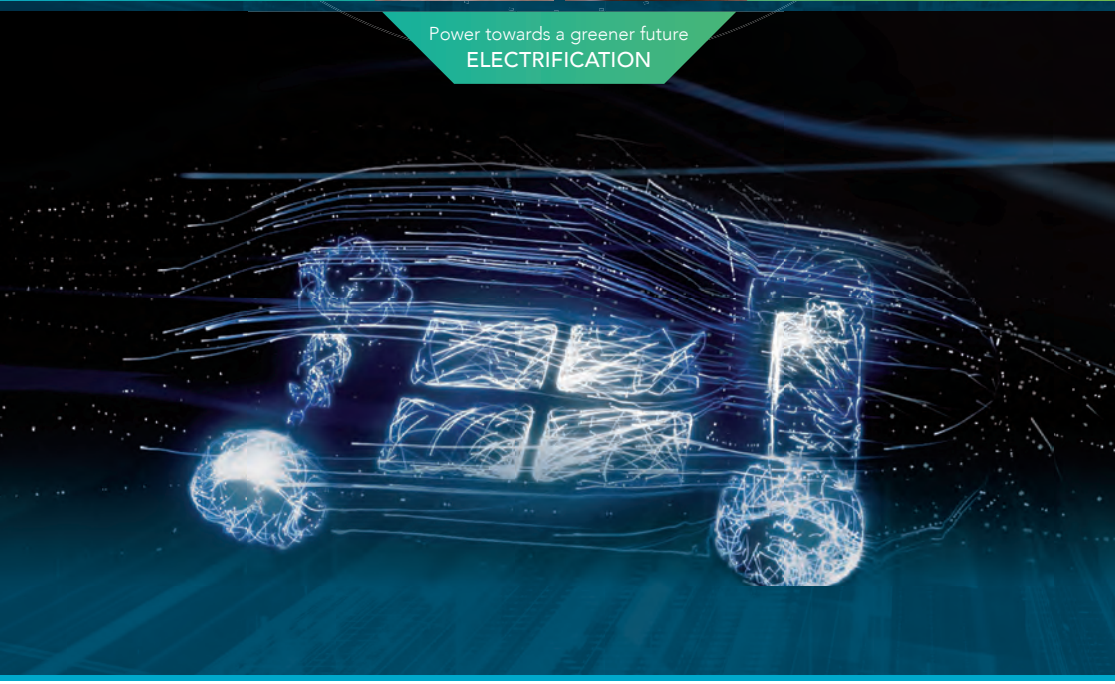


SUBJECTIVE FEELINGS
Fuel your passion for driving



AUTONOMOUS DRIVING
Free your mind to limitless possibilities

Power towards a greener future
ELECTRIFICATION



www.avl.com

https://doi.org/10.51202/9783968607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 807

39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018

veranstaltet vom
Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
und vom Institut für Fahrzeugantriebe und
Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018

organized by
the Austrian Society of Automotive Engineers (ÖVK)
and the Institute for Powertrains and
Automotive Technology, Vienna University of Technology

zusammengestellt von / presented by
Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz

in zwei Bänden / in two volumes

VDI verlag

Band 2: zweiter Tag / **Volume 2:** second day 2

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Geringer, Bernhard u. Lenz, Hans Peter (Hrsg.)
39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018
in zwei Bänden. Band 1: erster Tag; Band 2: zweiter Tag
39th International Vienna Motor Symposium 26-27 April 2018
in two volumes. Volume 1: first day; Volume 2: second day
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 807. Düsseldorf: VDI-Verlag 2018.
758 Seiten, 669 Bilder, 56 Tabellen.
ISBN 978-3-18-380712-3, ISSN 0178-9449, € 220,00/VDI-Mitgliederpreis € 198,00.

Für die Dokumentation: Neue Otto- und Dieselmotoren – Kraftstoffe der Zukunft – Neue Antriebe und Getriebe für LKW – Neue Brennverfahren / Motorsteuerung – Elektrische Antriebe / Hybride – Innovationen bei der Abgasreinigung – Brennstoffzellen – Blick in die Zukunft
Dieser zweibändige Bericht macht die Vorträge des 39. Internationalen Wiener Motorensymposiums (26./27. April 2018) einer breiten Öffentlichkeit zugänglich.
Ziel der Wiener Motorensymposien ist es, Themen von besonderer Aktualität auf dem Gebiet des Verbrennungsmotors zu behandeln. Das Werk befasst sich u. a. mit den oben angeführten Themen. Der USB-Stick enthält die Vorträge sowohl in der Originalversion als auch auf Englisch. Herausgeber: Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer, Vorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien, und Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hans Peter Lenz, Ehrenvorsitzender des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK), Wien.

Keywords: New Otto and Diesel Engines – Future Fuels – New Powertrains and Transmissions for Heavy Duty Vehicles – New Combustion Processes / Engine Control – Electric Drives / Hybrids – Innovative Systems of Emission Control – Fuel Cells – View to the Future

Abstract: This two-volume report makes the presentations of the 39th International Vienna Motor Symposium (April 26-27, 2018) available to a wider audience.

The objective of the Vienna Motor Symposia is to examine current topics of particular interest. Among others, the work examines the above mentioned topics. The USB flash drive contains the presentations in their original form and in English translation.

Edited by Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Bernhard Geringer, President of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna) and Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hans Peter Lenz, Honorary President of the ÖVK (Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna).

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.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 www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

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 978-3-18-380712-3

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

VORWORT

Die beiden vorliegenden Bände geben die Vorträge, die anlässlich des 39. Internationalen Wiener Motorensymposiums am 26. – 27. April 2018 gehalten werden, wieder. Der neueste Stand der Motoren- und Antriebsentwicklung wird damit von herausragenden Vortragenden präsentiert.

Allen Vortragenden und den sie entsendenden Unternehmen bzw. Institutionen sei auch an dieser Stelle für ihre Beiträge herzlichst gedankt.

Alle Vorträge sind auf dem den Symposiumsunterlagen beigefügten USB-Stick sowohl in der Originalversion als auch in Übersetzung (Englisch bzw. Deutsch) enthalten.

Die „Literatursuche“ auf der Homepage des Internationalen Wiener Motorensymposiums (www.wiener-motorensymposium.at) bietet die Möglichkeit, mit Hilfe von Suchbegriffen die Vortragstitel, Autoren und Firmen der vorangegangenen Motorensymposien seit 1981 (Englisch ab 1999) zu finden. Die Liste der Publikationen (Sammelbände der Vorträge der Internationalen Wiener Motorensymposien) 1979 – 2018, die auch die breitere Öffentlichkeit über die Inhalte der Symposien informieren sollen, finden Sie auf der folgenden Seite.

Das 40. Internationale Wiener Motorensymposium findet am 16. – 17. Mai 2019 statt, wozu schon jetzt herzlich eingeladen wird.

Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
Vorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz
Ehrenvorsitzender des Österreichischen
Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)

FOREWORD

These two volumes contain all the lectures given at the 39th International Vienna Motor Symposium, which took place on 26th and 27th April, 2018. In these lectures, outstanding automotive engineers presented various aspects of state-of-the-art of engine and powertrain technology.

At this point, we would like to express our heartfelt thanks to all lecturers, as well as the companies and institutions they represent, for their contributions to our conference.

The original versions as well as the translations (German resp. English language) of all lectures are available on the USB flash drive which is attached to the symposium documents.

The word-search facility at www.vienna-motorsymposium.com – the website of the International Vienna Motor Symposium – allows direct access to the titles of lectures, together with information on all the authors and companies that have participated in the International Vienna Motor Symposia since 1999 (in German since 1981).

The publications list – which is to be found on the following page – provides an anthology of all lectures presented at the International Vienna Motor Symposia between 1979 and

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2018. It is intended to provide a broader public visibility with additional information on the topics and subject matter dealt with by these conferences.

The 40th International Vienna Motor Symposium is to take place on the 16th and 17th May, 2019, and may we take this early opportunity to extend you an invitation.

Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer
President of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

Univ.-Prof. Dr. Hans Peter Lenz
Honorary President of ÖVK
(Austrian Society of Automotive Engineers)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

INTERNATIONALE WIENER MOTORENSYMPOSIEN
Liste der Publikationen:

„**1.**Internationales Wiener Motorensymposium“, ÖIZ, 124.Jahrgang (1979)

„**2.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.69 (1980)

„**3.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.81 (1981)

„**4.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.103 (1982)

„**5.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.127 (1983)

„**6.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 6, Nr.173 (1985)

„**7.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.74 (1986)

„**8.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.86 (1987)

„**9.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.99 (1988)

„**10.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.122 (1989)

„**11.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.141 (1990)

„**12.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.150 (1991)

„**13.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.167 (1992)

„**14.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.182 (1993)

„**15.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.205 (1994)

„**16.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.239 (1995)

„**17.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.267 (1996)

„**18.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.306 (1997)

„**19.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.348 (1998)

„**20.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.376 (1999)

„**21.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.420 (2000)

„**22.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.455 (2001)

„**23.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.490 (2002)

„**24.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.539 (2003)

„**25.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.566 (2004)

„**26.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.595 (2005)

„**27.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.622 (2006)

„**28.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.639 (2007)

„**29.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.672 (2008)

„**30.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.697 (2009)

„**31.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.716 (2010)

„**32.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.735 (2011)

„**33.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.749 (2012)

„**34.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.764 (2013)

„**35.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.777 (2014)

„**36.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.783 (2015)

„**37.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.799 (2016)

„**38.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.802 (2017)

„**39.**Internationales Wiener Motorensymposium“, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 12, Nr.807 (2018)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Inhaltsverzeichnis Seiten

J. J. **Moon**, S. **Feldmann**, D. **Certo**,
GM Global Propulsion Systems, Pontiac, USA;
Dipl.-Ing. L. K. **Cloos**, Dipl.-Ing. (FH) S. **Müller**,
Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim:
Das neue variable Ventiltriebsystem von GM / Opel
The New Valvetrain System of GM / Opel 1 - 20

Dr. G. **Fraidl**, Dr. P. **Kapus**, Dipl.-Ing. H. **Mitterecker**,
Ing. K. **Prevedel**, Dipl.-Ing. (FH) G. **Teuschl**, Dipl.-Ing. M. **Weißbäck**,
AVL List GmbH, Graz:
Verbrennungsmotor 4.0
Internal Combustion Engine 4.0 Extraheft

Dipl.-Ing. U. **Baretzky**, Dipl.-Ing. H. **Diel**, Dipl.-Ing. W. **Kotauschek**,
Dipl.-Ing. (FH) S. **Dreyer**, AUDI AG, Neckarsulm / Ingolstadt:
Der 4,0 l V6 TDI für die 24 h von Le Mans – Sieg der Effizienz
The 4.0 l V6 TDI Engine for the 24 hrs of Le Mans – Victory of Efficiency 21 - 64

Dipl.-Ing. S. **Juraschek**, Dipl.-Ing. A. **Buchner**, Dr.-Ing. B. **Schinnerl**,
BMW Group, München:
Die elektrische Antriebstechnologie der BMW Group.
The Electrical Powertrain Technology of BMW Group. 65 - 81

Dipl.-Ing. S. **Pint**, Dr.-Ing. N. **Ardey**, Dr.-Ing. G. **Mendl**,
Dipl.-Ing. G. **Fröhlich**, Dipl.-Ing. R. **Straßer**, Dipl.-Ing. T. **Laudenbach**,
Dr.-Ing. J. **Doerr**, AUDI AG, Ingolstadt:
Das neue vollelektrische Antriebssystem von Audi
The New Full Electric Drivetrain from Audi 82 - 104

K. **Oshima**, S. **Kato**, Toyota Motor Corporation, Aichi, Japan:
Neues Mehrstufen-Hybridsystem für den LC500h mit innovativen Fahreigenschaften des THSII
New Multi Stage Hybrid System for the LC500h with Innovative Drivability of the THSII 105 - 125

Dipl.-Ing. C. **Billig**, Dr.-Ing. A. **Wilde**, Dr. techn. F. **Preuss**,
Dipl.-Ing. S. **Juraschek**, BMW Group, München:
Innovationen in elektrifizierten Antrieben und Herausforderungen für zukünftige Architekturen.
Innovations in xEV Powertrains and Challenges for Future Architectures. 126 - 136

Dr.-Ing. S. H. **Kim**, K. S. **Lee** MSc,
Hyundai Motor Company, Gyeonggi-do, Korea:
Die nächste Generation Brennstoffzellen-Auto von Hyundai Motor Company
The Next Generation Fuel Cell Electric Vehicle from Hyundai Motor Company 137 - 152

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Prof. Dr. rer. nat. C. **Mohrdieck**, Daimler AG, Kirchheim unter Teck/Nabern;
Dr.-Ing. S. **Dehn**, NuCellSys GmbH, Kirchheim unter Teck/Nabern:
Das Brennstoffzellenaggregat des neuen Mercedes-Benz GLC F-CELL
The Fuel Cell Engine of the New Mercedes-Benz GLC F-CELL Extraheft

M. **Toriumi**, Nissan Motor Co., Ltd., Kanagawa, Japan:
Nissan's elektrische Antriebsstrang-Strategie
Nissan's Electric Powertrain Strategy 153 - 162

Dr.-Ing. **I. Steinberg**, Dr.-Ing. G. **Hellenbroich**, Dr.-Ing. J. **Nowack**,
FEV Europe GmbH, Aachen:
Effizienter Getriebebaukasten für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge – Trends und Lösungen
Efficient Transmission Kit for Battery Electric Vehicles – Trends and Solutions 163 - 173

Dr. C. **Hilton** MA PhD, Protean Electric Ltd, Farnham:
ProteanDRIVE®: ein digitales Antriebssystem in den Rädern
ProteanDRIVE®: a Digital Propulsion System in the Wheels 174 - 186

Dr. A. **Eilenberger**, Dipl.-Ing. R. **Hintringer** MBA, Dipl.-Ing. M. **Primorac**,
Dipl.-Ing. D. **Scherrer**, Miba AG, Laakirchen:
Hocheffiziente Elektromotoren mit Formstabwicklung für die Serienproduktion
High Efficient Electric Motors with Bar Windings for Serial Production 187 - 199

Dipl.-Ing. M. **Brugger**, Dipl.-Ing. T. **Cartus**, Dipl.-Ing. R. **Brück**,
Continental Emitec GmbH, Lohmar;
Dr. O. **Maiwald**, Continental Automotive GmbH, Regensburg:
Verfahren und Auslegung von Abgassystemen zur Einhaltung aller Emissionsgrenzwerte im realen Fahrbetrieb: „In Use Conformity“
Procedure and Design of Exhaust Systems to Fulfill all Emission Limits During Real Driving Conditions: "In Use Conformity" Extraheft

Dipl.-Ing. H. **Schmidt**, Dipl.-Ing. G. **Zielonka**,
TÜV NORD Mobilität GmbH & Co. KG, Essen:
Worldwide Harmonised Light-duty Vehicles Test Procedure (WLTP) in Europa – Gesetzgebung und praktische Umsetzung
Implementing the Worldwide Harmonised Light-duty Vehicles Test Procedures (WLTP) in Europe – Legislation and Practical Realisation 200 - 217

Dr.-Ing. W. **Wiese**, Dipl.-Ing. C. **Laidig**, Dr.-Ing. E. **Schünemann**,
Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen;
F. **Balthasar** MBA MEng, J. **Chahal** PhD MSc, Shell Research Limited, London:
Einfluss von Kraftstoffeigenschaften, Additivierung und Einspritzung auf die Partikelentstehung bei DI Ottomotoren
Effects of Fuel Composition, Additives and Injection Parameters on Particulate Formation of Gasoline DI Engines 218 - 236

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. S. **Kunert**, Dipl.-Ing. W. **Müller**, Dr.-Ing. S. **Musa**, Dr. S. **Spiess**,
Umicore AG & Co. KG, Hanau-Wolfgang;
Dipl.-Ing. L. **Hentschel**, Dipl.-Ing. L. **Schlüter**, Dipl.-Ing. M. **Thiele**,
Volkswagen AG, Wolfsburg:
Integration der Drei-Wege-Funktionalität in den Ottopartikelfilter – eine neue Technologie in der motornahen Abgasnachbehandlung
Integration of the Three-Way Functionality into the Gasoline Particulate Filter – A New Technology for the Closed-Coupled Exhaust Aftertreatment 237 - 249

Dr. F. **Will**, Ino8 Pty Ltd, Jan Juc, Australien; Dr. H. **Wang**,
Guangxi Liuzhou Jinhui International Technology Co., Ltd., Liuzhou, China;
L. **Gaojian** MSc, L. **Guohua** BSc,
SAIC - GM Wuling Automobile Co., Ltd., Liuzhou, China:
OVER8^{TM} – Erschwingliche Thermomanagementinnovationen zur Erreichung der 2020 Kraftstoffverbrauchsgrenzen in China
OVER8^{TM} – Affordable Thermal Management Innovations to Achieve the 2020 Fuel Consumption Limits in China 250 - 267

Dipl.-Ing. H. **Dismon**, Dr.-Ing. P. **Seggewiß**, Dr. rer. nat. D. **Hunkel**,
Rheinmetall Automotive AG, Neckarsulm:
Innovative Elektrifizierungstechnologien für zukünftige konventionelle und alternative Fahrzeugantriebe
Innovative Technologies for the Electrification of Future Conventional and Alternative Vehicle Powertrains 268 - 290

Dr. P. **Sauermann**, BP Europa SE, Bochum;
I. Sharp, BP Europe SE, Sunbury:
Kraftstoff-Technologien für emissionsarme Mobilität
Fuel Technologies for Low-Emission Mobility 291 - 306

Ola **Källenius**,
Mitglied des Vorstands,
Konzernforschung & Mercedes-Benz Cars Entwicklung,
Daimler AG, Stuttgart:
Die Zukunft bewegen – das Beste aus zwei Welten
Driving the Future – The Best of Both Worlds Extraheft

Prof. Dr. Klaus F. **Gärditz**,
Ordinarius für Öffentliches Recht,
Universität Bonn:
Dieselverbot als Verfassungsproblem
Constitutional Issues of a Prohibition of Diesel Vehicles Extraheft

Oliver **Blume**,
Vorstandsvorsitzender,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart:
Sportwagenantriebe der Zukunft
Sports Cars Powertrains of the Future 307 - 314

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

POSTERPRÄSENTATIONEN

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. M. **Klell**, HyCentA Research GmbH, Graz;
Technische Universität Graz;
Dipl.-Ing. Dr. techn. A. **Trattner**, HyCentA Research GmbH, Graz:
Elektromobilität mit Brennstoffzellen – Potenzial und Beispiele
Electromobility with Fuel Cells – Potential and Examples 315 – 334

L. **Konstantinoff** MSc, T. **Dornauer** MSc, R. **Stärz** MSc, M. **Pillei** MSc,
DDipl.-Ing. Dr. techn. L. **Möltner**, MCI Innsbruck;
D. **Mairegger** MSc, PGES GmbH, Jenbach;
Mag. Dr. techn. S. **Unterberger**, Leopold-Franzens-Universität Innsbruck;
Dipl.-Ing. Dr. techn. U. **Trattnig**, FH Joanneum, Kapfenberg:
Untersuchungen zur Ausbildung und Bewegung von Zündfunken
in Gasmotoren mit turbulenter Verbrennung
Investigations on the Formation and Motion of Ignition Sparks
in Gas Engines with Turbulent Combustion 335 – 366

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. M. **Lang**,
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. R. **Almbauer**,
Assoc.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. R. **Kirchberger**,
Technische Universität Graz:
Technologien zur Abwärmenutzung in verbrennungsmotorischen
Antrieben und deren Prüfstandserprobung
Waste Heat Recovery Technology in ICE-based
Propulsion Systems and its Experimental Investigation 367 – 386

Dipl.-Ing. A. **Fischer**, Technische Universität Graz; M. **Thelliez** MSc,
Ing. Ind. M. **Mérida Delgado**, AVL List GmbH, Graz:
Messung und Simulation der Kraftstoffbenetzung einer
GDI Einspritzdüse als Ursache erhöhter Partikel Emission
Experimental and Numerical Investigation of Injector Tip Wetting
in Modern Gasoline Engines as Predecessor for Particle Emissions 387 – 405

R. A. **Varella** MSc Eng, M. V. **Faria** MSc Eng, Dr. P. **de Carvalho Baptista**,
Dr. L. **Sousa**, Dr. G. **Nuno de Oliveira Duarte**, Universität Lissabon;
Dr. P. **Mendoza-Villafuerte**, CNH Industrial, Turin:
Einfluss der Straßenqualität auf CO_2-Emissionen im Rahmen der
On-Road-Prüfung nach der Regulierung der
EU Real Driving Emissions (RDE) Auswahl
Influence of Road Grade in CO_2 Emissions under On-Road Test Following
the EU Real Driving Emissions (RDE) Regulation for Trip Selection 406 – 422

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

https://doi.org/10.51202/9783166607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

J. J. Moon, S. Feldmann, D. Certo
GM Global Propulsion Systems, Pontiac;
Dipl.-Ing. L. K. Cloos, Dipl.-Ing. (FH) S. Müller
Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim

Das neue variable Ventiltriebsystem von GM / Opel

Kurzfassung

Variable Ventiltriebe stellen einen wichtigen Baustein für die Effizienzsteigerung turboaufgeladener Ottomotoren dar. Im Spannungsfeld zwischen niedrigen CO2 Emissionen einerseits und weiter steigenden Anforderungen an Fahrbarkeit und Ansprechverhalten aufgeladener Motoren andererseits ermöglichen variable Ventiltriebe die Umsetzung zielführender Betriebsstrategien. In der Vergangenheit haben sich im Markt zweistufige, mechanisch geschaltete Nockenwellen etabliert.

Bei GM Propulsion Systems ist in enger Zusammenarbeit mit der Opel Automobile GmbH für die neue Generation aufgeladener 4-Zylinder Ottomotoren eine neue, mehrstufig variable Ventilsteuerung entwickelt worden. Hauptmerkmal dieses Schiebenocken-Systems ist eine dreistufige Variabilität einlassseitig.

Nach der Erläuterung des generellen Systemaufbaus wird die hardwareseitige Realisierung, insbesondere der Schaltvariabilität, dargestellt. Dabei wird im Besonderen auf die Herausforderungen bei der Umsetzung der Dreistufigkeit eingegangen. Anschließend wird die Systemregelung erläutert, wobei neben der Aktuatorik auch auf die Sensorik eingegangen wird. Abschließend werden fertigungstechnische Aspekte des Systems diskutiert und das System hinsichtlich Kundennutzen bewertet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

J. J. Moon, S. Feldmann, D. Certo
GM Global Propulsion Systems, Pontiac;
Dipl.-Ing. L. K. Cloos, Dipl.-Ing. (FH) S. Müller
Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim

The New Valvetrain System of GM / Opel

Abstract

Variable valvetrain systems represent an important building block for increasing the efficiency of boosted SI-engines. In the area of tension between CO2-emissions on one side and increasing customer's expectations of drivability and transient response on the other side, variable valvetrain systems enable appropriate operation strategies. Two-step discrete variable systems have successfully been established in the market over the past few years.

At General Motors Global Propulsion Systems, a new tripower multi-discrete-variable valve lift system for future gasoline engine generations has been developed in close cooperation with Opel Automobile GmbH. The core feature of this system is a sliding cam functionality that allows multiple discrete lifts for the intake and exhaust valves.

In this paper, the mechanical design of the discrete variable valve lift system will be described with special focus on challenges arising from the multi-discrete variability. The control system including actuators and sensors will be explained to show how this system is implemented. Finally, aspects of the manufacturing process will be presented followed by an evaluation of customer benefits.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1 Motivation and benchmarking

Variable valvetrain systems can be a significant contributer to improve fuel economy and drivability on turbocharged and naturally aspirated gasoline engines. Independent variable cam phasing on intake and exhaust camshafts enable high engine torque at low engine speeds (low-end-torque, LET) and sets the foundation for good transient engine performance at low engine speeds. Two step variable cam drive systems with sliding cam lobes have become somewhat common technology in the past years. This technology allows the possibility of having two fully independent lobe profiles combined on one axially slideable lobe pack to improve fuel economy and performance. For example, this technology enables cylinder deactivation (Active Fuel Management / AFM) by having no lift on one set of lobes while offering valve lift on another set of lobes. By sliding the cam lobe from lift lobe to no lift lobe while the roller finger follower is engaged with the cam, discrete variable valve lift is realized. One possible application is with advanced combustion systems such as with Miller or Atkinson cycles without suffering from volumetric losses as a result of the shortened or extended valve opening period at high engine power output.

At GM Global Propulsion Systems in close cooperation with Opel Automobile GmbH, a new variable valve train system referred to as “tripower” has been developed for a new generation of turbocharged gasoline engines. In particular two four-cylinder engines with a displacement of 2.0 L and another yet to be announced engine will be the first engines equipped with this valve train system. Besides offering cylinder deactivation and high valve lift capability, other options were considered to further improve fuel economy and performance. These requirements led to the development of a sliding cam system that provides a three-step variability on the intake camshaft. Multiple variants were considered before the start of development with respect to serialization of the three-step functionality.

2 GM / Opel sliding cam system ‚tripower‘

2.1 Overview

Figure 1 shows an exploded view of the tripower system. It consists of the intake and exhaust camshaft, a cam carrier, a ladder frame and multiple sensors and actuators. Both camshafts are mounted in the cam carrier and fixed by the ladder frame. The actuators shift the lobe packs when commanded by the engine controller, and the sensors provide feedback of the lobe position back to the engine controller as a closed loop control system. The complete tripower system is assembled as a sub-assembly with the cam carrier and mounted on to the cylinder head as a unit.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

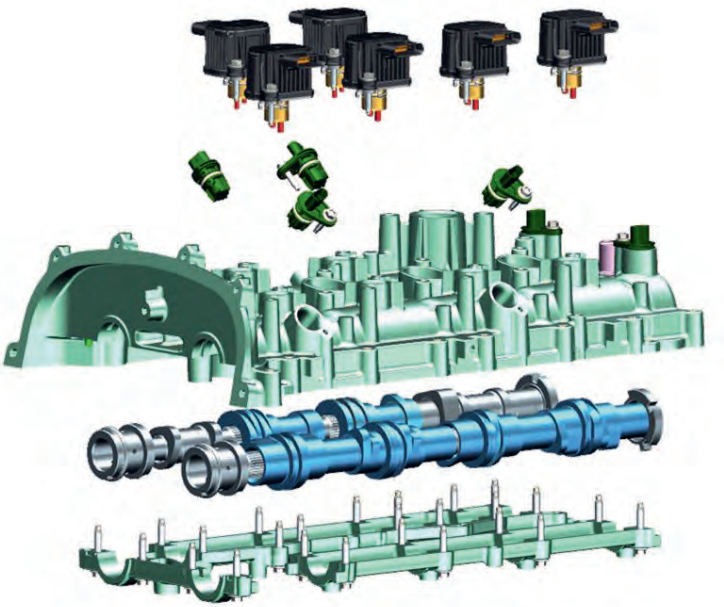


Figure 1 Overview sliding cam system

The sliding lobe packs with barrel cams are shown in blue in Figure 1. The intake camshaft assembly is shown in front of the exhaust camshaft assembly. Figure 2 shows the barrel of the shifting lobes highlighted in blue. The “barrel” contains the shifting groove geometry on each of the sliding lobe packs.
To gain and keep the largest possible dimensional and quality control over the manufacturing of the camshaft system, all lobe packs are manufactured by GM internally. The cam carrier is assembled at a GM engine plant.

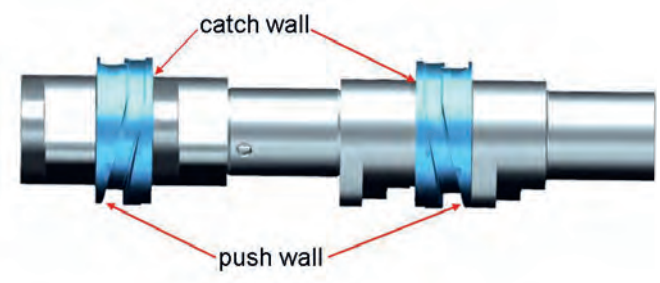


Figure 2 Tripower intake lobe pack

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The camshaft consists of a spline toothed base shaft, with the shaft and front journal being made out of one forged shaft. On the intake side, the valves of all four cylinders are actuated by two sliding lobe packs with an internal spline. In contrast to a standard bearing layout, the intermediate journals are located between the cylinders and not between the valves. This design is a result of the limited space available, mainly caused by the large space requirement of the barrel cams for a three-step system.

The exhaust valves of cylinder 2 and 3 are actuated by a sliding lobe pack to enable cylinder deactivation. Lobe packs for cylinder 1 and 4 as well as the fuel pump lobe pack have an internal spline as well but are axially locked by a grooved pin. A spring-loaded detent ball system axially constrains the sliding lobes.

To shift the sliding lobes between various lift modes, dual pin actuators along with various sensors are used to complete and confirm the shifting of the cam lobes.

The following sections describe the system sub-components in detail.

2.2 Base shaft

The base shaft of the tripower system is a spline toothed base shaft made of SAE 1040 grade steel. The shaft and front journal are produced using a one-piece forging. This eliminates the requirement of a joining operation between nose-piece and camshaft.

A 28-tooth involute gear was selected as the spline for base shaft and lobe packs. A ‘blocked tooth’ on the shaft and a ‘missing tooth’ on the lobe is implemented as a poka-yoke feature to ensure correct radial position of the lobe packs. The external spline on the base shaft is rolled on to the shaft.

The spline sections on the base shaft are aligned to support the lobe packs in all of the various lift positions for optimal stiffness. To achieve the highest possible modularity for spline rolling tooling, the sections were also designed in order to use the same rolling rack for both engine applications. This significantly increases flexibility of production and improves tooling costs.

The detent system used to position the sliding lobe packs have a hardened retainer to secure the spring loaded detent ball before final assembly of the camshaft. This retainer is pressed into the base shaft. On the exhaust camshaft, grooved pins are used to axially locate the non-slideable lobe packs. These pins are pressed into holes in the base shaft and have a clearance fit through the lobe packs.

Figure 3 shows the exhaust base shaft sub assembly. The detent balls are visible in pink and the detent springs are highlighted in green. In the first and last spline sections, dowel pin holes for the fixed lobe packs are visible as well.

On the intake cam shaft the powdered metal timing wheel is pressed directly onto the base shaft. The exhaust camshaft assembly has the timing wheel attached to one of the fixed lobes instead of being assembled on the base shaft. This difference is due to the availability of engine packaging space.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

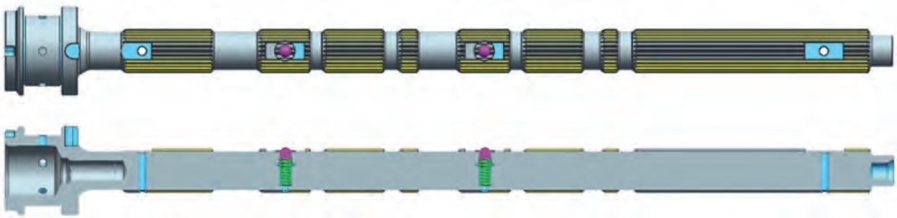


Figure 3 Exhaust camshaft with axial positioning system for lobe packs

The cam phasing system is mounted on to the nose of the base shaft. The oil for the cam phaser is supplied with high pressure through five holes in the front journal. In general, the camshaft journals are on both the base shaft as well as the sliding and non-sliding elements.

2.3 Lobe packs

All lobe packs are made of ANSI 52100 / 100Cr6 grade steel. A two-step broaching process is applied to achieve the best possible precision of the internal spline. In early stages of lobe machining, the initial spline is green broached (prior to hardening). Lobes are then roughed in to pre heat treatment geometry. The green broaching leaves sufficient stock to handle distortion from the through hardening process. After heat treatment, lobes are hard broached to final precision tolerance grade.

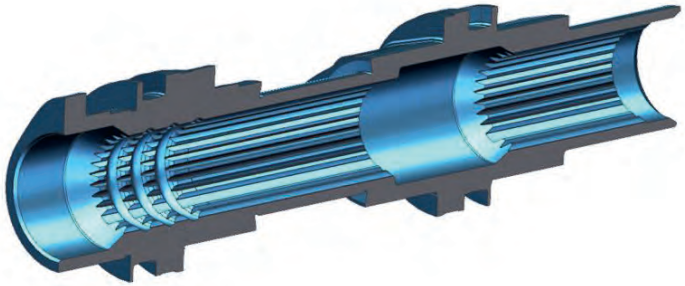


Figure 4 Intake sliding lobe pack

The spline fit between the base shaft and the lobes require clearance for assembly. The sliding function for this clearance, or backlash, must be controlled to prevent any valvetrain noise and for reliability. Too much backlash results in valvetrain ticking noise issues while too little backlash increases mechanical friction during the sliding operation and might even lead to a sticking condition of the lobe pack on the base shaft. To ensure the best possible spline tolerance, the two-step broaching process is used for all lobe packs, sliding and non-sliding. Figure 4 shows the sectioned intake lobe pack for cylinder 1 and 2. The detent groove system to axially position the sliding lobe pack is visible under the first shifting groove on the barrel cam. The internal spline is shown, interrupted by two weight reduction features, one right before the detent system and one just under the lobes for the second cylinder. The

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

first journal is located in between the two adjacent cylinder lobes and the second journal is located rearward of the most rear lobe set.

The poka-yoke complements the ‘blocked tooth’ on the base shaft, in addition to a missing tooth on all lobe packs. This guarantees the correct radial position of the lobe packs on the shaft.

Heat treatment of the lobe packs and the resulting target hardness has been developed to balance between distinct wear resistance and sufficient ductility. The chosen balance shows excellent durability of both the compressive stress loaded lobes as well as the side force loaded shifting groove walls.
Each lobe pack gets an individual, machine-readable 2-D matrix code during manufacturing. This guarantees full traceability of all assembled components.

The shifting groove geometry of the barrel cams on the sliding lobe packs is a core element of the system functionality. Balancing and dimensioning of the barrel cam was subject to intensive simulation, prototype builds and testing activity during its development. The following aspects has been proven to be of specific importance:

- On the intake camshaft, the valve actuation for cylinder 1 and 2, as well as 3 and 4, are combined on one lobe pack. This leads to high lobe pack mass and hence large shifting forces due to the high inertia.
- As the intake lobe packs are coupled for two adjacent cylinders, the slideable lobe must be only actuated while all roller finger followers for the two cylinders are on the base circle. The time to shift is reduced on a coupled lobe pack versus a slideable lobe for a single cylinder.
- The three step shifting ability of the tripower system prevents the usage of an end stop to terminate the axial lobe movement.
- On 2.0 L engine the overall available wall thickness for the push and catch wall together is limited to 3.6 mm.

During development, it has become evident that the internal lobe positioning system using a detent ball and grooves is not sufficient to terminate the axial lobe movement, even at low engine speeds. Without an end stop to terminate the axial lobe movement, the actuator pin acts along with the detent ball to slow and stop the lobe pack motion. This leads to the requirement of a very careful balancing of shifting forces between the push and catch wall as well as the geometric design of the shifting groove. Simulation, analysis, manufacturing and testing departments have cooperated closely to successfully solve this situation. The interaction between shifting groove geometry, resulting lobe pack acceleration during shifting and the wall thickness balance between the push and catch wall is crucial for system durability. Figure 5 shows an example for a shifting force plot. Instrumented actuators with strain gauges are used to record shifting forces at high resolution.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

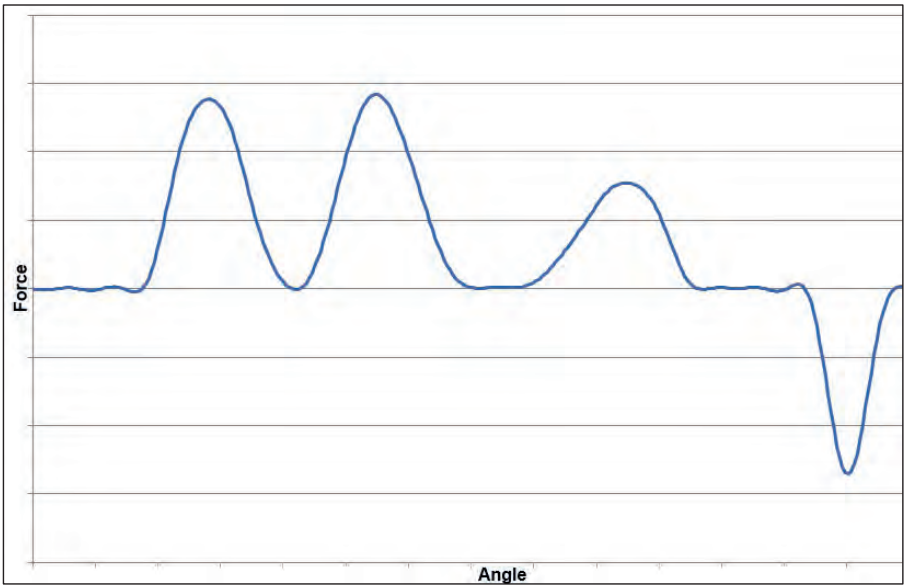


Figure 5 Shifting force measurement. First three peaks are forces on the push wall and the last peak in the reverse direction is the force on the catch wall.

2.4 Tripower system actuators and sensors

Electromagnetic actuators are used to axially move the lobe packs in conjunction with the shifting groove. This system approach enables mode changes independently from engine operating conditions. For example, the lobe pack can be shifted during cold start conditions where the hydraulically actuated system is challenged due to a lack of oil pressure and flow. To account for the three-step system design, two pins are required per actuator. In this configuration, one actuator is responsible for two lift mode changes in one direction to either reduce or increase engine torque capacity, which leads to the requirement for two actuators per lobe pack. Overall four intake and two exhaust actuators are required to achieve full system functionality. One Hall sensor per actuator allows the control system to gain information about the pin movement and status. This information is processed by the ECU and is part of the closed loop control system.

Actuator pin diameters of 5 mm for intake and 4 mm for exhaust were selected based on the estimated forces to shift the cam lobe at various engine speeds. This selection was completed early in the design process and was critical to overall engine packaging as it defined the packaging space required for the shifting groove design and overall camshaft assembly length.

Material for the actuator pins is hardened ANSI 52100 / 100Cr6. The actuator housing is identical for both intake and exhaust. To prevent mixing up both actuator types a poka-yoke feature is used on the actuator / cam carrier interface as well. The poka-yoke features a cast ‘nose’ on the cam carrier and a corresponding bent flange section on the actuator. These

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mechanical features provide additional error proofing in addition to the 2-D data matrix scanning for error proofing of the actuators during cam-carrier assembly.

To be able to detect and confirm the sliding lobe position, direct sensing Hall sensors are integrated in to the cam carrier in addition to the Hall sensors in the actuators. This 'direct-sensing' continuously monitors the position of the sliding lobe packs and provides feedback to the ECU. The sensors are positioned such that different cam features can be detected in all three operating modes. The continuous position monitoring is used in combination with the actuator Hall sensors to control and confirm the successful termination of a shifting event. Furthermore, the information of the direct sensing is used to monitor the functionality. Defects in the detent lobe position system for example can be detected immediately and countermeasures can be taken. This significantly increases the system reliability and true position detection. Further details on the control system are given in the following chapter.

3 Operation strategy

3.1 Current system operation strategy

As mentioned, the first application of GM's tripower system will be the newly developed 2.0L turbocharged gasoline engine. Tripower valvetrain system implementation on the engine offers high lift mode, low lift mode and AFM (Active Fuel Management or cylinder deactivation) mode operation. Other potential operation strategies are mentioned at the end of this chapter.

In AFM mode, intake valves of cylinder 2 and 3 are deactivated while cylinder 1 and 4 are running in low-lift mode. This requires a double low-lift lobe for cylinder 1 and 4 as the intake lobes are coupled between cylinder 1 and 2, as well as 3 and 4. On the exhaust camshaft, a high lift and AFM lobe profile are used for cylinder 2 and 3. When operating in low-lift mode on the intake valves the exhaust valves remain in high lift.

Changing operation mode from full engine operation to cylinder deactivation starts by first shifting the intake cam to low lift mode. Shifting from low lift mode to AFM mode, the exhaust valves are deactivated first after the gas exchange to capture the combusted charge. The intake camshaft lobe shifting starts immediately after the adjacent cylinder, based on the engine firing order, completes valve event.

The tripower system is designed for maximum shifting speed of 2500 engine rpm while the valvetrain dynamic speed limits in the different operating modes are at significantly higher engine speeds. A primary influencing factor for the shifting speed limit is the shifting forces on both the actuator pins and the shifting groove walls. The chosen speed limit represents an excellent balance between fuel consumption and mechanical stress on the hardware. Investigations prove in all relevant drive cycles as well as in real driving scenarios that fuel consumption benefits are fully supported. Figure 6 schematically shows the operation for the different valve lift modes.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

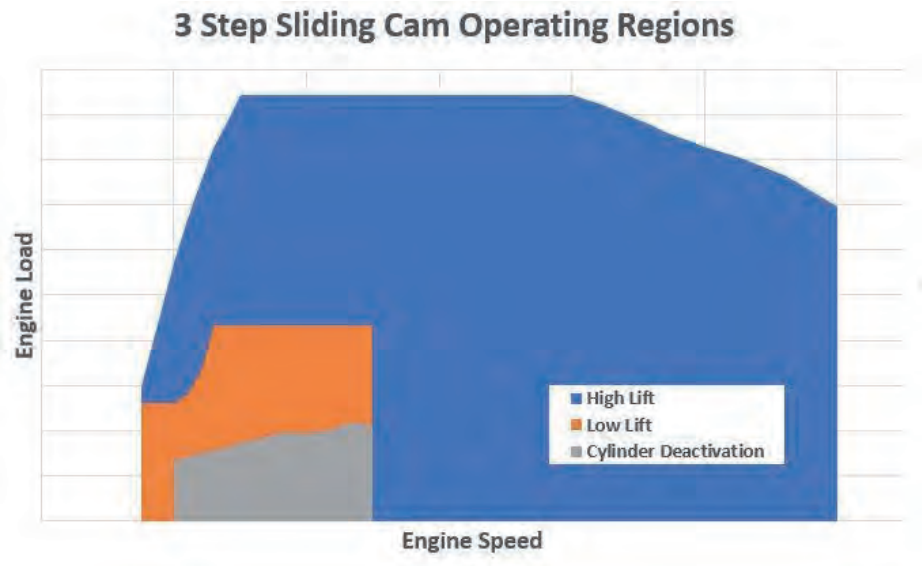


Figure 6 Operation regime for the different valve lift modes

On the new 2.0L engine, the high lift cam profile is designed to be the standard valve lift profile. This means, for example, that all engine starting is preferably performed in high lift mode under all temperature and pressure conditions. This strategy ensures the engine provides the maximum power potential without additional mode shifts. In addition, the engine start in high-lift mode results in the lowest possible vibration and hence provides the best N and V behavior.

On the upcoming engine, a different cam phaser park position prevents the use of high lift for all starts due to lower effective compression ratio. For cold key starts, a low lift profile is commanded, while for warm restarts and stop / start restarts, a high lift profile is commanded. This allows for acceptable start performance and optimal N and V behavior in the automatic stop / start condition.

3.2 System operation

The system as described above is composed of a main camshaft with an independent sliding lobe pack that contains the selectable cam profile lobes along with the shifting groves. There is one shifting groove that moves the barrel in an increasing engine output capacity direction and a second shifting groove that moves the barrel in a decreasing torque capacity direction.

In Figure 7 below, one intake sliding lobe pack is shown. Each lobe pack activates two cylinders, with each cylinder section activating two valves. This leads to a cam profile pack on either side of the shifting groove. The profile on the left would correspond to cylinders 1 and 4 (Non-AFM capable cylinders). It contains the high lift profile (leftmost), the low lift profile (mid), and a second low lift profile for AFM mode. The profile on the right would correspond to cylinders 2 and 3 (AFM capable cylinders). It contains the high lift profile (leftmost), the low lift profile (mid), and the no lift profile for AFM mode.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

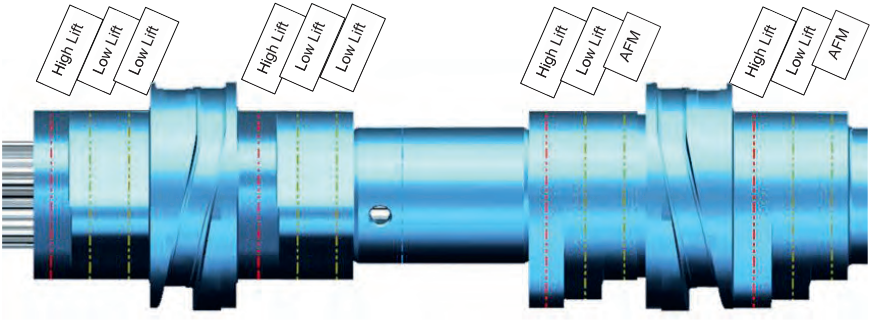


Figure 7 Intake lobe pack with lobe definition

Between each set of profile lobes resides the shifting grove. The shifting actuator pins will be fired into the shifting grove. The shifting actuator pins are fixed, while the sliding barrel can move left and right. The fixed ejected shifting actuator pin will cause the sliding lobe pack to move back and forth as the camshaft rotates.

Figure 7 shows the left most shifting groove transitioning from left to right as viewed from the bottom moving up. This shifting groove profile will cause the sliding barrel to move from the right to the left, moving from the high lift lobe to the first low lift lobe, or from the first low lift lobe to the second low lift lobe for cylinder 1. Because this sliding lobe pack also controls cylinder 2 it will also move cylinder 2 from the high lift lobe to the first low lift lobe, or from the first low lift lobe to the AFM / no lift lobe.

Conversely, Figure 7 shows the right most shifting groove transitioning from right to left as viewed from the bottom moving up. This shifting groove profile will cause the sliding lobe pack to move from the left to the right, moving from the second lift lobe to the first low lift lobe, or from the first low lift lobe to the high lift lobe for cylinder 1. Because this sliding lobe pack also controls cylinder 2 it will also move cylinder 2 from the AFM / no lift lobe to the low lift lobe, or from the low lift lobe to the high lift lobe.

The sliding lobe pack for cylinders 3 and 4 has similar profiles with the exception of being swapped left for right such that the deactivation lobe is on the left in this view to correspond with cylinder 3.

Because of this mechanization and as described previously, two shifting pins are required in each actuator since after the first shift, the shifting groove no longer aligns underneath the first shifting pin and could not effect an additional shift. The second shifting pin is now aligned with the shifting groove and is actuated to affect the second state shift. This leads to the requirement that each state must be realized when commanding shifts. The system cannot transition from high lift to AFM without first shifting from high lift to low lift, then from low lift to AFM. The shifting required to move in the decreasing torque capacity direction from high lift to low to AFM mode is normally not an issue for drivability. Where it is of concern is the exit from the AFM state when the driver wants to accelerate the vehicle quickly and the system must quickly shift in to high lift mode with minimal delay to have acceptable drivability.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In all of the lobe pack shifting illustrations, the front of the engine is to the right of the image. The cylinder number from left to right would be 4-3-2-1. Figure 8 and Figure 9 show the shifting scheme in an increasing torque capability direction. The first picture represents the move from AFM to low lift condition while in Figure 9 the shift from low lift to high lift is shown. In Figure 8, the cylinder no. 1 and 2 are in AFM Mode and actuator pin is in the shifting groove to shift the lobe pack to low lift mode. Cylinder no. 3 and 4 lobe pack has already shifted and is in low lift mode. In Figure 9, the cylinder no. 1 and 2 are in low lift mode and actuator pin is in the shifting groove to shift the lobe pack to high lift mode. Cylinder 3 and 4 lobe pack has already shifted and is in high lift mode.

Figure 10 and Figure 11 conversely show the shifting scheme in the opposite direction. Here Figure 10 schematically shows the shift from full torque capacity (high lift) to reduced torque capacity mode (low lift). The shifting process shown in Figure 11 then changes the operation mode from low lift to cylinder deactivation (AFM).

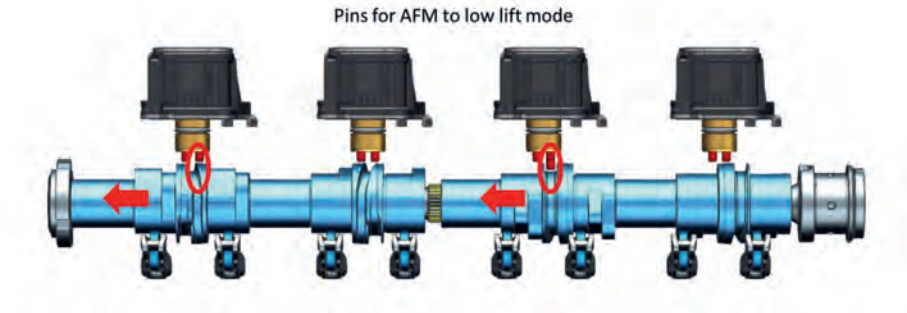


Figure 8 Schematic shift sequence for increasing torque capacity (AFM to low lift)

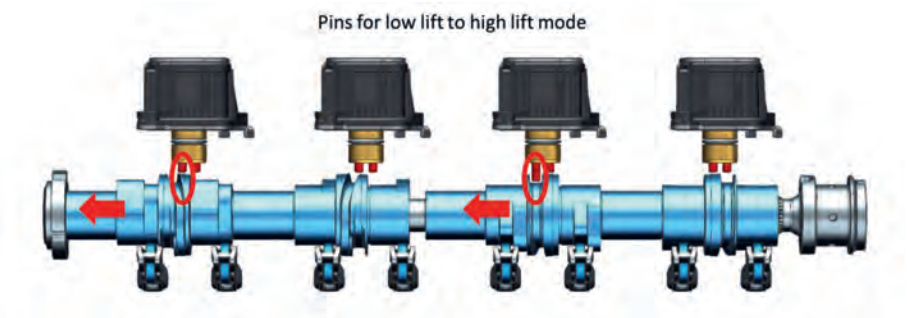


Figure 9 Schematic shift sequence for maximum torque capacity (low lift to high lift)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

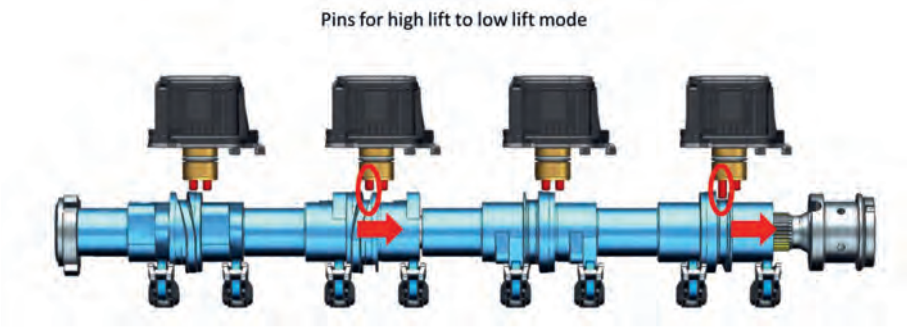


Figure 10 Schematic shift sequence to decreasing torque capacity (high lift to low lift)

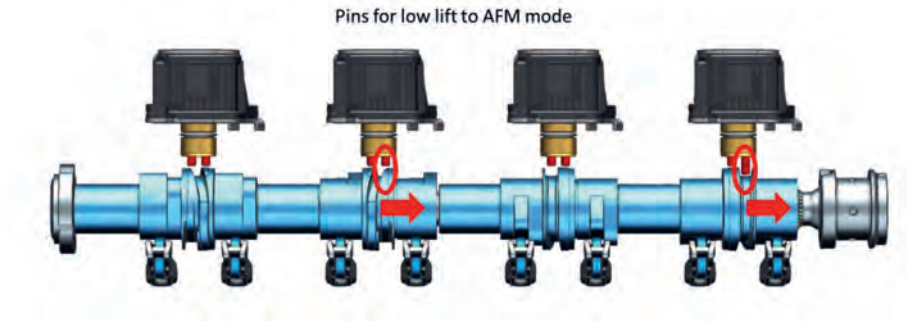


Figure 11 Schematic shift sequence from reduced torque to AFM mode

3.3 Actuator control timing (Scheduling)

Scheduling of the firing of the shifting actuator pins is a critical component of the tripower sliding cam system.

Figure 12 below describes the profile of the shifting groove. The dotted red line represents the depth of the shifting groove. The green line represents the horizontal profile of the left most shifting grove (see Figure 7). The blue line represents the horizontal profile of the right most shifting groove (see Figure 7).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

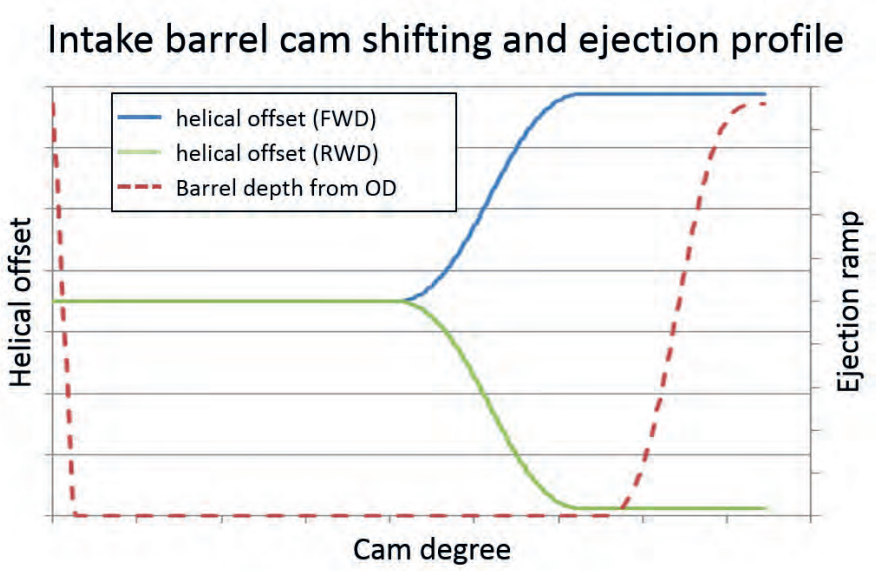


Figure 12 Schematic barrel cam shifting and ejection profile

Looking at the red depth profile, a ramped inlet region allows for the firing of the shifting actuator pin going from fully retracted to fully extended position. The depth remains to allow full extension throughout the full shifting region. The ramp at the end of the profile is used to manually return the shifting actuator pin. Ejection of the shifting actuator pin is ECU controlled, but return of the shifting actuator pin is mechanically controlled as a result of the shifting groove profile. The entrance and exit grooves do overlap, as the entire shifting groove encompasses more than 360 degrees. This is allowed due to the shift in the middle of the groove.

The green and blue profiles are symmetrical but flipped horizontally. Each is designed to cause translation from the center of one lift profile to the center of the next lift profile. It is an important consideration in the mechanical design of the exit ramp of the red profile that upward motion cannot start until the transition periods of the green and blue profiles have completed and the side loading of the shifting actuator pin is minimized.

The first concern for shift scheduling is that to transition the sliding lobe pack, the roller finger follower must be on cam lobe base circle. Both the high lift profile and the low lift profile must be considered. Since the lobe pack contains the lift profiles for cylinders 1 & 2 or 3 & 4, both cylinder profiles need to be considered. This is an important factor influencing the position of the shifting section in the shifting groove. The transition section of the shifting groove cannot start until both cylinders are on their base circle regions and must conclude prior to the end of the base circle region and start of valve lift.

Another concern for shift scheduling is the ‘on time’ or duty cycle of the actuator. The shifting actuator must be off in the push-out region of the profile lest it be fighting the attempt to return the shifting actuator pin to it retracted position. Durability and energy consumption

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

concerns also lead to having the shifting actuator off in the transition window. The fact that there are minimal to no vertical forces along with the specific design of the shifting actuator, allow for this deactivation. Figure 13 summarizes the actuator on-time during the shifting process.

Due to the overlap of the shifting groove inlet and exit ramps as mentioned above and shown in Figure 13, the initiation of the on-time of the shifting actuator is also important. Scheduling too early can lead to engagement in the previous rotations window while scheduling the pin actuation too late could result in insufficient engagement time for the pin.

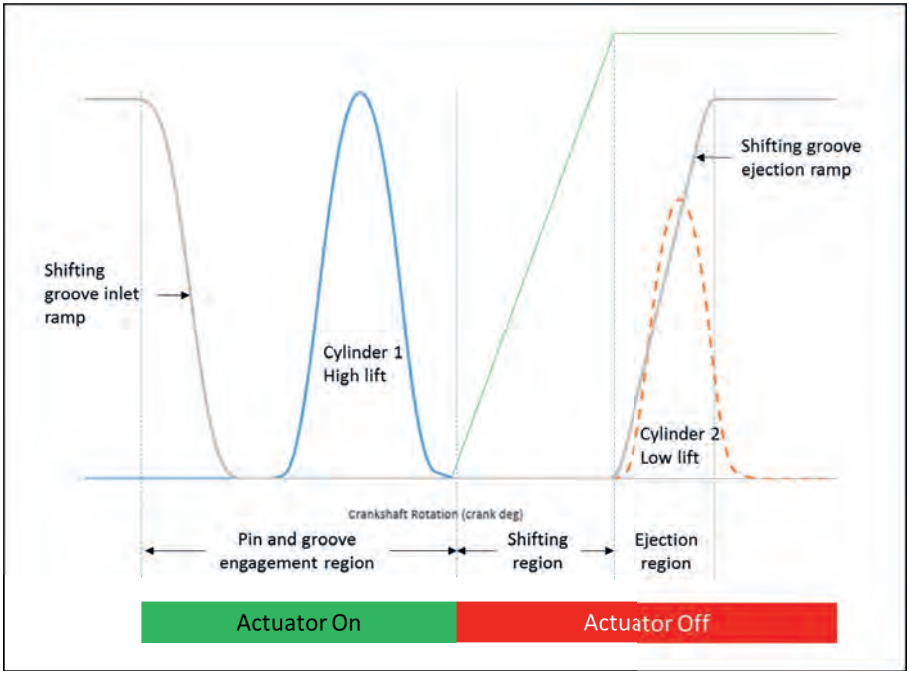


Figure 13 Schematic actuator on time

Being an electro-mechanical system, temperature and voltage must also be considered and corrected. Low temperature or low voltage will slow the actuation and final ejection of the shifting actuator pin. Compensations for both were added to the control system.
Additional scheduling considerations must be given to cam phasing. The new engines have independent intake and exhaust cam phasing. Infinitely variable within control limits, the phasing of the camshafts must be corrected as part of the scheduling of the shifting actuator pin on and off times.

Since cam timing and engine timing are critical control components, failures of either system must also be considered. Specific control reactions as well as remedial actions were created to accommodate cam sensor and crank sensor component failures. Additionally remedial actions are in place to safely return the tripower system to the best possible operating state

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

based upon the specific failure and the system operation condition when the failure occurred.

3.4 Actuator timing

Timing and scheduling of the control logic was a major undertaking. Control logic for the control section of the tripower system runs in time based loops. Most of the sensed information is occurring in event or angle based loops (cam tooth edges, crank tool edges, or barrel position detection edges). Acquisition of the angle based measurements is done in low level Hardware IO (HWIO) and is asynchronous to all of the above logic. As the application layer is not knowledgeable of the processing of the HWIO layer, the HWIO information must be transferred up to the application layers when available, with indications of new data availability, data read, and data allowed to be erased are all specifically created for this application.

This task was increased several levels of difficulty as critical timing sensors that trigger the event based logic (cam, crank and barrel position sensors) are also critical to the control of the tripower system.

3.5 Control schemes

A mode optimizer (a separate control feature not included in this paper) will determine, given a series of enables and constraints, what the optimal lift state for best Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) is while meeting N and V requirements. The resulting desired lift state is passed to the tripower control logic.

Other control concerns that may lead to a change in desired lift state include torque smoothing, transmission shift management and N and V concerns. Due to the ECU electro mechanical control mechanism versus traditional oil pressure controlled switching systems, the actual shifting event can be more precisely controlled. The control strategy was able to add unique controls to optimize customer feel by integrating the tripower system control with system torque control and the transmission shift control system. The mode optimizations control system was also updated to allow for N and V optimized operating conditions to provide the best possible customer drive experience.

Other engine control systems were updated to enhance the tripower system’s performance. As the tripower system changes state from high lift to low lift to AFM state, large changes are enabled in volumetric efficiency. These changes can be affected by control changes with cam phasing. The cam phaser control system is activated prior to and in conjunction with the tripower system to adjust the airflow to the cylinders and hence minimize change in the volumetric efficiency that would accompany the change of the tripower system step state.

3.6 System state verification

System state verification became a major issue in the development of the tripower system. As failure modes of various components can allow for the system shifting state to change without an ECU command, real time continuous monitoring of the system state is required by the California Air Resources Board. This includes time based monitoring of all signals, unintended shifting of lobe packs, unscheduled firing of sliding cam actuator pins, etc.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

An early design phase of the system used feedback of the driving system as verification of completing shifting for the control system as well as input for the diagnostic system. This mechanism is only functional when a shift is commanded and does not truly indicate actual hardware position or state. Several of the failure modes identified via DFMEAs were not detectable or worse, incorrectly identified using this type of system; it was deemed as insufficient. A true positioning measurement system of Hall position sensors internal to the actuators to measure the actuator pin positions as well as Hall position sensors to measure the barrel positions (‘direct sensing’ sensors) was implemented.

Being a three mode system with no ‘safe return’ mechanism, failure mode remediation and diagnostic was required and paramount. Traditional GM/Opel 2 mode variable valve lift or AFM systems were mechanized such that they would fail in a ‘safe’ mode. The tripower system required active development to move to and maintain the ‘non-standard’ state. The mechanization of the 3-mode tripower system did not allow for such safeguards.

3.7 Diagnostics

The diagnostic suite for the system is primarily based upon the number of components. For these engines, the system contains:

- 6 sliding cam actuators (4 intake – 2 Exhaust)
- 6 sliding cam actuator pin Hall sensors (one for each sliding cam actuator)
- barrel position Hall sensors (one for each barrel slider)

The mechanization of the system is shown in Figure 14.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

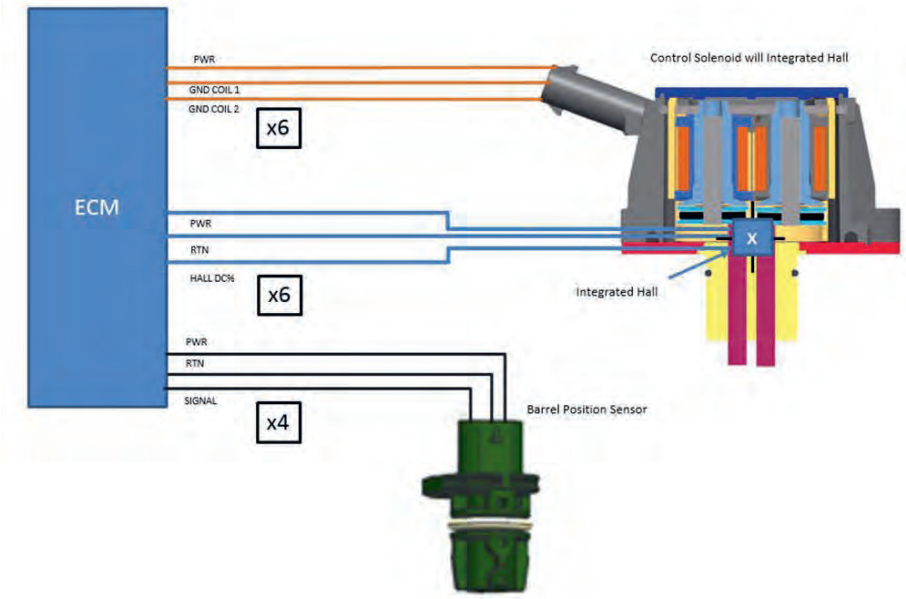


Figure 14 Schematic diagnostic system layout, actuator figure is courtsey of ETO Gruppe

3.8 Remedial actions

A large section of the control system revolves around remedial actions for failures of the tripower system components or sensing components. The overriding principle is to provide the driver with a safe, pleasing driving condition even in failure modes. As mentioned earlier, failure of the cam or crank sensors is a major concern. These sensors provide the major timing signals needed to safely and accurately shift the system. Loss of these sensors require the disabling of the tripower system. Disabling of the system in the AFM state with the 50 percent loss of torque is not a desirable outcome. All means possible are taken to allow for a non-disruptive transition out of the AFM state in case of failures. A unique control and scheduling mechanism was created to affect this transition.

Another possible failure mode is when one of the sliding lobe packs is out of the desired position. If 3 of the 4 sliding lobe packs have achieved the desired position change but a component or sensor failure has led to one of the sliding lobe packs not achieving the desired state, it is called “mixed mode”. This is highly undesireable in the engine control scheme, causing many difficulties for the torque control system. Once the condition has been identified, this mixed mode situation is avoided in the controls system. Based upon the specific component failure and the current mixed mode, the appropriate reaction and desired state are determined based upon remaining ‘good’ hardware and system capability. The remedial actions mode commands the best available remaining obtainable mode as the new desired mode.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4 Manufacturing

In order to ensure that design and performance requirements are met in manufacturing, the tripower system's manufacturing process has numerous gaging and testing steps to insure all components and assemblies meet requirements before proceeding on to the next step. For example, cam components are gaged to insure proper fit on to the splined base shaft at the component level and cam lobe shifting is confirmed in the cam carrier module before the module is introduced to the engine line where diagnostics repair and replacement are more complex.

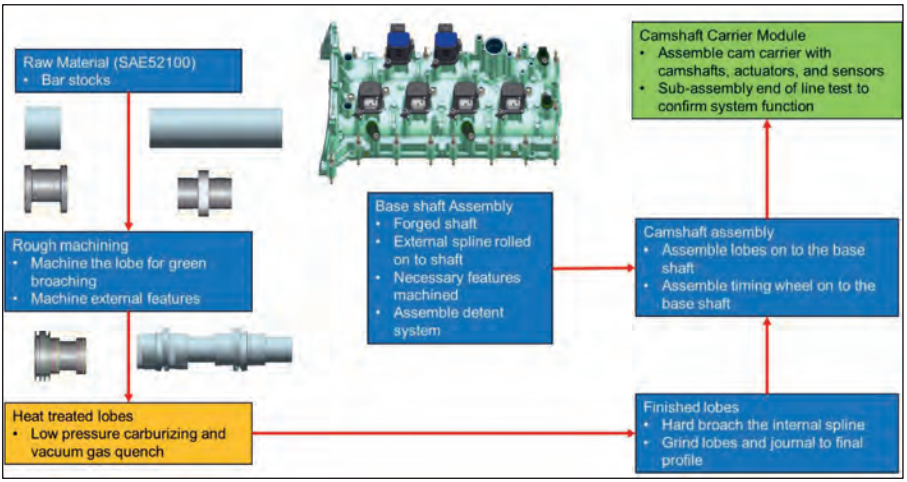


Figure 15 Tripower manufacturing process flow chart

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5 Conclusion

There are various types of discrete variable valve lift systems in production in the market place today. From rocker arms that switch contact from one cam lobe to the next or lash adjusters or lifters that collapse to provide lost motion in the valvetrain gear, to camshafts that have adjustable/sliding cam lobes. OEMs have elected to offer discretely variable valve lift systems over the fully variable valve lift system based on the value that it offers.

This paper has presented the hardware and system layout of the new tripower valve actuation system developed at General Motors Global Propulsion Systems in close cooperation with Opel Automobile GmbH. Challenges have been emphasized arising from the tripower system layout. A strong focus was set on how the system is controlled and monitored, again with a special focus on handling the tripower layout. Current and future operation strategies have been discussed and a short summary of how the system is manufactured has been provided.

Overall, the tripower valve actuation system offers benefits beyond a cylinder deactivation system by having the ability to provide three fully independent valve profiles. For the first application, low lift operation at low engine speeds is introduced for additional pumping improvement without drivability and N and V limitations. The tripower system is designed to provide fuel economy benefits in vehicles with downsize boosted engine while meeting the performance demanded by customers and future OBDII requirements.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Ulrich Baretzky, Dipl.-Ing. Hartmut Diel, Dipl.-Ing. Wolfgang Kotauschek
AUDI AG, Neckarsulm
Dipl.-Ing. (FH) Stefan Dreyer
AUDI AG, Ingolstadt

Der 4,0 l V6 TDI für die 24 h von Le Mans – Sieg der Effizienz

The 4.0 l V6 TDI Engine for the 24 hrs of Le Mans – Victory of Efficiency



1. Kurzfassung

Mit der Einführung eines neuen energiebasierten Reglements 2014 für das 24 h Rennen von Le Mans, konnte der neuentwickelte 4 l V6 TDI Motor von Audi das volle Effizienzpotential des Dieselmotors zur Geltung bringen. Die Kombination aus intelligentem Leichtbau, optimaler Werkstoffnutzung und innovativen Technologien verhalf diesem Motor zu vielen Bestmarken, die als Maßstab für das Potential des Dieselmotors dienen. Der Motor besitzt durch das konsequent auf Effizienz entwickelte Brennverfahren einen sehr guten Wirkungsgrad und ermöglicht sogar den Einsatz von CO_2-neutralem Kraftstoff ohne Wirkungsgradeinbußen. Damit wurde seit dem ersten historischen Sieg des V12 TDI in 2006 in den folgenden 10 Jahren eine weitere Generation von Dieselmotoren geschaffen.
Der Sieg im ersten 24 h Rennen nach den neuen Regeln bestätigte damit erneut eindrucksvoll den Audi Leitsatz "Vorsprung durch Technik" auch im Sinne der Umwelt.

1. Abstract

Following the introduction in 2014 of new energy based regulations for the 24 h of Le Mans, it was possible to fully exploit the efficiency potential of Audi's newly developed 4 l V6 TDI diesel engine. The combination of intelligent lightweight design, optimised application of material and innovative technologies helped this engine to achieve many records that serve as benchmark for the potential of the diesel engine. The engine is very efficient thanks to the combustion process being consistently developed for efficiency, which in turn even permits using CO_2 neutral fuel without efficiency losses. As a result, since the V12 TDI

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

engine's historical first victory in 2006 further generations of diesel engines were created over the following decade.
Victory in the first 24 h race after introduction of the new regulations confirmed impressively once again Audi's motto "Vorsprung durch Technik" also with regard to the environment.

2. Einleitung: Le Mans, das Rennen und die Hintergründe

Das 24 h Rennen von Le Mans ist nach Indianapolis das zweitälteste Rennereignis, das, abgesehen von einer 10 jährigen Unterbrechung während und nach dem Krieg, jedes Jahr seit 1923 am 2. Juniwochenende stattfindet. Das Ereignis dauert mit allen Trainings und Veranstaltungen fast eine Woche und zieht ca. 300.000 Zuschauer aus der ganzen Welt in seinen Bann und in die beschauliche französische Provinz an der Sarthe.

Der Organisator, der Automobile-Club de l'Ouest, kurz A.C.O. [1], hat es sich zum Ziel gesetzt, den Einsatz neuer Technologien zu fördern und deren Leistungsfähigkeit in diesem Langstreckenrennen zu erproben. Für Audi mit seinem Anspruch nach technologischer Führung ist dies daher für viele Jahre ein "natürliches" Betätigungsgebiet geworden. Die Entwicklung und der erfolgreiche Einsatz der Audi Technologien TFSI und TDI haben in diesem Umfeld zu einem signifikanten Bewusstseinswandel geführt. Rennsport wurde nicht länger als reiner Unterhaltungsfaktor wahrgenommen, sondern zunehmend als äußerst bedeutsames Entwicklungsfeld.
Das haben im Lauf der Jahre einige namhafte Hersteller erkannt und sich dort engagiert. Daraus hat sich mit der Zeit eine sehr fruchtbare, offene Zusammenarbeit mit den obersten Sportbehörden des A.C.O. und der FIA entwickelt. Diese hatte das Ziel, gemeinsam und verantwortungsbewusst Regeln zu erstellen, die diese Entwicklung fördern und dem Motorsport eine sehr wichtige Rolle in der Entwicklung verbrauchsarmer und damit umweltschonender Antriebstechnologien zuweisen. Diese gemeinsamen Bemühungen mündeten in einem neuen Regelwerk, das ab 2014 die Effizienz der Antriebe zu einem zentralen Erfolgskriterium werden ließen.

Die oberste Sportbehörde FIA [2] versucht gleichzeitig durch sehr ausgefeilte technische Regeln für größtmögliche Chancengleichheit zwischen den unterschiedlichsten Fahrzeug- und Motorkonzepten zu sorgen. Bei erkennbaren Ungleichgewichten werden Elemente des technischen Reglements so verändert, dass wieder Chancengleichheit unter den Wettbewerbern herrschen sollte. Dies führt allerdings mitunter zu Verwerfungen, die den Ausgang des Rennens rein unter Effizienzgesichtspunkten betrachtet, stark beeinflussen. Zudem werden aus Sicherheitsgründen sowohl die Aggregate als auch die Fahrzeuge immer wieder in ihrer Leistungsfähigkeit beschnitten, da bei einer durchschnittlichen Rundenzeitverbesserung von 3 bis 5 Sekunden pro Jahr (Bild 1) die Gefahr schwerer Unfälle drastisch zunimmt.

Dennoch führte die ständige Weiterentwicklung und der Wettbewerb zu einer dramatischen Reduzierung der Rundenzeiten im Qualifying, aber auch im Rennen bis nahe an den "ewigen" Rekord aus dem Jahre 1985 mit 3 Minuten 14,8 Sekunden heran. Damals wurden allerdings auf der berühmten Hunaudières Höchstgeschwindigkeiten von mehr als 400 km/h gefahren. Diese Gerade hat seit 1990 2 Schikanen, die die Geschwindigkeit jeweils auf unter 100 km/h reduzieren. Auf den verbleibenden Geraden werden heute dennoch wieder Höchstwerte von bis zu 350 km/h erreicht. Allerdings haben die Kurvengeschwindigkeiten infolge der ausgefeilten Aerodynamik und der Reifen dramatisch zugenommen. Die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Querbeschleunigungen erreichen an manchen Stellen mehr als 30 m/s², was Material und Fahrer an die Grenzen führt.

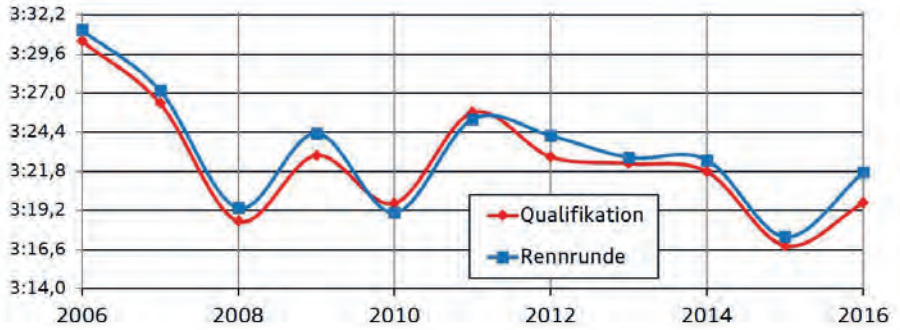


Bild 1: Entwicklung Rundenzeiten in Le Mans 2006 bis 2016
Figure 1: Development of Lap Times in Le Mans from 2006 to 2016

Die Rennstrecke (Bild 2), auf der die 24 h von Le Mans ausgetragen werden, ist aktuell 13,650 km lang und besteht zum größten Teil aus öffentlichen Straßen, die erst für Training und Rennen kurzfristig abgesperrt werden. Die Strecke führt teilweise im Abstand von nur wenigen Metern an Wohnhäusern und Betrieben vorbei und ist gesäumt von hohen Leitplanken aber auch Verkehrs- und Straßenschildern. Andere Abschnitte führen durch einen Wald. Trotz aller Sicherheitsvorkehrungen ist es in der Vergangenheit immer wieder zu teilweise spektakulären Unfällen gekommen, bei denen auch Tote zu beklagen waren. Dennoch ist die Faszination dieses Rennens, vor allem in der Nacht, ungebrochen.



Bild 2: Die Rennstrecke von Le Mans [3]
Figure 2: Race Track of Le Mans [3]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Reglementgedanke, Entwicklungsgeschichte

Nachdem über viele Jahrzehnte hinweg Ottomotoren den Antrieb der Rennfahrzeuge stellten, wurde im Jahr 2004 erstmals auch der Dieselmotor für Le Mans zugelassen.
Vereinzelte Einsätze von Privatteams mit Dieselantrieb scheiterten und so war es eine Sensation, als Audi, der Pionier des direkteinspritzenden Dieselmotors im PKW, 2006 mit einem 5,5 l V12 TDI (R10) antrat und in den Jahren 2006, 2007 und 2008 einen Hattrick in Le Mans erzielte und viele weitere Rennen gewann [4]. Dieser Motor wurde 2009 durch einen hubraumgleichen, aber kürzeren und leichteren V10 TDI (R15) erfolgreich abgelöst [5]. 2011 wurde im Zuge einer grundlegenden Reglementänderung der Hubraum auf 3,7 l reduziert [6]. Gleichzeitig wurden die offenen Prototypen verboten und die Hybridisierung der LMP1 Fahrzeuge eingeführt. Für 2012 und 2013 war die elektrische Energie zunächst auf 2 MJ/Runde begrenzt. Auch hier konnte Audi den ersten Sieg eines Dieselhybriden in der Geschichte von Le Mans erringen.
Mit der Einführung des energiebasierten Reglements 2014 und der gleichzeitigen Erhöhung der elektrischen Energie der Hybride auf bis zu 8 MJ/Runde, wurde eine völlig neue Ära eröffnet. Dieses neue Reglement sollte die Effizienz der Antriebe fördern und das Zusammenspiel zwischen elektrischem und verbrennungsmotorischem Antrieb zum Erfolgskriterium machen. Die Vorbereitungen für dieses Regelwerks nahmen fast 2 Jahre in Anspruch. Während des Rennens wurden das Drehmoment und der Kraftstoffdurchfluss zusammen mit anderen leistungsrelevanten Größen permanent gemessen. Damit konnte die Leistung, der aktuelle Verbrauch und der Rundenverbrauch überwacht und mit den Reglementvorgaben verglichen werden. Bei Abweichungen wurde durch entsprechende Strafen die Einhaltung der Grenzwerte erzwungen. Die Reglement Zielwerte wurden immer wieder verändert und angepasst, um der Leistungssteigerung durch die verbesserte Effizienz Einhalt zu gebieten.

Das Grundprinzip des Reglements beruht auf dem Ansatz, dass jedem Wettbewerber die gleiche Energiemenge pro Runde und pro Tankfüllung zur Verfügung stehen sollte ohne eine Technologie zu bevorzugen.
Hybrid-Antriebe sind für Werksrennwagen zwingend vorgeschrieben und in vier Hybridklassen aufgeteilt, so dass sich jeder Hersteller ein für ihn passendes Konzept aussuchen konnte.

4 Konzeptfindung

4.1 Von der Basis 3,7 l V6 TDI zum 4 l V6 TDI Motor

Die ersten Gespräche über die Grundlagen des Effizienz-Reglements wurden mit der FIA ab 2011 geführt. Mitte 2012 erreichte das Reglement einen ausreichenden Stand, um mit Simulation und Konstruktion beginnen zu können. Die finale Festlegung des Kraftstoffdurchflusses und damit die Fixierung der Belastung erfolgte erst im März 2014.
Es wurden intensive Simulationen und Vorversuche durchgeführt, um das relative Optimum aus Hubraum, Ladedruck, Drehzahl (Brennverfahren) bei einem möglichst niedrigen spezifischen Kraftstoffverbrauch für den vorgegebenen Kraftstoffdurchsatz zu erzielen. Dabei ergaben die Voruntersuchungen, dass hierfür eine Vergrößerung des Hubraums erforderlich war. In der Reglementdiskussion war aber auch eine stufenweise Durchflussverringerung angekündigt worden, so dass dies in die Simulationen weiterer zukünftiger Ausbaustufen mit einfließen musste.
Aus Sicht des Gesamtfahrzeugs war ein möglichst leichter Motor unablässig, um die Hybrid-Leistung und damit das Gewicht des Hybrid-Systems im Gesamtfahrzeug maximieren zu

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

können. Dies führte zur Entscheidung, die Architektur des 3,7 l V6 Motors grundsätzlich zu übernehmen und bei Beibehaltung des Zylinderabstands die Bohrung um 2 mm zu vergrößern und den Hub auf 100 mm zu erhöhen. Trotz der geometrischen Ähnlichkeit zum 3,7 l V6 TDI wurde der 4 l V6 TDI praktisch neu und durch simulationsunterstützte Optimierung aller Bauteile 10 kg leichter sowie 10 mm kürzer als sein Vorgänger.
Der erste 4 l V6 Motor wurde im Juli 2013 erstmals als Vollmotor auf dem Prüfstand getestet. Zu diesem Zeitpunkt war die Thermodynamikentwicklung am 1-Zylinder Aggregat bereits weit fortgeschritten. Der schematische Entwicklungsablauf ist in Bild 3 ersichtlich. Erst durch einen genau gestaffelten Ablauf ist eine kurze Entwicklungszeit möglich.

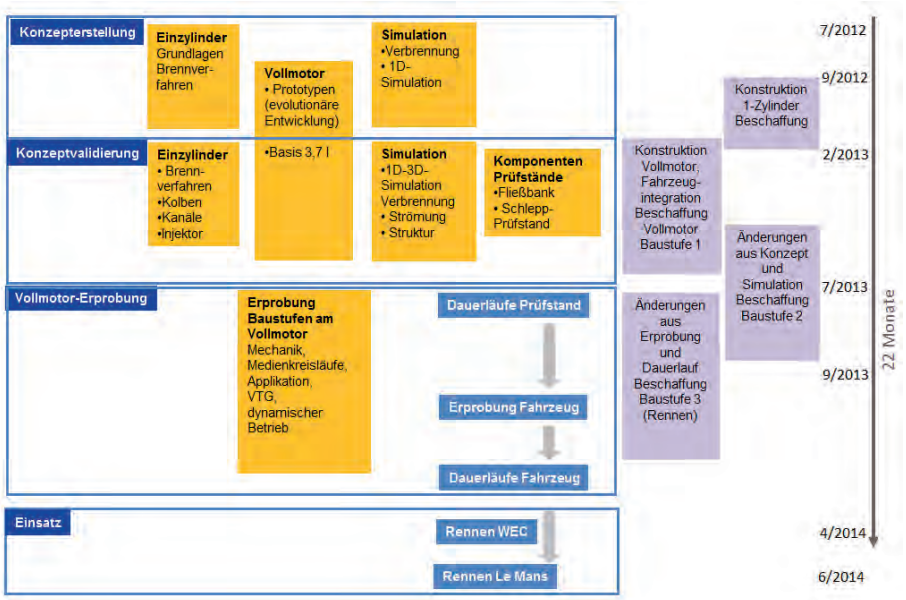


Bild 3: Entwicklungsablauf der Motorentwicklung des 4 l V6 TDI
Figure 3: Development Plan of the 4 l V6 TDI

4.2 Zylinderkurbelgehäuse und Leiterrahmen

Alle Audi Le Mans Dieselmotoren sind mit Aluminium Kurbelgehäusen ausgerüstet. Tabelle 1 zeigt die Zunahme des Einzelhubraums von Bohrung und Hub über die Entwicklungszeit. Die immer größeren ertragbaren Lasten wurden durch sehr enge Konstruktions- und Berechnungsabstimmung bei stark verbesserten Materialwerten möglich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrzeugprojekt	Motor	Einzelhubraum	Bohrung	Hub
R10	5,5 Liter V12	458,3 ccm	83 mm	84,7 mm
R15	5,5 Liter V10	550,0 ccm	87 mm	92,35 mm
R18 RP1, RP2, RP3	3,7 Liter V6	616,6 ccm	90 mm	97,0 mm
R18 RP4, RP5, RP6	4,0 Liter V6	666,6 ccm	92 mm	100,0 mm

Tabelle 1: Hubraum-Dimensionen der Le Mans Dieselmotoren 2006 – 2016
Table 1: Displacement-Dimensions of the Le Mans Diesel Engines 2006 - 2016

Der Zylinderblock (closed-deck) in Bild 4 ist im Niederdruck-Sandguss-Verfahren in einer untereutektischen Legierung ausgeführt. Die Zylinder sind Nikasil® beschichtet.

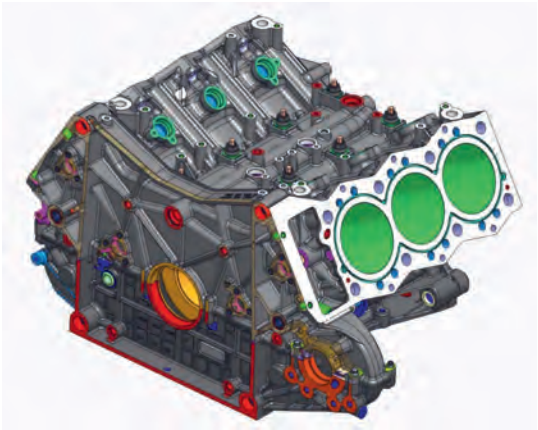


Bild 4: Zylinderkurbelgehäuse des R18 4 l TDI
Figure 4: Cylinder Block of the R18 4 l TDI

4.3 Lagerstuhl

Unterhalb der Hauptlagermitte ist das Kurbelgehäuse als komplexes und hoch belastbares Gussteil als sogenannter Leiterrahmen (bedplate) Konstruktion ausgeführt.
Im Einsatz war zu Beginn ein Feingussrohteil, mit der neueren Werkstoffentwicklung wurde der Leiterrahmen im Niederdruck-Sandguss analog dem Kurbelgehäuse abgegossen. Die hohen Zylinderdrücke kombiniert mit der großen Bohrung führen zu entsprechend hohen Lagerlasten infolge Zündung. Die Package-bedingte 120° V-Anordnung der Zylinderbänke führt zwangsläufig zu hohen Querkräften in der Trennebene zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Leiterrahmen. Die Querkräfte wurden durch ein Verschraubungs- und Verriegelungskonzept in den Kraftfluss des Motors eingeleitet. Dieses bestand aus inneren Zugankern mit Passung im Bereich der Trennebene (1), äußeren Lagerstuhlschrauben aus Titan (2), einer Zusatz-Verriegelung mit Passstiften (3) und außenliegenden Schrauben (4). Damit wurde ein Schieben der Bauteile zwischen den Flächen zu minimiert (Bild 5).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

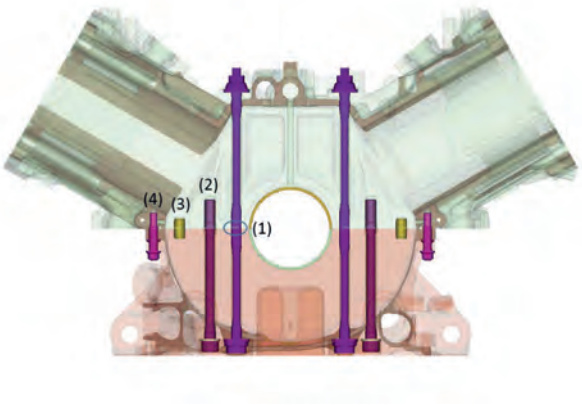


Bild 5: Kurbelgehäuse-Lagerstuhlverschraubung
Figure 5: Fixation of Cylinder Block and Bedplate

Mit definierten Schraubenvorspannkräften und einer formschlüssigen Verriegelung im Bereich der inneren Zuganker in Kombination mit Passstiften im äußeren Bereich konnte die Relativbewegung in der Trennebene deutlich reduziert werden. Der Lagerüberstand wurde dabei so gewählt, dass zu keinem Zeitpunkt ein Durchdrehen der Lagerschalen möglich war. Gleichzeitig musste ein Klaffen in der Trennfuge in Kombination mit den Zünd- oder Massenkräften vermieden werden.

Zur Gewichtseinsparung wurden die Querschnitte im Dehnschaft der Zuganker-Schrauben soweit reduziert, dass durch die Verkleinerung der Vorspannkräfte eine sichere Funktion des Verbandes gerade noch gegeben war. Durch eine Materialsubstitution der Nebenverschraubung von Stahl auf Titan konnte ein weiterer Gewichtsvorteil erarbeitet werden. Die Wandstärken im Kurbelgehäuse und Leiterrahmen wurden sukzessive herabgesetzt, um eine ausreichende Sicherheit bzgl. Rissbildung bei möglichst gleichmäßiger Materialauslastung zu erreichen. Das konsequente Eliminieren von Materialanhäufungen bei hinreichend steifer Ausprägung stand bei jeder Baustufe im Vordergrund.

4.4 Nockenwellen- und Nebenaggregateantrieb

Der Zahnradschacht war weitgehend im Zylinderkurbelgehäuse und -kopf integriert. Die Achslagerungen waren gehäuseseitig mit Buchsen versehen. Nockenwellen, Öl- und Wasserpumpen und die Hochdruck-Kraftstoffpumpe wurden durch Zahnräder angetrieben (Bild 6). Der 4 l V6 Motor konnte aufgrund der Kraftstoffdurchfluss-Limitierung mit einer einzigen modifizierten CP4 mit neuer Nockenwelle auskommen. Aus Platzgründen war die HDP in Richtung Getriebe verbaut. Weiterhin war der Antrieb für Lichtmaschine und Wasserpumpe für den Niedertemperatur-Kreislauf des Hybrid-Systems integriert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

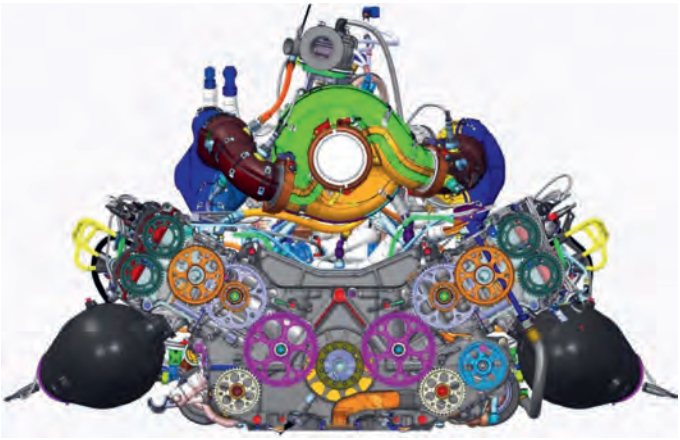


Bild 6: Zahnradantrieb 4 l V6 TDI
Figure 6: Gear Train of the 4 l V6 TDI

4.5 Nebenaggregate und Ölkreislauf

Die Öl-Trockensumpf-Saugstufen und die Druckstufe waren analog zum 3,7 l V6 Motor aufgebaut. Der 4 l V6 Motor wurde bis 2016 mit 2 Wasserpumpen versorgt. Für 2016 wurde die Wasserpumpe links durch eine für das Gesamtfahrzeug erforderliche Hydraulikpumpe ersetzt und der Wasserkreislauf entsprechend geändert (Bild 7). Aufgrund der mehrfach geänderten Kühlsysteme des Fahrzeugs wurde der Öl-Wasser-Wärmetauscher im Bereich der Fahrzeugkühler angeordnet. Um die Öltemperatur durchgehend in einem optimalen Betriebsbereich halten zu können, wurde ein spezielles Ölthermostat entwickelt. Dieses ermöglichte es, unabhängig von der Temperatur des verwendeten Kühlmediums (z.B. Wasser- oder Luft) die Öltemperatur zu regeln.

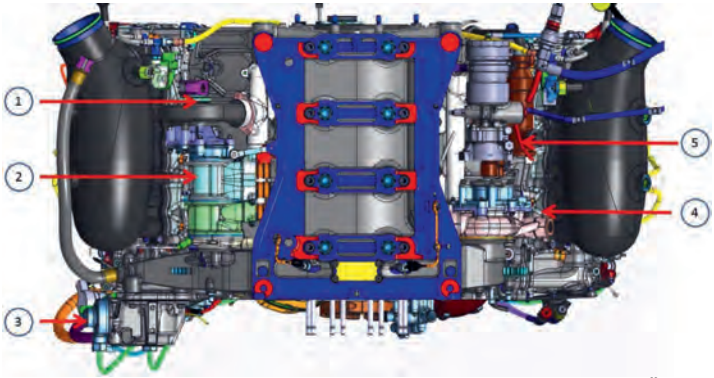


Bild 7: Anordnung Nebenaggregate: 1: Wasserpumpe, 2:Saugstufen Ölpumpe, 3:Kraftstoffpumpe, 4: Ölpumpe Druckstufe, 5: Hydraulikpumpe
Figure 7: Ancillary Components: 1: Water Pump, 2: Scavenge Pump, 3: High Pressure Fuel Pump, 4: Oil Pressure Pump, 5: Hydraulic Pump

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.6 Kurbeltrieb

Aufgrund der Bauart als 6-Zylinder ohne Schränkung der Hubzapfen wurden vom Kurbeltrieb freie Momente abgegeben. Pleuel und Kurbelwelle wurden der Huberhöhung bei gleichem Zylinderabstand entsprechend angepasst (Bild 8).

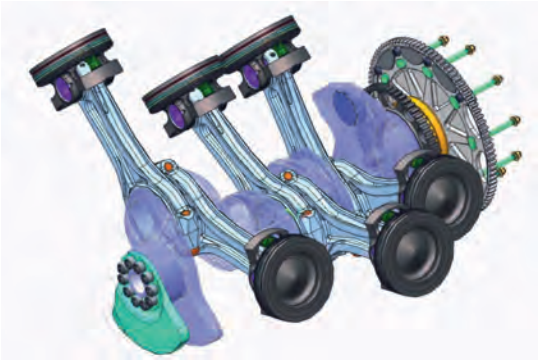


Bild 8: Kurbelwelle Pleuel, Kolben des 4 l V6 TDI (Zündfolge 1 – 4 – 3 – 5– 2 – 6)
Figure 8: Crankshaft, Connecting Rod and Piston of the 4 l V6 TDI

4.7 Zylinderkopf

Der Zylinderkopf unterliegt vielfältigen Belastungen aus Zünddruck, Temperatur und mechanischen Lasten. Der hohe Wärmeeintrag zusammen mit kritischen, festigkeitsrelevanten Temperaturen am Brennraumdeck und die hohe Zünddruckbelastung erforderten ein neues Zylinderkopfkonzept. Der Zylinderkopf wurde zweiteilig mit einem Aluminiumguss Oberteil und einer Brennraum-Stahlplatte ausgeführt.

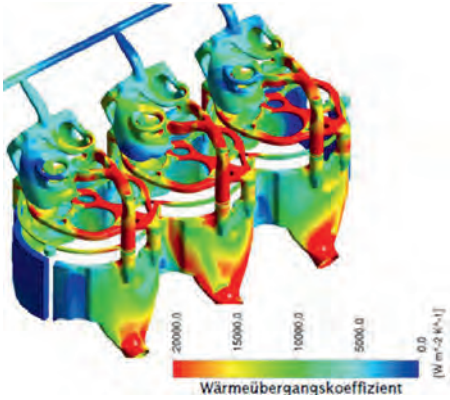


Bild 9: 2-teiliger Wassermantel des Zylinderkopfes mit Wärmeübergangskoeffizienten
Figure 9: 2 Sectioned Water Jacket of the Cylinder Head with Heat Transfer Coefficients

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Stahlplatte, die auch das Ziel eines adiabaten Brennraums unterstützte, leitete die Verbrennungsdrücke gleichmäßig auf den Zylinderkopf-Oberbau ab. Konstruktive Ausführung, Materialwahl, Kühlungskonzept waren optimal abzustimmen.
Bild 9 zeigt den Wassermantelaufbau in 2 parallele Zweigen, die durch die Zylinderkopfdichtung abgestimmt wurden. Aus dem Bild ist die große Wärmeabführung in der Brennraumplatte ersichtlich.
Das Oberteil des Zylinderkopf-Wassermantels wurde entlastet. Die Abdichtung zwischen Stahlplatte und Aluminiumstruktur wurde durch C-Ringe ausgeführt (Bild 10). Die Abdichtung zum Kurbelgehäuse wurde konventionell mit einer 5-lagigen Kopfdichtung realisiert.
Bild 11 zeigt die Bauteiltemperaturen des Kopf-Block-Verbandes.

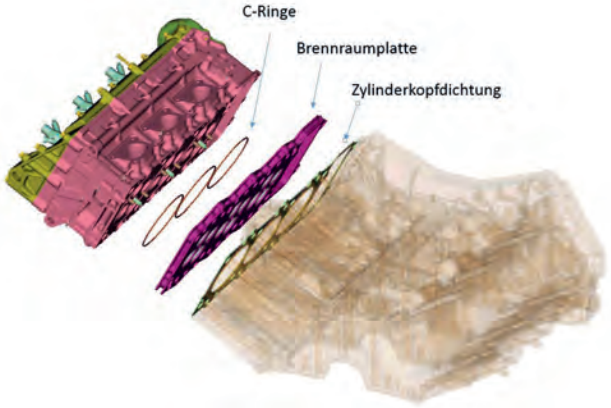


Bild 10: Dichtkonzept Zylinderkopf – Kurbelgehäuse des 4 l V6 TDI
Figure 10: Sealing Concept Cylinder Head and Cylinder Block of the 4 l V6 TDI

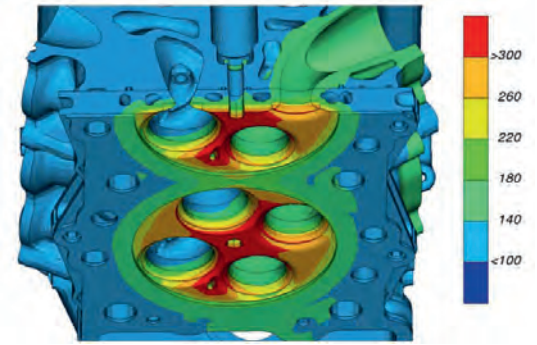


Bild 11: Temperaturen im Zylinderkopf.
Figure 11: Temperatures in the Cylinder Head

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Aluminium lagen nur noch moderate Temperaturen vor, während im Bereich Brennraumdeck > 300 °C vorliegen.
Sprünge im Temperaturverlauf sind auf einzelne Kontaktwärmeübergänge zurückzuführen.

In Bild 12 wird gesamtheitlich das Vorgehen in der Zylinderkopfauslegung dargestellt. Darin ist die Komplexität der Zylinderkopfentstehung gut ersichtlich.

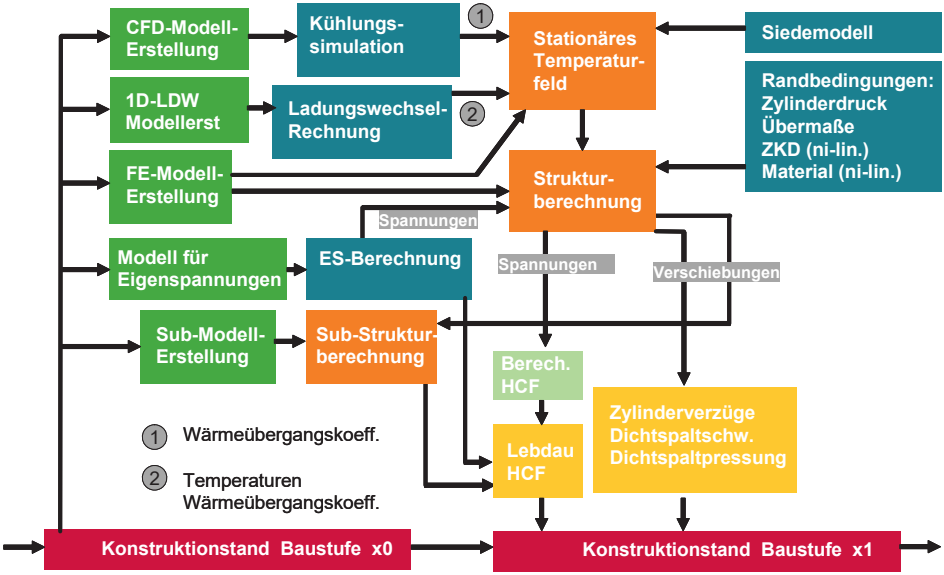


Bild 12: Berechnungsprozess von Zylinderköpfen
Figure 12: Calculation Process of the Cylinder Head

Die Ventilsitzringe wurden speziell für die hohen Belastungen aus Sinter-Legierungen gefertigt. Stahlplatte und Zylinderkopf waren mit klein dimensionierten Schrauben verschraubt, um die Position von Sitzring/Führung zu gewährleisten.
Die Abdichtung erfolgte durch die hohe Vorspannkraft der Zylinderkopfschrauben.
Die in Anordnung und Größe optimierten Einlass- und Auslassventile waren parallel zur Zylinderachse angeordnet. Die Ventilführungen waren aus einer Kupfer-Berylliumlegierung gefertigt. Der Ventiltrieb bestand aus natriumgefüllten Stahlventilen, konischen Ventilfedern und DLC beschichteten Gleitschlepphebeln. Die Kontaktflächen zu den hohlgebohrten Nockenwellen waren ölgeschmiert.
Die Zylinderkopfhaube mit den Motorbefestigungen war aus Festigkeitsgründen aus dem Vollen gefräst. Durch die Integration der Nockenwellenlager in die Zylinderkopfhaube verfügte der Zylinderkopf im oberen Bereich über eine besonders hohe Steifigkeit. Dies erlaubte die Übertragung der Fahrwerkskräfte vom Monocoque zur Hinterachse.

Durch die zunehmende Effizienz des 4 l V6 TDI Motors wurden die Wärmeinträge deutlich reduziert. Durch die Weiterentwicklung der Aluminiumlegierung und Reduzierung von Eigenspannung bei der Wärmebehandlung des Aluminiums konnte am Ende der R18 TDI-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ära wieder auf die Brennraumplatte verzichtet werden. Erste Freigabe-Dauerläufe zeigten ein durchweg positives Ergebnis.

Zylinderkopfverschraubung

Durch die hohen Zünddrücke waren Vorspannungen im Bereich 200 kN erforderlich um die Dichtspaltbewegung in der Kopfdichtung zu minimieren.
Die Einleitung der Schraubenlasten in die Aluminium-Struktur des Kurbelgehäuses erforderte aber weitergehende Betrachtungen. Es mussten die Kerbspannungen im Gewindeauslauf minimiert werden um das Risiko einer Rissbildung zu vermeiden.
Durch Einführen von Gewindehülsen (Bild 13) konnten die Beanspruchungen am Gewinde reduziert werden. Die Belastung aus dem unterschiedlichen Wärmegang von Stahlhülse und Aluminium wurde durch den Einsatz einer Stahllegierung mit einem Wärmeausdehnungskoeffizienten ähnlich zu Alu optimiert. Um die Kerbwirkung im Gewindeauslauf einzuschränken wurden die Gewinde kegelförmig anschnitten (Bild 13, rechts)

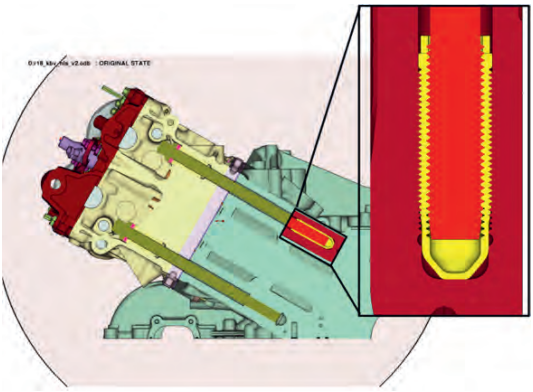


Bild 13: Zylinderkopfverschraubung
Figure 13: Cylinder Head Fixation

4.8 Kraftstoffsystem

Das Hochdruck-Kraftstoffsystem des R18 TDI wurde in Zusammenarbeit mit Bosch entwickelt (Bild 14). Die Komponenten entstammen dem Common Rail Sortiment, waren jedoch für die Rennsportanwendung in wesentlichen Punkten weiterentwickelt worden. Das Diverter Kraftstoffsystem des 4 l V6 TDI war durch Verwendung nur einer CP4.2 neu konfiguriert. Von der Diverter-Rail mit Drucksensor wurden die Rails der Zylinderbänke versorgt. An den Rails befinden sich die Versorgungsleitungen der Injektoren und das Druckregelventil. Der Niederdruck-Aufbau entsprach analog dem 3,7 V6 l TDI System. Die Vorsteuerung der Einspritzmenge erfolgte über ein in der CP4 integriertes Mengen-Regelventil. Die Gleichstellung der Bänke und Injektoren wurde sowohl durch Rail-Drosseln, als auch durch eine der Einspritzung überlagerte Software umgesetzt. Die Nockenkontur der CP4 Pumpe wurde der jeweiligen Bedarfsmenge (Reglement) angepasst.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

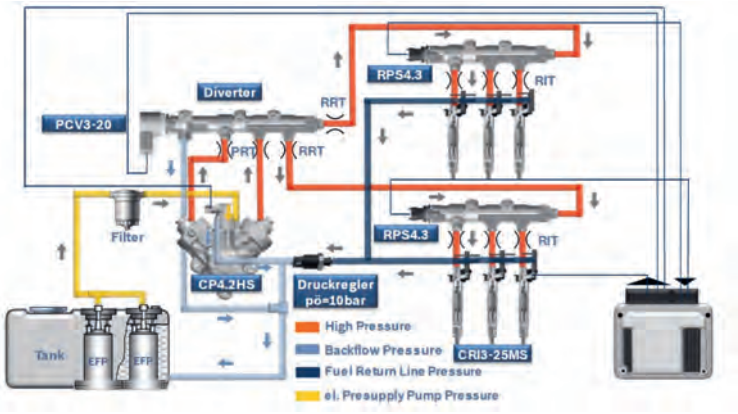


Bild 14: Gesamtanordnung Kraftstoffsystem 4 l V6 TDI TDI mit 1 CP4.2 [7]
Figure 14: General Arrangement Fuel System 4 l V6 TDI TDI with 1 CP4.2 [7]

4.9 Motor im Fahrzeug

Die Entwicklung des Gesamtfahrzeugs stellte durch die hohe Fahrzeugkomplexität und-Effizienz auch große Anforderungen an das Motorumfeld (Bild 15). Der Motor war starr und volltragend mit Monocoque und Getriebe verbunden.

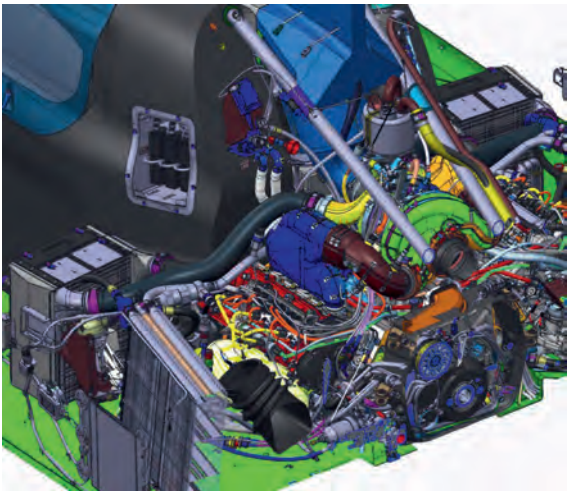


Bild 15: Motorraum des R18 TDI
Figure 15: R18 TDI in the Engine Bay

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Dimensionierung der Kühler wurde entsprechend der vom Motor übertragenen Wärmeströme angepasst. Das hohe Ladedruckverhältnis und der magere Motorbetrieb stellten hohe Anforderungen an das Kühlkonzept. Während sich bei zunehmender Effizienz der Wärmestrom im Abgas verringerte, war der Wasserkühlungsbedarf weiter proportional zur Motorleistung.
Unterschiedliche Einsatzrandbedingungen (von Meereshöhe bis 2000 m Höhe in Mexiko) erforderten Änderungen im Zusammenspiel Motor-Fahrzeug. Die Einführung der Fahrzeug Hydraulik 2016 vernetzte Motor mit Fahrzeug auch funktional noch enger.

5. Diesel Entwicklung

5.1 Effizienz-Reglement

Das Reglement für das 24 h Rennen von Le Mans bis 2013 hatte zum Ziel, die Chancengleichheit für alle Motorenkategorien durch die Begrenzung der dem Motor zugeführten Luftmasse zu gewährleisten. Als Lavaldüse ausgeführte Restriktoren begrenzten die Luftmenge und damit die maximale Leistung des Verbrennungsmotors. Das maximale Drehmoment wurde über das Hubvolumen und bei Turbomotoren zusätzlich über den maximalen Ladedruck begrenzt.
Eine Hauptaufgabe der Motorenentwicklung war es in diesem Fall demnach, den Liefergrad des Motors über den gesamten Drehzahlbereich zu optimieren und die im Brennraum schlussendlich zur Verfügung stehende Luftmasse bestmöglich auszunutzen. Hierzu war es reglementbedingt erforderlich, aus Performancegründen mit fetterem Gemisch zu fahren, als es aus Effizienzgründen sinnvoll wäre.

Um nachhaltigen Motorsport in das Reglement ab 2014 zu integrieren und die Effizienz des Antriebstranges in den Vordergrund zu stellen, musste die Kraftstoffmasse und die elektrische Energie so limitiert werden, dass auch auf diese Weise die Chancengleichheit für alle Motorenkonzepte gewährleistet war.

5.1.1 Energie-Begrenzung

Die drei wesentlichen Größen, die hierbei betrachtet wurden:
(1) maximale Gesamtenergie (elektrisch und Kraftstoffenergie) pro Runde
(2) maximale Tankgröße
(3) maximaler Kraftstoffdurchfluss

(1) Gesamtenergie:

Die pro Runde maximal einzusetzende Gesamtenergie setzte sich aus Kraftstoff- und elektrischer Energie zusammen. Je mehr elektrische Energie eingesetzt wurde, desto weniger Kraftstoffenergie war erlaubt. Die Hybridsysteme zur Lieferung der elektrischen Energie wurden in eine 2, 4, 6 und 8 MJ Hybridklasse unterteilt. Wobei Fahrzeuge mit größeren Hybridsystemen einen Anreiz in Form von Mehr-Energie pro Runde erhielten, die einem simulierten Rundenzeit-Vorteil von 1 s je Hybridklasse (2 MJ Sprung) entsprach.

Die Kraftstoffenergie pro Runde wurde 2014 u.a. so ausgelegt, dass zum einen der Rundenverbrauch im Vergleich zum alten Reglement um fast 20 % reduziert wurde, zum anderen, dass eine Runde nicht komplett mit maximaler Leistung betrieben werden konnte. Im Gegensatz zur Formel 1, bei der ohne Kraftstoffbegrenzung pro Runde gefahren wird,

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

führten z.B. Safety-Car Phasen in Le Mans dadurch im besten Fall zu längeren Stints, die Rundenperformance war dadurch aber nicht beeinflusst.

Ein weiterer entscheidender Unterschied zur F1 bestand in der maximal zur Verfügung stehenden elektrischen Energie pro Runde. Bei der F1 ist nur die vom Energiespeicher (ES, z.B. Batterie) zur MGU-K (E-Maschine an den Antriebswellen) freigegebene Energie pro Runde begrenzt. Die elektrische Energie aus einem H-ERS (Abgas-Energierückgewinnungssystem, z.B. eine Abgasturbine mit gekoppelter MGU-H) darf unbegrenzt direkt an die MGU-K weitergeleitet werden. Bei den LMP Fahrzeugen hingegen war die gesamte elektrische Energie zur MGU-K begrenzt, unabhängig ob die Energie vom Energiespeicher oder direkt von einer MGU-H kam. Während bei der F1 dadurch hochkomplexe elektrische Turbolader zum Einsatz kommen, war es speziell für LMP Fahrzeuge mit Dieselmotoren, aufgrund ihres höheren Wirkungsgrades und der geringeren Abgasenergie, nicht sinnvoll eine MGU-H einzusetzen (siehe Kapitel 5.5.2 VET). Damit wurde leider eine weitere Effizienzsteigerung des LMP-Dieselmotors verhindert, gleichzeitig war das LMP-Diesel-Fahrzeug beim Einbau größerer Hybride gewichtsmäßig benachteiligt.

In Tabelle 2 sind die Unterschiede zwischen dem F1 und WEC Reglement hinsichtlich Energie-Limitierung gegenübergestellt.

	F1	Le Mans / WEC
Elektrisch	Energiefreigabe MGU-K: - max. 4 MJ/Rd. vom ES zur MGU-K - unbegrenzt/Rd. von MGU-H zur MGU-K	Energiefreigabe MGU-K: - max. 2,4,6,8 MJ/Rd. vom ES+MGU-H zur MGU-K (abhängig von Hybrid/ERS-Klasse)
Kraftstoff	Kraftstoffenergie-Freigabe: - unbegrenzt/Rd.	Kraftstoffenergie-Freigabe: - Otto: 136 – 125 MJ/Rd. - Diesel: 130 – 117 MJ/Rd. (abhängig von Hybrid/ERS-Klasse)
	max. Kraftstoffmassenstrom: - 100 kg/h	max. Kraftstoffmassenstrom: - Otto: 88 – 81 kg/h - Diesel: 76 – 69 kg/h (abhängig von Hybrid/ERS-Klasse)
	Tankgröße: - 100 kg Kraftstoff für das Rennen	Tankgröße: - Otto: 50 kg Kraftstoff für einen Stint - Diesel: 40 kg Kraftstoff für einen Stint

Tabelle 2: Energie-Limitierung F1 vs. WEC 2016 [8, 9]
Table 2: Energy Limitation F1 vs. WEC 2016 [8, 9]

(2) Tankgröße:

Über die Tankgröße und die maximale Kraftstoffenergie pro Runde wurde die maximale Rundenanzahl pro Stint definiert. Dabei sollten Fahrzeuge aus der gleichen Hybridklasse die gleiche maximale Anzahl von Runden pro Stint fahren können. Fahrzeuge mit höherer Hybridklasse wurden von der FIA durch einen überproportional größeren Tank gefördert, der ihnen die Möglichkeit gab, 1-2 Runden länger pro Stint fahren zu können, als die nächst kleinere Klasse. Da Dieselmotoren bauartbeding schwerer sind als gleichstarke

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Benzinmotoren, war es nicht möglich in der gleichen Hybridklasse anzutreten. Dies führte zu den skurrilen Situationen, dass die Diesel-Fahrzeuge, trotz geringerem Kraftstoffverbrauch, eher nachtanken mussten, als die Otto-Fahrzeuge. Als Konsequenz bedeutete dies, kürzere Stints, mehr Tankstopps und damit mehr Zeitverlust pro Rennen.

(3) Kraftstoffdurchfluss:

Die Kraftstoffdurchfluss-Begrenzung und -Messung war die größte Herausforderung und Änderung im neuen Effizienz-Reglement. Vorgeschrieben war ein einheitliches Ultraschall-Kraftstoffdurchflussmessgerät der Fa. Gill. Die Genauigkeit, Stabilität und Schnelligkeit der Messung der Geräte über die gesamte Renndistanz war von höchster Bedeutung. Zum einen wurde die Motor-Nennleistung über den maximalen Durchfluss begrenzt, zum anderen die Rundenenergie über die Aufintegration des Durchflusses über eine Rennrunde. Zur besseren Vergleichbarkeit und als Sicherheit wurden im Zulauf zum Motor deshalb 2 Durchflussmessgeräte verbaut, wobei jeweils das höher messende Gerät als Maßstab diente. So konnten Drifts und Offsets schneller erkannt und notfalls ein Gerät bei einem Boxenstopp getauscht werden.

Ein Nachteil des Dieselmotor im Vergleich zum Ottomotor bestand darin, dass Prinzip bedingt, ein großer Anteil des zum Motor fließenden Diesel-Kraftstoffs, u.a. der Anteil, der zur Kühlung und Schmierung der Kraftstoffpumpe erforderlich war, aus dem Hochdruckbereich im heißen Zustand wieder zurück zum Tank floss. Dies führte zu einer deutlichen Erhöhung des Kraftstofftemperaturniveaus im Motorzulauf und kritischeren Randbedingungen bei der Kraftstoffmessung. Des Weiteren war es erforderlich, zur Verifizierung der in den Brennraum über die Injektoren tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmasse, ein drittes Durchflussmessgerät im Kraftstoffrücklauf einzusetzen. Die Kraftstoffmasse wurde mittels Differenzmessung der Vor- und Rücklaufwerte berechnet, wobei die Toleranzanfälligkeit des Messsystems mit Zunahme der Komponenten anstieg.

5.1.2 EoT-Tabelle

Die EoT ("Equivalence of Technology") hatte das Ziel, unterschiedliche Motorenkonzepte und Hybridsystemgrößen hinsichtlich der Gesamt-Antriebsleistung zu balancieren. Bild 16 zeigt die EoT aus dem Jahr 2016. Dargestellt sind u.a. die drei zuvor beschrieben limitierten Energiegrößen Gesamtenergie, Kraftstoffdurchfluss und Tankgröße in Abhängigkeit der verschiedenen Hybridklassen für Otto- und Dieselmotoren.

Um sowohl den Verbrauchs- bzw. Wirkungsgradvorteil als auch den Gewichtsnachteil des Dieselmotors zu kompensieren, wurden ein Kraftstoff-Korrekturfaktor FTF (Fuel Technology Faktor) und ein Gewichts-Korrekturfaktor KTF (K Technology Factor) definiert (Bild 16).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

			ERS OPTIONS LE MANS			
			<2	<4	<6	<8
LE MANS		***length=***	***13,629***	***km***		
		No ERS	ERS OPTIONS			
Released Energy	MJ/Lap	0	<2	<4	<6	<8
Maximum Released Power	kW	0	300	300	300	300
Car Mass [2]	kg	858	878	878	878	878
Petrol Energy	MJ/Lap	204,4	136,3	131,7	127,2	124,9
Max Petrol Flow	kg/h	110,0	87,9	85,0	82,0	80,6
Petrol capacity carried on-board	l	75.0 [1]	62.5 [1]	62.5 [1]	62.5 [1]	62.5 [1]
Fuel technology Factor Average	-	1,069	1,069	1,069	1,069	1,069
Fuel technology Factor Pmax	-	1,066	1,066	1,066	1,066	1,066
K Technology Factor	-	1	0,981	0,980	0,979	1
Diesel Energy	MJ/Lap	-	130,0	125,8	121,6	116,9
Max Diesel Flow	kg/h	-	76,3	73,8	71,4	68,6
Diesel capacity carried on-board	l	-	49.9 [1]	49.9 [1]	49.9 [1]	49.9 [1]

$$FTF = \frac{b_{e,O} \cdot H_{u,O}}{b_{e,D} \cdot H_{u,D}} = \frac{\eta_D}{\eta_O} \qquad FTF_{max} = \frac{b_{e,O,@Pmax} \cdot H_{u,O}}{b_{e,D,@Pmax} \cdot H_{u,D}} \qquad FTF_{Av} = \frac{b_{e,O,Av} \cdot H_{u,O}}{b_{e,D,Av} \cdot H_{u,D}} \qquad KTF = \frac{E_O/FTF}{E_O/FTF + E_{Add.}}$$

H_u = unterer Heizwert, b_e = spezifischer Verbrauch, D = Diesel, O = Otto, E = Energie

Bild 16: EoT-Tabelle 2016, Korrekturfaktoren FTF und KTF [9]
Figure 16: EoT-Table 2016, Correction Factors FTF and KTF [9]

Der FTF_{max} für den maximalen Durchfluss bzw. der FTF_{Av} für die maximale Rundenenergie ergab sich dabei aus dem Verhältnis der Wirkungsgrade vom Otto- und Dieselmotor bei Nennleistung bzw. bei einer mittleren Rundenleistung. Durch die Wirkungsgradbetrachtung wurden die spezifischen Verbräuche der Motoren immer in Kombination mit dem Heizwert des verwendeten Kraftstoffs betrachtet.
Der KTF ergab sich aus dem Energiezusatzbedarf, der benötigt wurde, um den Zeitverlust des Rennfahrzeugs durch das Motor-Mehrgewicht zu eliminieren.

Die spezifischen Verbräuche bzw. die Wirkungsgrade der Motoren wurden in Le Mans durch Streckenmessungen, Simulationen und die im Fahrzeug verbaute Drehmomentmesswelle bestimmt und für das nächste Jahr festgeschrieben. Wobei jeweils das beste Fahrzeug einer Kategorie die neuen Werte definierte.

Bereits bei der Diskussion und Entstehung des Effizienz-Reglements wurde von der FIA angekündigt, zukünftig Korrekturen in der EoT-Tabelle durchzuführen, um sowohl dem Entwicklungsfortschritt bzw. der steigenden Streckenperformance entgegen zu wirken, als auch um größere Hybridsysteme zu fördern. In Bild 17 ist die Entwicklung der EoT-Werte für den Diesel-Antrieb in den Jahren 2014-2016 veranschaulicht. Rund 11 % weniger Kraftstoffenergie und Kraftstoffdurchfluss im Vergleich zum Beginn des Effizienz-Reglements stand im Jahr 2016 durch die Wechsel in höhere Hybridklassen und durch Performanceanpassungen dem 4 l V6 TDI zur Verfügung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

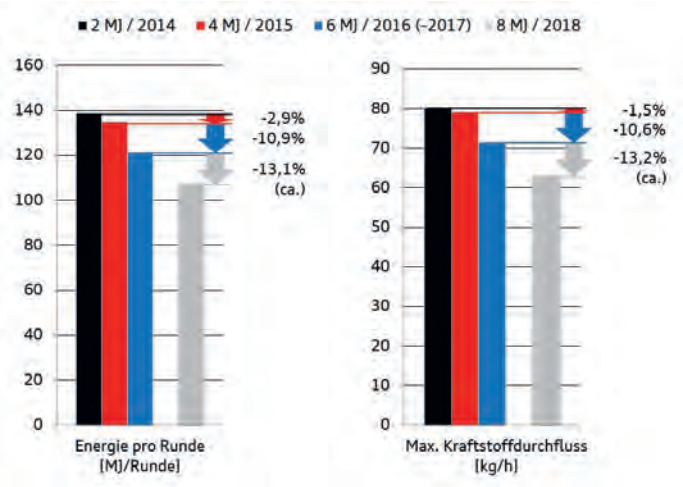


Bild 17: Entwicklung der EoT-Tabelle 2014 - 2016 (Diesel)
Figure 17: Development of the EoT-Table 2014 - 2016 (Diesel)

5.1.3 Restriktor-Motor unter Effizienz-Randbedingungen

Ausgangssituation der Brennverfahrensentwicklung war eine Bestandsaufnahme des 3,7 l V6 TDI Motors aus 2013 unter den neuen Reglement-Randbedingungen für 2014. In Bild 18 ist ein Vergleich der Leistung und des spezifischen Verbrauchs unter beiden Randbedingungen einander gegenübergestellt.

Mit dem für 2014 vorgegebenen maximalen Kraftstoffdurchfluss und der über den gesamten Drehzahlbereich mit maximal 4 bar Ladedruck ausreichend vorhandenen Luftmenge, ergab sich bei konstantem Lambda ein konstanter Leistungs- und Verbrauchsverlauf. Um dieses Leistungsniveau unter den alten 2013er Reglementbedingungen mit Restriktor und geringerem Ladedruck darzustellen, benötigte man aufgrund des vorherrschenden Luftmangels, eine um 20 % höhere Kraftstoffmasse. Zu geringeren Drehzahlen verstärkte sich dieser Effekt durch die weiter abnehmende Luftmasse. Bei höheren Drehzahlen führten zusätzliche Ladungswechselverluste im Restriktorbereich zu geringeren Leistungswerten.

Diese ersten Ergebnisse untermauerten die Notwendigkeit eines extrem mageren und stabilen Verbrennungsprozesses für ein hocheffizientes Dieselbrennverfahren.

Bei der Auslegung und Entwicklung des neuen LMP Dieselmotors galt es daher, vor allem nachfolgende motorseitige Anforderungen zu berücksichtigen:
- extremes Magerbrennverfahren
- zukünftige weitere Energiereduzierungen
- maximale Effizienz (Thermodynamik, Ladungswechsel, Reibung, Kühlung)
- mechanische Belastungsgrenzen
- geringes Gewicht
- Hubraumgröße vs. Komplexität der Aufladegruppe (Aufladegrad, Ansprechverhalten)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

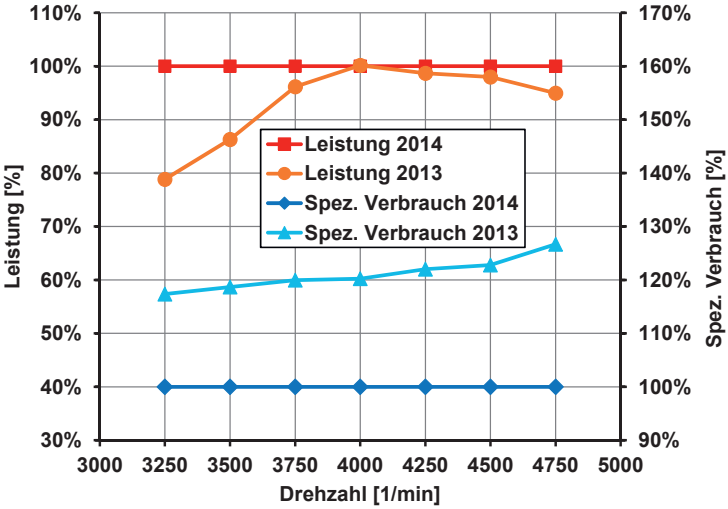


Bild 18: Vergleich Leistung und spez. Verbrauch unter 2013 / 2014 Randbedingungen
Figure 18: Comparison of Power and BSFC under 2013 / 2014 Constraints

Von großer Bedeutung bei der Auslegung der effizienten Brennverfahren für die Diesel- und Ottomotoren ab 2014 war die Wahl der Kraftstoffspezifikationen. Ziel von der FIA und dem Lieferanten Fa. Shell [10] war es, seriennahe Kraftstoffe einzusetzen und keine Sonderkraftstoffe, die individuell für jeden Motortyp optimiert worden wären, wie es die F1 vorsieht. Demnach gab es dann auch einen Einheitskraftstoff für alle Dieselmotoren und einen für alle Ottomotoren. Die Auswahl erfolgte durch Messungen an den Motorprüfständen der Hersteller, anschließendem Abgleich und Diskussion der unterschiedlichen Verbrauchspotentiale und ggf. Anpassung der Kraftstoff-Korrektur-Faktoren durch die FIA. Technologisch ergeben sich beim Ottomotor durch klopfresistentere Kraftstoffe wesentlich größere Hebel zur Performance-Steigerung, als beim Dieselmotor durch die Zusammensetzung des Dieselkraftstoffs.

5.2 Identifikation der "Effizienzhebel"

Mit Hilfe der im Rahmen der Vorversuche identifizierten Einflussfaktoren auf die Gesamtmotor-Effizienz konnte zum einen die Grundlage für die Motorauslegung gelegt und zum anderen bereits die Entwicklungsrichtung für die folgenden Jahre beschrieben werden. Entscheidend war hier das Verständnis für die Wirksamkeit der Einzelmaßnahmen mit dem größten Effekt auf eine Verbrauchsreduzierung und gleichzeitig die Interaktion der Einzelfaktoren mit dem Ziel einer Gesamtwirkungsgradmaximierung herauszuarbeiten. Hierfür wurde in einem ersten Schritt der Motor-Gesamtwirkungsgrades in die Anteile Verbrennungswirkungsgrad (indizierter Wirkungsgrad des Hochdruckteils), Ladungswechselwirkungsgrad (indizierter Wirkungsgrad des Niederdruckteils) und Reibungswirkungsgrad unterteilt.
In Bild 19 ist das für den 3,7 l V6 LMP-Dieselmotor typische Kennfeld für den Verbrennungswirkungsgrad (indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckschleife) über der Motorlast

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(effektiver Mitteldruck) und Motordrehzahl aufgetragen. Darin wird deutlich, dass im Bestpunkt Hochdruckwirkungsgrade bis zu 47,5 % erzielt werden konnten und mit steigender Last, beginnend bei ca. 31 bar Mitteldruck, der Wirkungsgrad kontinuierlich abnahm. Dieses Verhalten konnte durch die Reduktion des Verbrennungs-Lambdas bei Laststeigerung und somit Verschlechterung des Realgasfaktors durch das fettere Luft-Kraftstoffgemisch sowie der Zunahme der Brenndauer erklärt werden. Der Verbrennungswirkungsgrad war hingegen dazu nur sehr gering von der Motordrehzahl abhängig, da die Brenndauer zeitbasiert abläuft. Der Vergleich des Heizverlaufs bei den beiden Drehzahlpunkten 2750 min^{-1} und 4000 min^{-1} und konstanter Last im mittleren Kennfeldbereich, wie in Bild 19 unten dargestellt, zeigt die erzielte wirkungsgradoptimale Verbrennungslage des Heizverlaufs. Zur Ausweitung des Lastbereichs mit höchster Effizienz war somit eine Spitzendrucksteigerung zur Früh-Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage notwendig. Ein generelles Entwicklungspotential zur Verbrauchsreduktion wurde in einer Brenndauerverkürzung im gesamten Kennfeld erkannt.

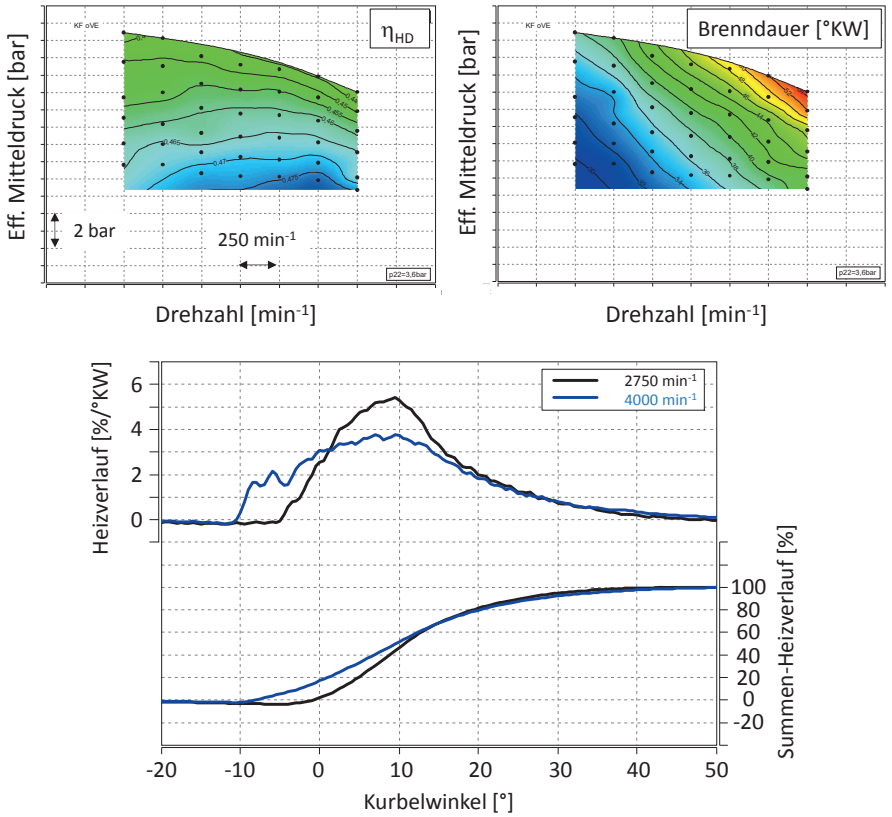


Bild 19: Heizverlauf, Hochdruckwirkungsgrad und Brenndauer im Motorkennfeld
Figure 19: Heat Release Rate, indicated Combustion Efficiency and Period in the Engine Map

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um jedoch die für einen Rennmotor entscheidende hohe spezifische Leistung bei einem gleichzeitig hohen Motorwirkungsgrad zu gewährleisten, konnte nachgewiesen werden, dass der ausschlaggebende Faktor hierfür eine Erhöhung des Aufladegrades ist. Die Steigerung des Luftdurchsatzes erhöht das Verbrennungs-Lambda und ermöglicht ein hocheffizientes Magerbrennverfahren auch bei hohen Motorlasten.
Jedoch müssen bei der Hochaufladung des Diesel-Effizienzmotors neben den innermotorischen Effekten ebenfalls die Ladungswechselverluste bzw. die Ladungswechselarbeit hinsichtlich der Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad berücksichtig werden. In Bild 20 ist die resultierende Ladungswechselarbeit bei einem konstanten Ladedruck von 3,6 bar (abs) im Motorkennfeld abgebildet. So ist die Zunahme der positiven Ladungswechselarbeit bei steigendem Mitteldruck, durch eine Erhöhung der Abgasenthalpie zu erklären. Siehe hierzu die Abgastemperaturverteilung im Motorkennfeld aus Bild 20 rechts. Dies führt zu einer Erhöhung der Antriebsleistung der Turbine und letztendlich zur Erhöhung des positiven Spülgefälles vom Verdichter über den Brennraum zur Turbine des Abgasturboladers, bei Erhöhung des Lastbereichs.

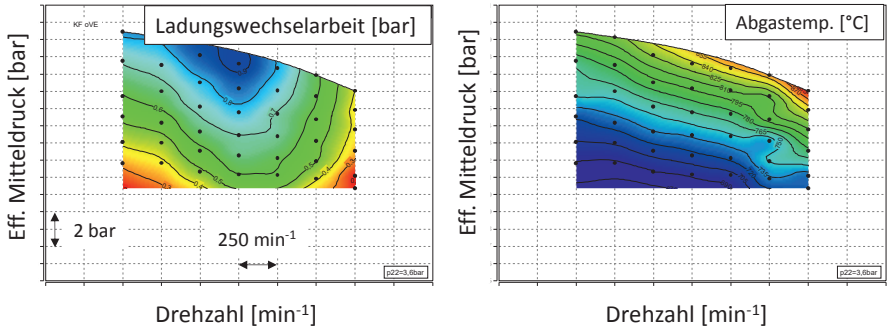


Bild 20: Ladungswechselarbeit und Abgastemperatur im Motorkennfeld
Figure 20: Charge Exchange Work and Exhaust Gas Temperature in the Engine Map

Die deutliche Abnahme der positiven Ladungswechselarbeit im Randbereich des Kennfelds aus Bild 20 links bei niedrigen als auch hohen Drehzahlen lässt sich anhand des Verdichterwirkungsgrad-Kennfeldes in Bild 21 erklären. Aufgrund des hohen notwendigen Aufladegrades mit Druckverhältnissen größer als 3,4 und gleichzeitiger hoher Motor-Drehzahlspreizung mit maximalen Luftdurchsätzen von über 0,5 kg/s (korrigierter Wert) kann der Radialverdichter nicht durchgängig im optimalen Wirkungsgradbereich betrieben werden. Für diese Anwendung mit einstufiger Hochaufladung (Mono-VTG) musste eine weitere Verbesserung des ATL-Wirkungsgrades entwickelt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

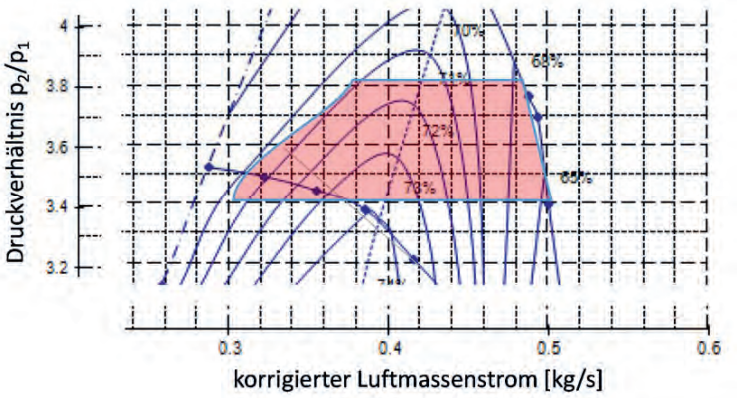


Bild 21: Verdichterwirkungsgrad des ATL im korrigierten Verdichter-Kennfeld
Figure 21: Compressor Efficiency of TC in the Corrected Compressor Map

Neben den beschriebenen Effekten auf den indizierten Wirkungsgrad haben die Reibungsverluste ebenfalls maßgeblichen Anteil am effektiven Motorwirkungsgrad und sind für eine Gesamtwirkungsradsteigerung zu berücksichtigen. Im Rahmen verschiedener Voruntersuchungen am befeuerten und geschleppten Motor wurde nachgewiesen, dass die Kolbengruppe den absolut höchsten Reibleistungsanteil darstellt. Motorversuche mit verschiedenen maximalen Zylinderspitzendrücken bestätigten den hohen Einfluss auf die Reibleistung.
Mit Hilfe der Zylinderdruck-Indizierung konnte nicht nur die zeitliche Spitzendruck-Bestimmung in Grad Kurbelwinkel für den Verbrennungszyklus erfolgen, sondern im Differenzverfahren der indizierten Motorleistung mit der mechanischen Wellenleistung am Abtrieb, die Reibleistung bestimmt werden. In Bild 22 ist ersichtlich, dass bei Applikation eines konstanten Zylinderspitzendrucks von ca. 230 bar im gesamten Motorkennfeld, eine nahezu singuläre Abhängigkeit der Reibleistung von der Motordrehzahl gegeben ist.

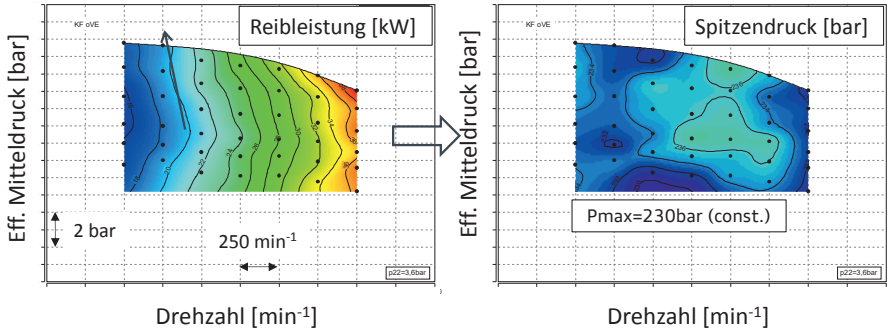


Bild 22: Reibleistung bei konstantem Zylinderspitzendruck von 230 bar
Figure 22: Friction Power with Constant Cylinder Peak Pressure of 230bar

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieses Verhalten mit Zunahme der Reibleistung bei steigender Drehzahl ist ebenfalls in Bild 23 zu erkennen. Zusätzlich ergibt sich über die Zunahme des applizierten Spitzendrucks bei steigender Motorlast im Kennfeld von 240 auf bis zu 270 bar eine Verschlechterung der Reibleistung bei konstanter Motordrehzahl um bis zu 10 % oder ca. 2 kW.

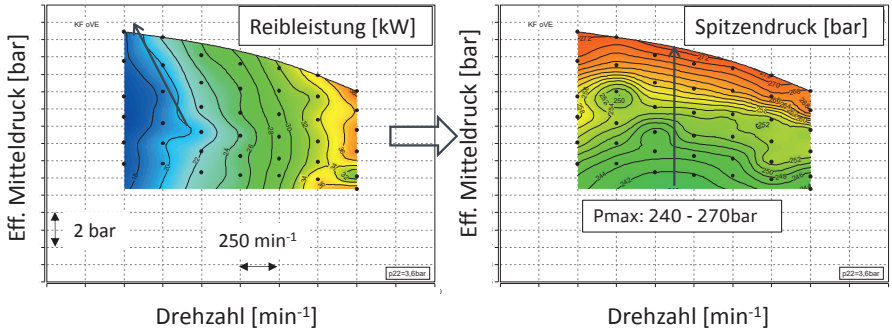


Bild 23: Reibleistung bei variablen Zylinderspitzendruck von 240 bis 270 bar
Figure 23: Friction Power with variable Cylinder Peak Pressure from 240 to 270 bar

Die Analyse des Gesamtwirkungsgrades konnte jedoch aufzeigen, dass unter nahezu allen Randbedingungen die innermotorischen Effizienzsteigerungen infolge einer Spitzendruckerhöhung, durch Verdichtungssteigerung und/oder Ladedruckerhöhung, bei gleichzeitig wirkungsgradoptimaler Applikation der Verbrennungsschwerpunktlage, die dabei auftretenden erhöhten Reibungsverluste überkompensieren. Die daraus abzuleitende notwendige Spitzendruckfestigkeit des Grundmotors, war somit Grundvoraussetzung für die Darstellung von hohen Wirkungsgraden bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte des Rennmotors.

Beginnend bei der Grundauslegung des Effizienz-Dieselmotors, musste neben den gegebenen Randbedingung im Fahrzeug, wie Bauraum, Package und optimale Schwerpunktlage die notwendige Motorgröße bzgl. Hubraum und Hub-/Bohrungsverhältnis gefunden werden. Wie in Bild 24 visualisiert, konnten anhand der Verbrauchskennfelder des 3,7 l V6 Motors Potentiale hinsichtlich Verbrauch und einer Reduktion der mechanischen Belastung durch eine Hubraumvergrößerung abgeleitet werden.

Hierbei stellte die Hubraumerhöhung des Vollmotors auf 4 l den besten Kompromiss bezüglich aller Anforderungen dar. Sie ermöglichte gegenüber dem Basis-Versuchsträger mit 3,7 l V6 eine gleichzeitige Reduktion der mechanischen Belastung durch eine Reduktion des effektiven Mitteldrucks und eine Verbrauchsreduktion durch eine Drehzahlabsenkung bei jeweils identischer Motorleistung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

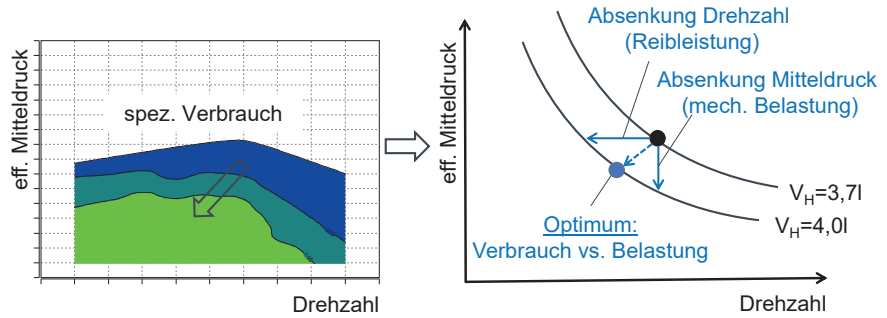


Bild 24: Hubraumwahl beim Effizienzmotor
Figure 24: Displacement Choice of the Efficiency Engine

5.3 Entwicklung Diesel-Effizienzbrennverfahren

Wie bereits im Abschnitt Identifikation der "Effizienzhebel" beschrieben, lieferten die Voruntersuchungen am 3,7 l V6 LMP Dieselmotor aufschlussreiche Erkenntnisse bezüglich der notwendigen Stellhebel für die Entwicklung eines Effizienz-Rennmotors. Im Folgenden werden die Entwicklungsschritte im Rahmen der Entwicklung des Audi LMP Diesel Effizienz-Magerbrennverfahrens (siehe Bild 25) beschrieben und die dazu notwendigen Bauteilanpassungen erläutert.



Bild 25: Technologiebausteine des Effizienz-Magerbrennverfahrens
Figure 25: Technology Modules of the Efficiency Lean Combustion Process

Ausgehend von den Voruntersuchungen konnte abgeleitet werden, dass aus Sicht der Thermodynamik und Brennverfahrensentwicklung eine Vergrößerung des Gesamtmotorhubraums vorteilhaft bezüglich der Steigerung des innermotorischen Wirkungsgrades war. So verlangte das Reglement durch die Vorgabe eines maximalen Kraftstoffmassenstroms die zeitgleiche Bereitstellung des notwendigen Luftmassenstroms zur Einhaltung des wirkungsgradoptimalen Verbrennungs-Luftgemisches (λ). Die Erhöhung des Hubraums ermöglichte hier die Absenkung des Ladedruckniveaus, was einerseits den dynamischen Motorbetrieb hinsichtlich Ladedruckaufbau und Pumpverhalten des ATL vereinfachte und darüber hinaus die Grundvoraussetzung zur Umsetzung einer möglichst hohen Motorgrundverdichtung (ε) war. Bild 26 zeigt hierbei den theoretischen Zusammenhang der thermischen Wirkungsgradpotentiale am geschlossenen Vergleichsprozess für den Dieselmotor.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

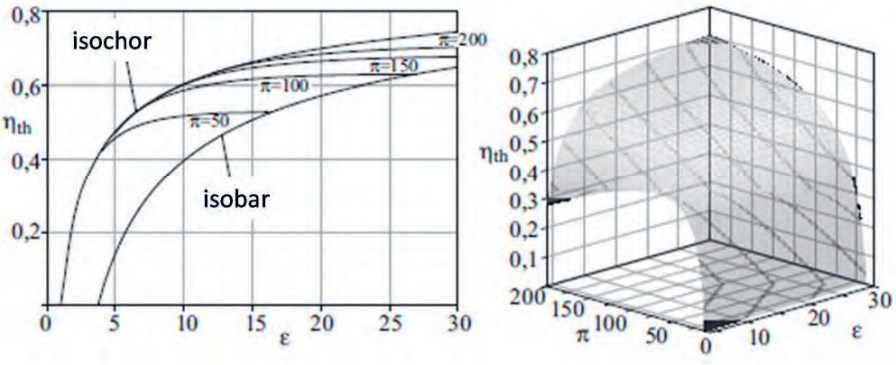


Bild 26: Thermischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses [11]
Figure 26: Thermal Efficiency of the Constant Pressure Process [11]

Der in Bild 26 dargestellte Seiligerprozess stellt eine Kombination aus Gleichraum- und Gleichdruckprozess dar. Man verwendet diesen Vergleichsprozess, wenn bei gegebenem Verdichtungsverhältnis zusätzlich der Höchstdruck begrenzt werden soll. Die Wärmezufuhr (statt Verbrennung) erfolgt isochor und isobar. Hieraus lässt sich die Entwicklungsphilosophie für das Effizienzbrennverfahren des Audi LMP Dieselmotors ableiten. So begrenzte die für die jeweilige Baustufe des Effizienzmotors maximal mögliche Spitzendruckbelastung, aufgrund mechanischer Haltbarkeit, die Höhe der umsetzbaren Grundverdichtung (ε) und somit direkt das thermische Wirkungsgradpotential.
In Bild 27 ist der Entwicklungsweg des maximalen Zylinderspitzendrucks, welcher im Rennen der jeweiligen Saison im Audi LMP Dieselmotor gefahren wurde, über die verschiedenen Motorgenerationen hinweg bis ins Jahr 2016 dargestellt.

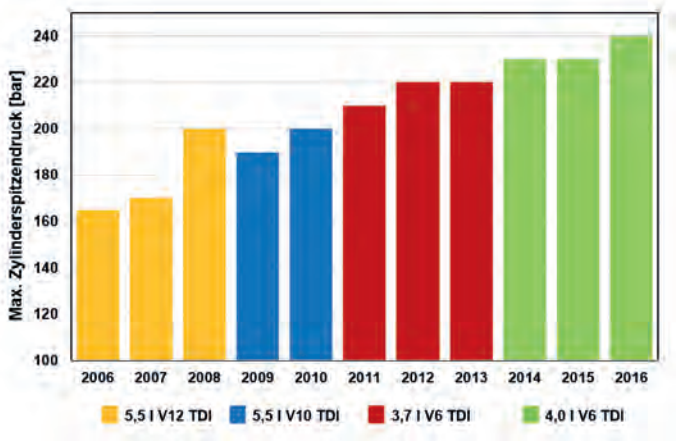


Bild 27: Max. Zylinderspitzendruck der Audi TDI-Motoren im Rennen
Figure 27: Max. Cylinder Peak Pressure of the Audi TDI Engines in the Race

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Es konnte im Laufe der Jahre mit der zunehmenden Spitzendruckfestigkeit des Motors die geometrische Verdichtung beginnend im Jahr 2013 mit $\varepsilon = 15$ kontinuierlich bis auf $\varepsilon = 18$ bei einem maximalen Verbrennungsdruck von 240 bar in der Rennsaison 2016 gesteigert werden. Potentialuntersuchungen zur Auslotung des thermodynamischen Grenzpotentials des Motors wurden mit Verdichtungsverhältnissen von bis zu $\varepsilon = 20$ bei Verbrennungsspitzendrücken zwischen 280 und 300 bar durchgeführt.

Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist jedoch nur ein Parameter bei der Entwicklung des innermotorischen Brennverfahrens, das durch eine komplexe Interaktion aller Brennraum-relevanten Bauteile gekennzeichnet ist. So ist die Form der Kolbenmulde beim Dieselmotor charakteristisch und bestimmend für den Brennraum, da das Brennraumdach durch die stehenden Ventile als plan angesehen werden kann.

Die Verbrennungsabläufe werden im Wesentlichen durch die eingespritzte Kraftstoffmasse, die Kolbenmulde und den Drall bestimmt. Dabei ist zu beachten, dass die Drallintensität drehzahlabhängig ist und dass aufgrund des reglementierten Kraftstoffmassenstroms die eingespritzte Masse je Arbeitsspiel mit der Drehzahl abnimmt.
Das Ziel der Verbrennungsoptimierung ist eine Reduktion der Brenndauer durch Optimierung der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung. Hierfür muss zum ersten der eingespritzte Kraftstoff möglichst schnell zur Reaktion gebracht, anschließend für eine hohe Reaktionsrate die Kraftstoffmoleküle möglichst schnell mit dem Reaktionspartner Sauerstoff in Kontakt gebracht und nachfolgend der Ausbrand der Verbrennung maximal beschleunigt werden.
Um möglichst viel Kraftstoff in kurzer Zeit im Brennraum zu applizieren, wurde im Laufe der Entwicklung der hydraulische Durchfluss des Injektors bis hin auf einen Wert von 2050 cm^3/min erhöht. Die Limitierung des maximalen Kraftstoffdurchsatzes war dabei vornehmlich durch die Einspritzmengenstabilität, gemessen als Wiederholgenauigkeit, und durch die Kleinstmengenabgabe bei niedrigen Lasten gegeben. Für die Durchflusserhöhung mussten die Düsenlochquerschnitte vergrößert werden. Um dabei weiterhin eine gute Kraftstoffzerstäubung zu gewährleisten, wurde der Einspritzdruck auf 3000 bar und gleichzeitig die Anzahl der Spritzlöcher auf 2×9 Loch erhöht. Mit der Änderung der Einspritzparameter wurde auch die Strahlkraft bzw. der Einspritzimpuls beeinflusst. Die Verwendung eines CNL-Injektors (Combined Nozzle Layout) mit doppelter Lochreihe, bestehend aus neun Sack- und neun Sitzlöchern, ermöglichte eine hohe Strahlkraft bei guter Zerstäubung.

Die Muldenform des Kolbens wurde im Vergleich zum vorherigen konventionellen Design mit klassischer Ω-Mulde (siehe Bild 28 links) komplett überarbeitet. Wie aus Bild 28 rechts ersichtlich, wurde der Muldenhals nach unten gezogen, damit der Kraftstoff schnell die Außenbereiche des Brennraums, in dem sich anteilig der meiste Sauerstoff befindet, erreichen kann. Um Flammlöschen an der im Vergleich zum Kolben kälteren Brennraumplatte zu minimieren, wurde versucht die Flamme möglichst lange von der kalten Wand fern zu halten. Dafür wurde mit der Einführung einer Stufe die neuentstandene konische Fläche noch weiter nach unten geschoben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

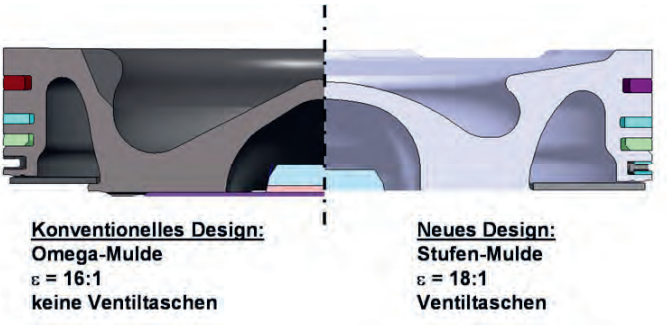


Bild 28: Vergleich des konventionellen und neuen Kolbendesigns
Figure 28: Comparison of the Standard and New Piston Bowl Design

Die Optimierung der Muldengeometrie erfolgte simulationsgestützt. Dabei wurde die rotationssymmetrische Mulde mit Hilfe des CAD so parametriert, dass mit möglichst wenigen Parametern eine breite Geometrievariation möglich war. Im CAD-Programm Creo Parametric wurde eine Optimierungsschleife implementiert, welche das Zielvolumen der Mulde über die Muldentiefe einstellt. Durch die automatische Anpassung des Verdichtungsverhältnisses war es überhaupt erst möglich, in kürzester Zeit sehr viele Varianten zu generieren.
Während der Entwicklung wurden auch nicht rotationssymmetrische Brennmulden untersucht, deren Auslegung jedoch deutlich schwieriger und zeitaufwändiger sind. Trotz vielversprechender Berechnungsergebnisse wurde auf deren Umsetzung verzichtet.
Zur virtuellen Bewertung der Varianten wurde ein CFD-Berechnungsmodell angewendet, welches im Vorfeld an bekannten Geometrien validiert wurde. Nachdem die Sensitivitäten der einzelnen Geometrieparameter ermittelt wurden, wurde ein voll-faktorieller Versuchsplan (DoE - Design of Experiment) erstellt, bereits mit der Annahme, dass sich die Parameter vermutlich sehr nichtlinear verhalten werden. Bei der anschließenden Optimierung mittels generischen Algorithmus auf dem Ersatzmodell, ging es daher im Wesentlichen um die Eingrenzung des Parameterraums und nicht um das Finden des globalen Optimums. So wurde nach der Abarbeitung der ersten Schleife ein zweiter Plan mit einer kleineren Variationsbreite der Parameter definiert.
Das Optimum des verfeinerten Ersatzmodells wurde erzeugt und virtuell überprüft. Die kleinen Abweichungen zum RSM (Response Surface Model - Ersatzmodell) konnten über das starke nichtlineare Verhalten der Geometrieparameter erklärt werden. Das ermittelte Optimum stellte den bisherigen Beststand dar und wurde in Hardware umgesetzt und am Motorprüfstand verifiziert. In weitergehenden Motorversuchen wurden Drehzahl- und Lastverhalten, sowie umfangreiche Injektor-Untersuchungen durchgeführt.

Der bereits erwähnte heruntergezogene Muldenhals des Kolbens, hatte zusätzlich auch eine Abschwächung des Muldendralls im Verbrennungs-OT zur Folge. Dies war gewünscht, da durch die Anhebung der Injektor-Spritzlöcher ohnehin ein kleineres Drallniveau benötigt wurde. Ein Einfluss auf den Muldendrall konnte durch die Einführung von Ventiltaschen auf der Ein- und Ausslassventilseite des Kolbens nicht beobachtet werden. Diese waren erforderlich für die Einführung einer Ventilüberschneidung und damit einhergehend für die Optimierung der Ventilsteuerzeiten.
Die Optimierung der Ventilsteuerzeiten auf der Einlassseite war ein wichtiger Baustein für die Umsetzung des Miller-Brennverfahrens. In Bild 29 ist die prinzipielle Funktionsweise des

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Miller-Verfahrens mit frühem Einlass-Schließen und Verdichtungserhöhung gegenüber dem Standard-Verfahren dargestellt.

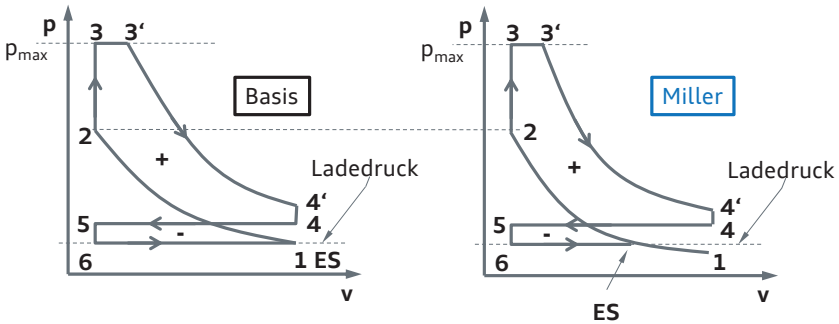


Bild 29: Prinzipdarstellung des Basis und Miller-Brennverfahrens [12]
Figure 29: Schematic Diagram of the Basis and Miller Combustion Cycle Process [12]

Als besonders zielführend hat sich beim Miller-Verfahren die Entkopplung des effektiven Verdichtungsverhältnisses vom geometrischen Verdichtungsverhältnis bzw. Expansionsverhältnis erwiesen. Dadurch kann bei höherem geometrischem Verdichtungsverhältnis der gleiche Verdichtungsenddruck eingestellt werden, wodurch eine Erhöhung des thermodynamischen Wirkungsgrades bei gleichbleibender Spitzendrucklimitierung erzielt werden kann. Die Luftmasse im Zylinder sinkt bei Einlassschließt im Vergleich zu den Standard-Steuerzeiten und ermöglicht durch den geringeren Verdichtungsenddruck die Applikation günstigerer Verbrennungslagen. Die weiteren Einflüsse auf das Brennverfahren und insbesondere den Ladungswechsel werden im kommenden Abschnitt genauer erläutert.

5.4 Ladungswechsel

5.4.1 Airbox

Der Wechsel von einem luftmengenbegrenzten zu einem kraftstoffmassenbegrenzten Reglement in 2014 erforderte eine grundlegende Änderung in der Auslegung der Airbox. Beim luftmengenbegrenzten Reglement lag der Fokus auf einer Maximierung des Liefergrades, welche durch eine hochgenaue Abstimmung von Saugrohrlänge und -durchmesser sowie einer optimalen Auslegung des Tulpendesigns erzielt wurde. Beim kraftstoffmassenbegrenzten Reglement lag der Schwerpunkt der Entwicklungstätigkeiten allerdings nicht mehr in der Maximierung der Zylinderfüllung, sondern in der Optimierung der Ladungswechseleffizienz.
Aus diesem Grund war es ab 2014 wichtig in einem ersten Entwicklungsschritt den Effekt der Schwingrohraufladung auf ein Minimum zu reduzieren und somit die Saugrohrlänge möglichst kurz zu gestalten sowie auf jegliche Art von Tulpenform zu verzichten. Außerdem lag das Ziel in einer Maximierung der Einlass-Querschnittsfläche, um eine Minimierung der Strömungsverluste zu erreichen. Schließlich wurde eine Vergrößerung des Tonnenvolumens angestrebt um die Druckamplituden im Saugrohr zu dämpfen und somit einen effizienten Ladungswechsel bei guter Zylinderfüllung zu erreichen. Im Rahmen der Airboxentwicklung wurden intensive Untersuchungen in der CFD- und der 1D-Ladungswechselsimulation durchgeführt bevor ausgewählte Varianten am Prüfstand

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

untersucht wurden. In Bild 30 sind zwei Airboxvarianten (mit Y-Trichtern und Einzeltrichtern) der ersten Entwicklungsstufe im Vergleich zur Basis-Airbox dargestellt.

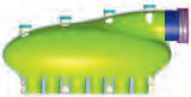
	Airbox	Vol. Tonne	Saugrohr Gestaltung	Saugrohr Querschnittsfläche
Basis		3,5 Liter	Tulpen Y-Trichter	1134 mm²
Y-Trichter		7 Liter	Keine Tulpen Y-Trichter	1963 mm²
Einzeltrichter		7 Liter	Keine Tulpen Einzelkanäle	1838 mm²

Bild 30: Vergleich der Airboxvarianten der Entwicklungsstufe 1
Figure 30: Comparison of the Airboxvariants of the Development Stage 1

Im Rahmen der Untersuchungen stellte sich die Variante "Einzeltrichter" als zielführend heraus. Die entscheidenden Vorteile waren zum einen aus strömungsmechanischen Gründen die minimal kurze Saugrohrlänge und zum anderen die strömungsgünstigere Gestaltung der Tonne, welche sowohl eine Optimierung der Gleichverteilung als auch eine Reduzierung der Verluste bei der Luftdurchströmung des Hinterwagens ermöglichte. In Bild 31 sind die Vorteile einer Erhöhung des Tonnenvolumens verbunden mit einer Dämpfung der Druckamplituden und einem effizienten Ladungswechsel zu sehen.

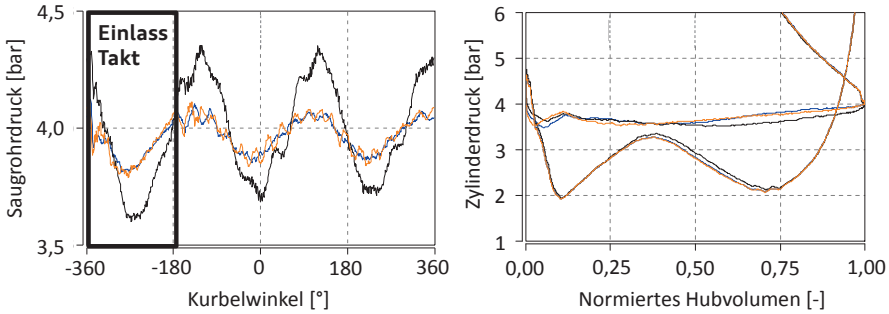


Bild 31: Vergleich Saugrohrdruck und Ladungswechselschleife der Airboxvarianten der Entwicklungsstufe 1, Basis (schwarz), Y-Trichter (blau), Einzeltrichter (orange)
Figure 31: Comparison of the Manifold Pressure and Charge Exchange Loop of the Airboxvariants of the Development Stage 1, Basis (black), Y-Cone (blue), Single Cone (orange)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wie bereits erwähnt, sank der Kraftstoffdurchfluss aufgrund der Performanceanpassungen und durch die Wechsel in höhere Hybridklassen von 2014 bis 2016 um ca. 11 %. Hierdurch kam es zu einer Abnahme des Luftbedarfes, wodurch eine Reduzierung des Tonnenvolumens möglich wurde. In Bild 32 sind sowohl die Airboxvariante "A" der ersten Entwicklungsstufe mit einem Tonnenvolumen von 7 Liter als auch die Airboxvariante "B" der zweiten Entwicklungsstufe mit halbem Tonnenvolumen von 3,5 Liter dargestellt.



Bild 32: Vergleich der Airbox "A" (Entwicklungsstufe 1, Tonnenvolumen 7 Liter) und der Airbox "B" (Entwicklungsstufe 2, Tonnenvolumen 3,5 Liter)
Figure 32: Comparison of the Airbox "A" (Development Stage 1, Volume 7 Litre) and the Airbox "B" (Development Stage 2, Volume 3.5 Litre)

Der entscheidende Grund für eine Reduzierung des Tonnenvolumens in der zweiten Entwicklungsstufe war jedoch die größere Sicherheit gegen dynamisches Turboladerpumpen, aufgrund des geringeren Luftvolumens zwischen Verdichter und Zylindereintritt. Das Thema dynamisches Pumpen hatte aufgrund des über die Jahre gestiegenen Ladedruckes zunehmend an Bedeutung gewonnen. Außerdem konnte mit dem geringeren Tonnenvolumen eine Optimierung des Ladedruckaufbaus erzielt werden. Zusätzlich waren Vorteile im Gewicht und im Packaging vorhanden, wodurch mehr Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Hinterwagens und geringere Verluste bei dessen Luftdurchströmung entstanden. Ein weiterer Vorteil lag in der Optimierung der Ladungswechselarbeit.

In Bild 33 ist ein Vergleich der Ladungswechselschleife zwischen den Airboxvarianten "A" und "B" dargestellt. Der Vergleich wurde in den jeweiligen Betriebspunkten immer bei gleichem Luftmassenstrom durchgeführt. Das bedeutet, dass der Ladedruck bei der Airboxvariante "A" im Vergleich zum Ladedruck bei der Variante "B" abgesenkt werden musste. Zu bemerken ist, dass durch die Ladedruckabsenkung nur eine minimale Absenkung im Abgasgegendruck zu beobachten war. Dies führte in Summe zu einem effizienteren Ladungswechsel bei der Airboxvariante "B", welcher mit der Effizienz im jeweiligen Bereich des Verdichterkennfelds zusammenhing.

In Bild 34 sind die Auswirkungen des verbesserten Ladungswechsels auf die effektive Leistung bzw. dem spezifischen Verbrauch dargestellt. Hier sind die Vorteile besonders bei hohen Drehzahlen zu beobachten, wodurch sich das effizienzoptimale Drehzahlband auch entsprechend verschob und sich somit ein größerer Abstand zur Pumpgrenze ergab.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

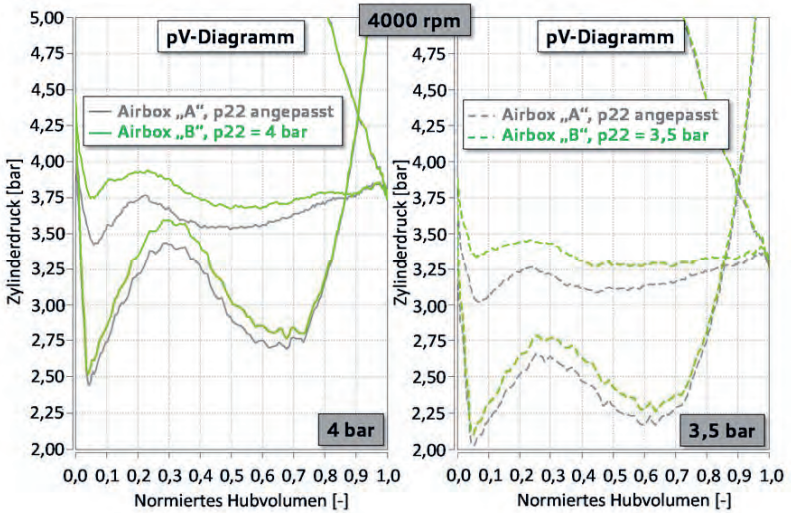


Bild 33: Vergleich der Ladungswechselschleife der Airbox „A“ und „B“ (jeweils gleicher Luftmassenstrom bei gleicher Drehzahl)

Figure 33: Comparison of the Charge Exchange Work of Airbox "A" und "B" (respectively same Air Mass Flow at same Speed)

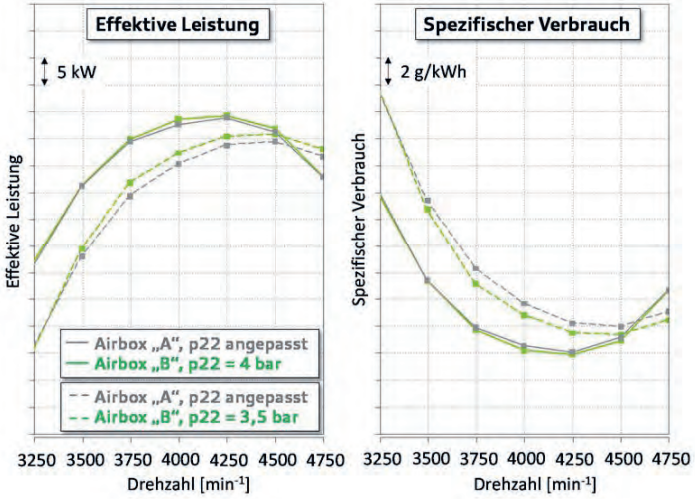


Bild 34: Vergleich der effektiven Leistung und des spezifischer Verbrauchs der Airbox "A" und "B" (jeweils gleicher Luftmassenstrom bei gleicher Drehzahl)

Figure 34: Comparison of the Power and the BSFC of Airbox "A" and "B" (respectively same Air Mass Flow at same Speed)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.4.2 Einlass-Steuerzeiten (Miller)

Der reduzierte Luftbedarf, aufgrund der abnehmenden Kraftstoffmasse, hatte nicht nur grundlegenden Einfluss auf die Auslegung der Airbox, sondern auch auf die Einlass-Steuerzeiten. Da reglementseitig eine Variabilität der Nockenwellensteuerzeiten verboten war, war es notwendig einen Kompromiss in der Definition der Steuerzeiten und der Eventlängen im gefahrenen Drehzahlband zu finden. Die entsprechende Abstimmung erfolgte, wiederum simulativ unterstützt, in Abstimmung mit der geänderten Motorperipherie wie Airbox, Krümmer und Abgasturbolader.

In Bild 35 sind die Ventilerhebungskurven der Basis Nockenwelle im Vergleich zur Miller Nockenwelle dargestellt. Bei der Miller Steuerzeit wurde nicht nur die Eventbreite reduziert sondern auch das Event "Einlass-Öffnen" Richtung früh verlegt.

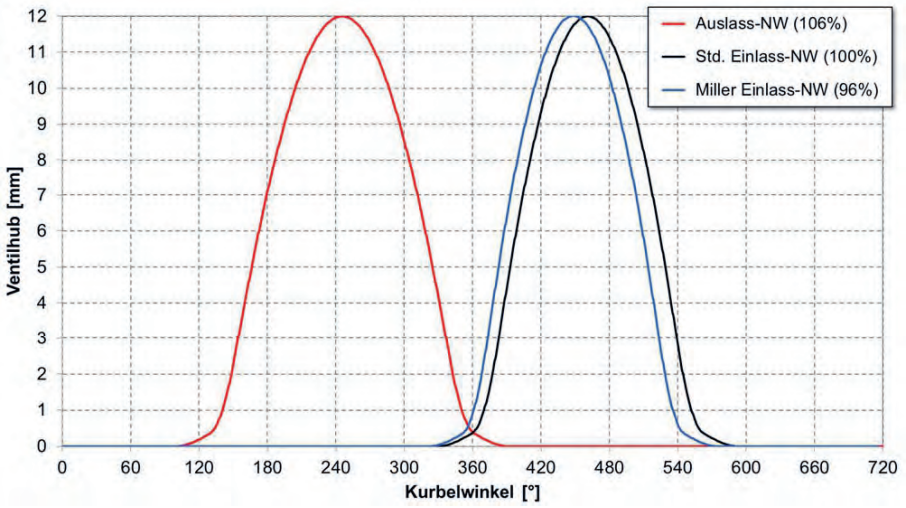


Bild 35: Darstellung der Ventilerhebungskurven
Figure 35: Diagram of the Valve Lift Curves

Die Reduzierung der Steuerbreite erfolgte um den oben beschriebenen Miller-Effekt zu erreichen und die Vorverlegung des Events "Einlass öffnet" hatte zum Ziel bereits in der Ansaugphase eine möglichst große Ventilquerschnittsfläche freizugeben um die Einlassströmung maximal zu entdrosseln. Limitierender Faktor bei der Vorverlegung des Events "Einlass-Öffnen" war hier die maximal mögliche Tiefe der Ventiltaschen im Kolben.
In den nachfolgenden beiden Bildern sind die deutlichen Vorteile der Miller-Steuerzeit im Vergleich zur Basis-Steuerzeit zu sehen.

In Bild 36 ist ein Vergleich der Ladungswechselarbeit bzw. der Ladungswechselschleife dargestellt, wobei bei jedem Drehzahlpunkt auch gleicher Luftmassenstrom mittels Ladedruckanpassung eingestellt wurde. Das bedeutet, dass bei der Standard-Steuerzeit der Ladedruck leicht abgesenkt werden musste. In der Ansaugphase war bei den Miller-Steuerzeiten ein höheres Druckniveau zu beobachten, welches zum einen auf das frühere

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

"Einlass-Öffnen" und zum anderen auf das höhere Ladedruckniveau zurückzuführen war. In der Ausschiebephase war allerdings nur ein leicht erhöhter Abgasgegendruck zu beobachten. In Summe führte dies zu einem optimierten Ladungswechsel.

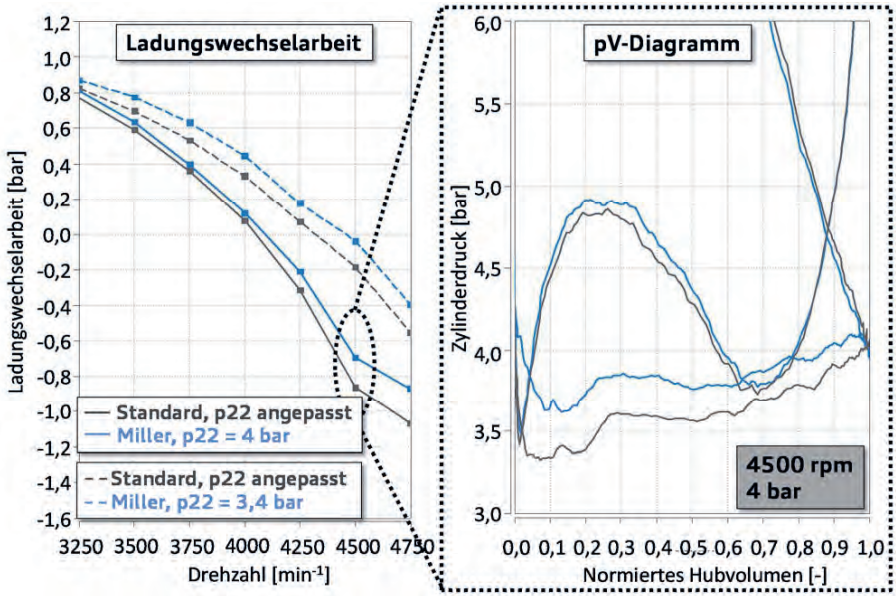


Bild 36: Vergleich der Ladungswechselarbeit bzw. -schleife der Basis und der Miller Nockenwelle (jeweils gleicher Luftmassenstrom bei gleicher Drehzahl)

Figure 36: Comparison of the Charge Exchange Work and the Gas Exchange Loop of the Standard and Miller Camshaft (respectively same Air Mass Flow at same Speed)

In Bild 37 ist ein Vergleich der effektiven Leistung bzw. des spezifischen Verbrauchs bei einer Ladedruckvariation dargestellt. Die Vorteile im Ladungswechsel waren vor allem bei höheren Drehzahlen festzustellen. Besonders deutlich war dies bei der Betrachtung der Best-of Kurven der effektiven Leistung und des spezifischen Verbrauchs zu sehen. Im Mittel konnte hier ein klarer Vorteil durch den Einsatz der Miller-Steuerzeit erzielt werden. Ein zusätzlich positiver Nebeneffekt war die Verschiebung des effizienzoptimalen Drehzahlbandes hin zu höheren Drehzahlen und somit des relevanten Betriebsbereiches weiter weg von der Pumpgrenze des Verdichters.

Schließlich sei noch zu erwähnen, dass sich die Vorteile der Miller-Steuerzeit nicht nur durch die Entkopplung des effektiven Verdichtungsverhältnisses vom geometrischen Expansionsverhältnis erklären ließen, sondern auch durch die Verschiebung eines Teils der Verdichtung vom Kolben zum Verdichter des Turboladers, mit einer Zwischenkühlung im Ladeluftkühler nach der Verdichtung. Das Potential dieses Verfahrens wird also auch maßgeblich durch die Effizienz und die Leistungsfähigkeit der Aufladegruppe bestimmt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

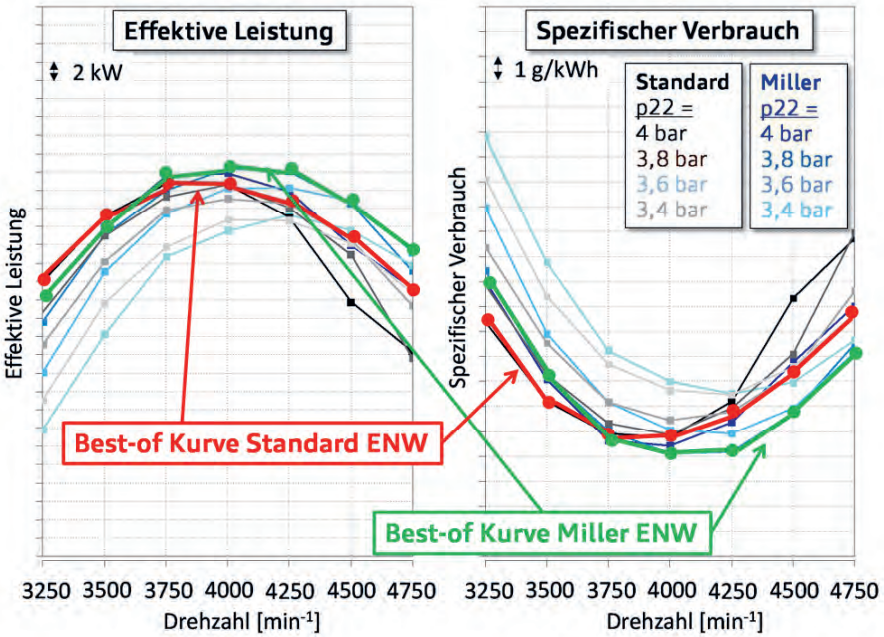


Bild 37: Vergleich der effektiven Leistung und des spezifischen Verbrauchs der Basis und der Miller Nockenwelle (jeweils gleicher Luftmassenstrom bei gleicher Drehzahl)

Figure 37: Comparison of the Power and BSFC of the Standard and Miller Camshaft (respectively same air mass flow at same speed)

5.5 Aufladung

5.5.1 ATL/VTG

Das Effizienzreglement ab 2014 stellte sehr hohe und neue Anforderungen an die Aufladegruppe. Die Anhebung des Ladedrucklimits von 2,8 bar (abs.) auf Faktor-4 bezogen auf den lokalen Luftdruck, bzw. Faktor-5 für Rennen die über 2000 Höhenmeter ausgetragen wurden, stellten eine große Herausforderung dar. Im Vergleich zum 3,7 l V6 Motor erhöhte sich dadurch der maximale Luftmassenstrom um 46 % auf 2000 kg/h. Auf der anderen Seite, während beim Luftmassen begrenzten Dieselmotor noch Abgastemperaturen von über 1000 °C verarbeitet werden mussten, reduzierten sich diese Temperaturen durch den Magerbetrieb um 400 °C. Die geänderten Randbedingungen sind in nachfolgendem Bild 38 gegenübergestellt.

Schwerpunkt der ATL-Entwicklung war demnach, für diese neuen Randbedingungen, die Verdichter- und Turbinen-Effizienz zu optimieren, das Gewicht zu minimieren und ein sehr gutes Ansprechverhalten zu realisieren, um die benötigte Dynamik zu gewährleisten. Die Entwicklungen wurden dabei nicht nur an den Turboladerkomponenten, sondern am

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gesamten Luft und Abgasystem durchgeführt, um zusätzlich eine höhere Effizienz beim Ladungswechsel zu erreichen.

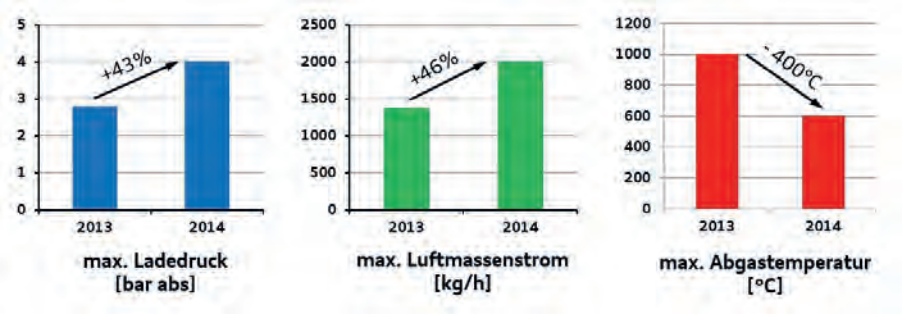


Bild 38: Änderung der Randbedingungen für den ATL
Figure 38: Changes of the Constraints of the TC

Als Basis diente das bewährte Konzept des Mono-VTG-Turboladers im Innen-V des 3,7 l V6 Dieselmotors. In Zusammenarbeit mit der Fa. Honeywell/Brno wurde ein vollständig neuer Turbolader mit variabler Turbinen Geometrie (VTG) entwickelt.
Der erste Schritt der Optimierung bezog sich auf die Gestaltung des "Double-In" am Turbinengehäuse sowie das "Double-Out" am Verdichtergehäuse. Beide Gehäuse wurden so ausgeführt, dass beim Ein- und Ausströmen ein Übersprechen der Zylinderbänke vermieden wurde.

Bei der Verdichterentwicklung war es Zielsetzung, einen sehr guten Wirkungsgrad bei dem max. erlaubten Druckverhältnis darzustellen, um den hohen Luftmassenbedarf des Motors abzudecken. Durch das hohe Druckverhältnis von 4 wurde das Verdichterkennfeld relativ schmal, so dass auch grenzlagige Betriebspunkte erreicht werden konnten (Bild 39).

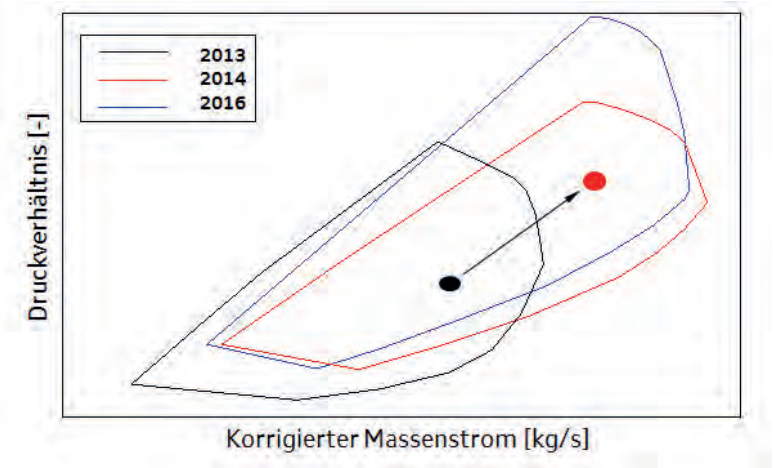


Bild 39: Entwicklung Verdichterkennfeld
Figure 39: Development of the Compressor Map

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Um keine Kompromisse im transienten sowie beim Pumpverhalten hinnehmen zu müssen, waren zur Vermeidung dieser Zustände weitere konstruktive und applikative Maßnahmen notwendig. In Bild 40 ist beispielhaft ein Betriebspunktverlauf im Verdichterkennfeld bei Lift-off mit und ohne Optimierung dargestellt.

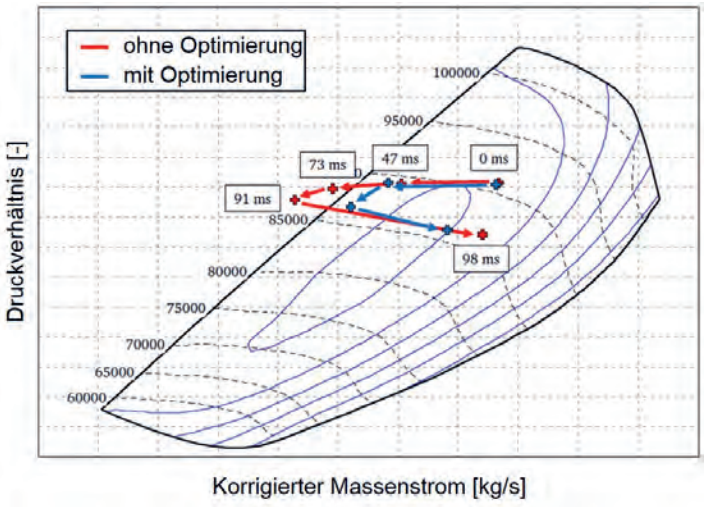


Bild 40: Turbolader-Verhalten bei Lift-off mit und ohne Optimierung [13]
Figure 40: Turbocharger at Lift-off with and without Optimisation [13]

Die neuen Anforderungen an den Verdichter machten auch eine Neuentwicklung an der Turbine notwendig. Turbinenseitig bestimmen Abgastemperatur, Massenstrom und Dynamik der Regelung die Auslegung. Auch hier war ein hoher Wirkungsgrad ein wichtiges Entwicklungsziel, allerdings unter der Voraussetzung, nicht auf die Vorteile eines VTG-Turboladers zu verzichten. Durch sein gesteuertes Abtourverhalten und seine hohe Effizienz durch den geringen Abgasgegendruck, war der VTG-Turbolader unerlässlich für einen Effizienzbetrieb. Die VTG und das Turbinenrad wurden auf die neuen Randbedingungen angepasst. Das Hauptaugenmerk lag dabei darin, im Bereich niedriger Drehzahlen ein gutes Ansprechverhalten mit einem guten Ladedruckaufbau zu ermöglichen und bei Nennleistung eine hohe Effizienz mit geringen Abgasgegendruck darzustellen. In Bild 41 ist die Effizienzsteigerung im Nennleistungspunkt von dem Verdichter und der Turbine gegenübergestellt.

Um den Anforderungen bzgl. Gewicht und Schwerpunkt Rechnung zu tragen wurde unter anderem ein Leichtbau Turbinengehäuse und ein Magnesium Verdichtergehäuse entwickelt. Die Aktuierung des VTG Mechanismus erfolgte zu Beginn über einen elektrischen Linearsteller mit sehr hoher Verstellgeschwindigkeit. Im Verlauf der Entwicklung wurde auf einen hochdynamischen hydraulischen Aktuator umgestellt, um noch höhere Stellgeschwindigkeiten zu erzielen und um gleichzeitig weiteres Gewicht einzusparen. Durch sämtliche Maßnahmen konnte das Gewicht des VTG-Turbloaders um insgesamt 3,7 kg reduziert werden. Nachfolgend Bilder der umgesetzten Baustufen (Bild 42).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

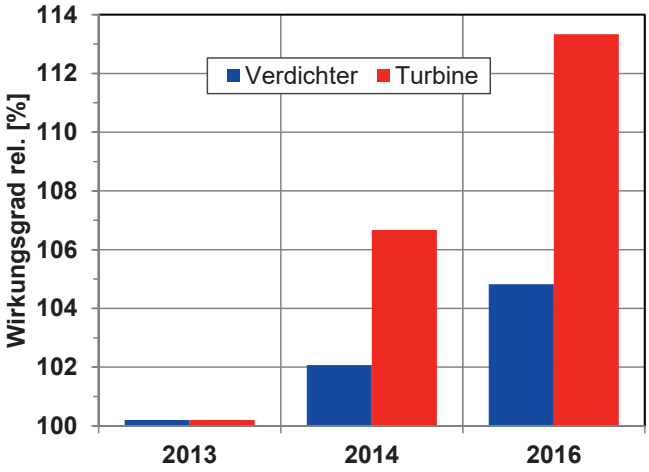


Bild 41: Entwicklung Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad im Nennleistungspunkt
Figure 41: Development of Compressor and Turbine Efficiency at Peak Power

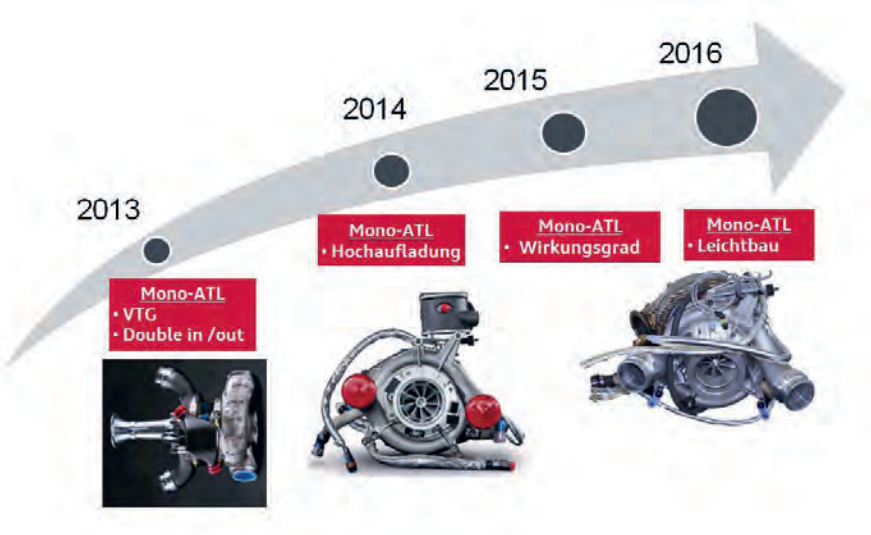


Bild 42: Stufen der ATL-Entwicklung
Figure 42: Steps of the TC-Development

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.5.2 VET

Für den 3,7 l V6 Motors wurde auch ein VET (Variabler Elektrischer Turbolader) für einen Einsatz als Abgasenergierückgewinnungssystem (H-ERS: Heat Energy Recovery System) entwickelt, aber nicht eingesetzt. Die Motor-Generator Einheit (MGU-H) wurde hierbei in das Turbolader Lagergehäuse integriert, um überschüssige Energie aus dem Abgas zu rekuperieren oder durch elektrische Leistung aus dem Energiespeicher das Laufzeug und damit den Verdichter zu beschleunigen (boosten).

Diese Entwicklung wurde für den 4 l Motor unter dem Effizienzreglement nicht fortgesetzt. Hintergrund hierfür waren die weiter oben beschriebenen ungünstigen Reglement-Randbedingungen für ein H-ERS und die beim Dieselmotor im Vergleich zum Ottomotor grundsätzlich zur Verfügung stehende geringe Abgasenergie. Bei einem hocheffizienten Brennverfahren ist die verfügbare Energie im Abgas (Druck und Temperatur) wie im Kapitel zuvor beschrieben, nochmals deutlich geringer, so dass sinnvoll nur sehr wenig elektrisch rekuperiert werden kann. Eine höhere Abgasenergierückgewinnung kann durch Anheben des Abgasgegendrucks erreicht werden, dies wird aber durch eine Verschlechterung des spezifischen Verbrauchs erkauft. Bis zu einem bestimmten Grad ist auf diese Weise auch eine Verbesserung der Gesamteffizienz ($P_{Ges} = P_{Motor,Basis} - \Delta P_{Motor,Rekup.} + P_{elektr.}$) möglich. Je besser aber bereits der Motorwirkungsgrad ist, desto stärker steigen die Ladungswechselverluste durch eine Abgasgegendruckerhöhung und umso weniger lohnt sich ein zusätzliches H-ERS. Bild 43 zeigt beispielhaft den H-ERS-Einsatz bei einem LMP Otto- und Dieselmotor.

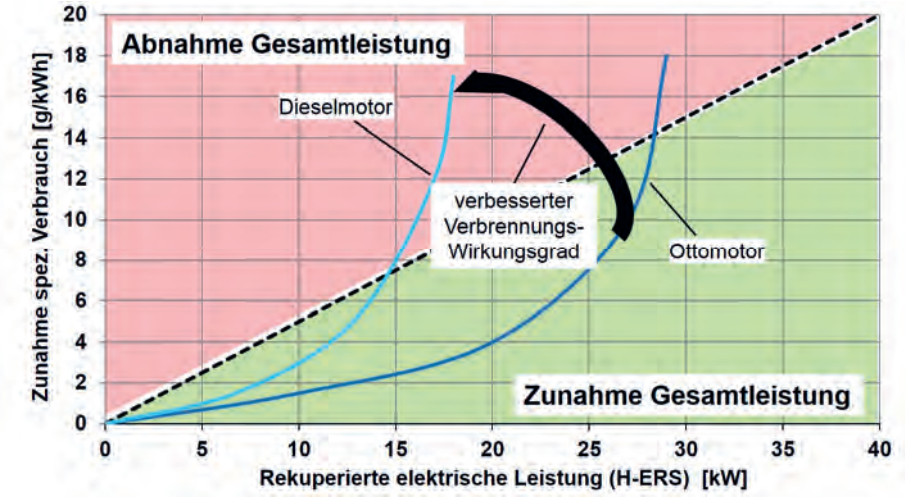


Bild 43: Einfluss der Abgasenergierückgewinnung auf den spez. Verbrauch bei zunehmender Motoreffizienz

Figure 43: Influence of Exhaust Energy Recuperation on the BSFC with Increasing Engine Efficiency

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.6 Reibleistungsentwicklung

Um die Effizienz des Dieselmotors weiter zu steigern, wurden auch verschiedene Maßnahmen im Bereich Reibung und Ölhaushalt durchgeführt. Hierzu zählten unter anderem:

- Absenkung des Hauptöldrucks
- Reduktion der Druckverluste im gesamten Ölkreislauf
- Reduktion der Ölbunkermasse im Motorbetrieb → Gewichtspotential
- Optimierung des Öltanks bezüglich fahrbarer minimaler als auch maximaler Ölstände
- Umstellung des Motoröls und damit verbundener Optimierung sämtlicher Gleitlager hinsichtlich Tragfähigkeit und Lagerspiele
- Motorbetrieb bei konstanter Öltemperatur unabhängig von Umgebungs- und Wassertemperatur (Öl-Thermostat)
- Reduktion Öldurchsatz des Gesamtmotors, speziell im Bereich Kolbenkühlung
- Umstellung des bisherigen Pulsationsmotors auf einen Gasfedermotor

Bild 44 zeigt die Ergebnisse der einzelnen Entwicklungsthemen.

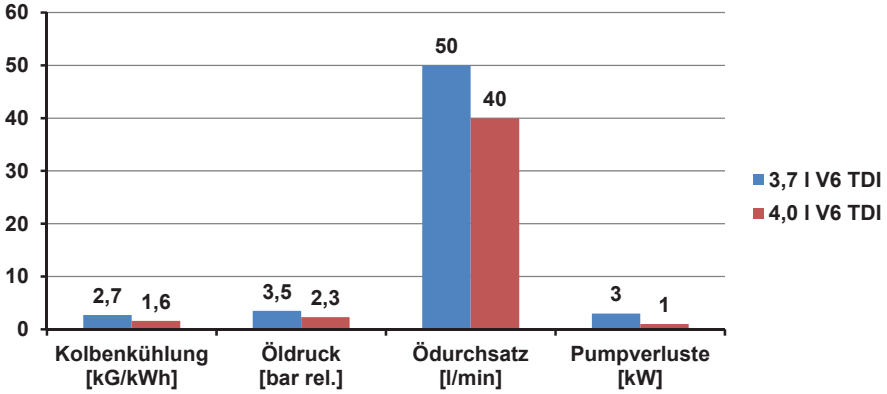


Bild 44: Ergebnisse der Ölhaushalt Optimierung
Figure 44: Results of the Optimisation of the Oil System

Vor allem im Bereich der Kolbenkühlung konnte ein großer Fortschritt erzielt werden. Die notwendige Kühlölmenge für einen sicheren Betrieb des eingesetzten Stahlkolbens konnte durch Verwendung von optimierten Kolbenspritzdüsen sowie einer Verbesserung des Fanggrades und Ölrückhaltegrades im Kolben-Kühlkanal um 40 % deutlich von 2,7 kg/kWh am 3,7 l V6 TDI auf 1,6 kg/kWh am 4 l V6 TDI reduziert werden. Diese Einsparung brachte nicht nur einen Vorteil durch weniger Ölpumpenarbeit (Druck- wie Saugstufen), sondern auch deutlich weniger Verlustarbeit durch verringertes Öl-Panschen in den Kurbelkammern. Der Ölhaushalt wurde zudem konsequent entdrosselt. Auf diese Weise konnte eine deutliche Reduktion des Druckverlustes erreicht werden, wodurch weitere Ölpumpenarbeit eingespart und dafür eine entsprechend verkleinerte Ölpumpe eingesetzt werden konnte.

Weiterhin wurde der Effizienz Dieselmotor konsequent als Gasfedermotor konstruiert. Versuche hatten gezeigt, dass trotz des relativ niedrigen Drehzahlniveaus, auch beim V6 Dieselmotor das Gasfederprinzip einem Pulsationsprinzip hinsichtlich der Verlustleistung durch Pumparbeit in den Kurbelkammern überlegen war. Durch die Umstellung auf das

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Gasfederprinzip konnten 66 % der Pumparbeit reduziert werden. Das entspricht 2 kW bei 4000 1/min Motordrehzahl. Im Zuge der Umstellung auf das Gasfederprinzip wurde zudem die Ölhobelgeometrie variiert, als auch ein Leistungs-Optimum zwischen Kurbelgehäuse-druck und der dafür notwendigen Saugstufenarbeit ermittelt. Eine Variation des Kurbelgehäusedrucks ergab, dass sich dieser aufgrund des Gasfederprinzips weitgehend neutral hinsichtlich der in den Kurbelkammern entstehenden Verlustleistung verhält. Die Saugstufendrehzahl wurde daraufhin hinsichtlich mehr Absaugreserve leicht erhöht, da sich dadurch kein Leistungsnachteil ergab.

Durch weitere entsprechende Anpassungen im Zuge der Umstellung auf den Gasfedermotor sowie einer optimierten Kurbelkammerbelüftung konnte zudem die Ölbunkermasse um ca. 1,0 kg reduziert werden.

5.7 Betriebsstrategie

Auf Grund der Reglementierung des maximalen Durchflusses und der maximal je Runde zur Verfügung stehenden Energie, war es notwendig den Kraftstoff rundenzeitoptimal einzuspritzen. Fährt man bis auf die Bremsphasen und Kurvenfahrten eine Rennrunde mit maximaler Leistung, dann wird die maximal erlaubte Kraftstoffmasse pro Runde überschritten. Entsprechende Zeitstrafen wären die Folge. Als Konsequenz hieraus kamen sogenannte Segelphasen (Lift-offs) nahe der Höchstgeschwindigkeit kurz vor den Bremspunkten zum Einsatz, in denen die Einspritzung deaktiviert wurde. Realisiert wurde dies für jeden einzelnen Lift-off durch eine Bilanzierung des jeweils verbrauchten Kraftstoffes kurz vor der zu erwartenden Schubabschaltung. Hierfür wurde jede Rennstrecke in mehrere Segmente eingeteilt und diesen eine rundenzeitoptimale Energie zugeteilt. Zu berücksichtigen galt es hierbei aber auch, die bei Langstreckenrennen sich teilweise vermehrt ändernden Streckenbedingungen, wie z.B. Streckentemperatur (Tag/Nacht) oder auch Gegen-/Rückenwind. Ebenso mussten z.B. durch Überholmanöver, Verkehr oder Safety-Car-Phasen entstehende Über- oder Unterverbräuche immer wieder neu auf den Rest der Runde rundenzeitoptimal verteilt werden.

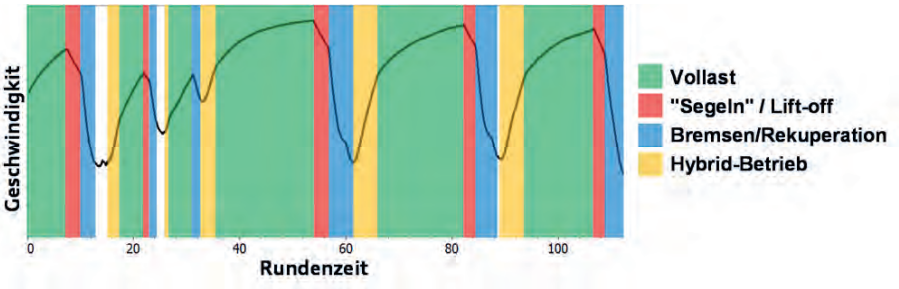


Bild 45: Betriebsstrategie in Le Mans
Figure 45: Operating Strategy in Le Mans

Bild 45 zeigt die unterschiedlichen Phasen einer Le Mans Rennrunde (Start/Ziel bis Mulsanne Corner) mit Lift-off-Strategy. Während die Hybrid-Leistung parallel zum Motorbetrieb immer bei Beschleunigungsvorgängen eingesetzt wurde, folgte am Ende der meisten Geraden ein Lift-off, mit anschließender Bremsphase inkl. Rekuperation, dann ggf.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

eine kurze Schub- oder Teillastphase, bevor wieder die Beschleunigungsphase mit Hybrid-Unterstützung begann.

5.8 Gesamtwirkungsgrad-Potentiale 2017/2018

Die Weiterentwicklung des 4 l V6 Effizienz-Dieselmotors für die Rennsaison 2017 und 2018 war geprägt von der weiteren Gesamtwirkungsgrad-Optimierung des bestehenden Motorkonzeptes, bei gleichzeitig weiter sinkenden Kraftstoffmassenströmen (Reglement-bedingt). Hierfür wurden zahlreiche weitere Optimierungen am Brennverfahren vorgenommen. Beispielsweise konnten positive Effekte mit einreihigen Injektorvarianten mit zehn Sacklöchern erzielt werden und eine aggressivere Miller-Strategie mit noch früherem Einlass öffnete weitere Verbrauchsverbesserungen.
Den maßgeblichen Effizienzhebel bei der Suche nach dem Wirkungsgradpotential des Aggregats konnte durch die Ausweitung der maximalen Belastungsgrenze des Grundmotors identifiziert werden. Untersuchungen mit einer Erhöhung der Spitzendruckbelastung über 260 bar auf 280 bar und punktuell sogar 300 bar zeigten das thermodynamische Grenzpotential unter den zukünftigen Reglement-Randbedingungen auf. Somit konnten geometrische Verdichtungserhöhungen mit $\varepsilon = 19$ und 20 in Kombination mit verschärften Miller-Steuerzeiten bei nahezu optimalen Verbrennungsschwerpunktlagen erzielt werden.

Wie in Bild 46 veranschaulicht, wurden durch die Anhebung des Spitzendrucks auf 280 bar in einem weiten Kennfeldbereich mit Kraftstoffmassenströmen bis zu ca. 70 kg/h, spezifische effektive Verbräuche von ca. 172 g/kWh dargestellt.

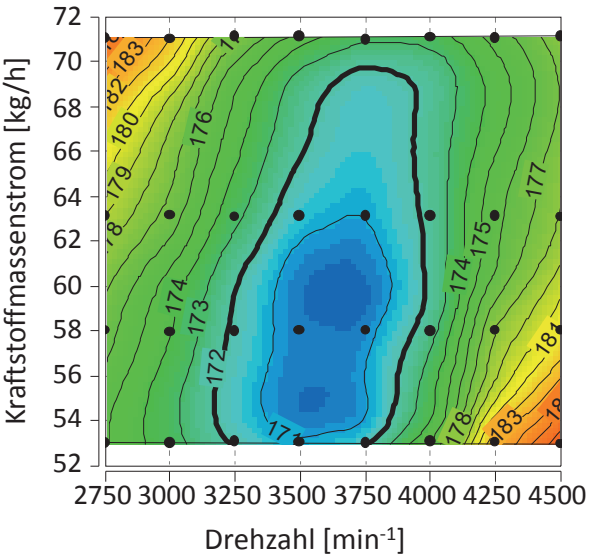


Bild 46: Kennfeld des spez. Verbrauchs über Drehzahl und Kraftstoffmassenstrom
Figure 46: Map of BSFC vs. Engine Speed and Fuel Mass Flow

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im absoluten Bestpunkt war es mit $\varepsilon = 20$ möglich, einen effektiven spezifischen Verbrauch von < 171 g/kWh zu erreichen, was einen effektiven Wirkungsgrad von 48 % entspricht. Umso bemerkenswerter ist dieser Wert, da der im Rahmen der WEC Langstrecken-Weltmeisterschaft verwendete Diesel-Kraftstoff sich weitgehend an der europäischen Norm für Tankstellenkraftstoff anlehnt und somit, anders als in Rennserien wie der Formel 1, keine speziell auf die Anforderungen des Motors abgestimmten Sonderkraftstoffe zum Einsatz kommen.
So muss der Audi LMP Diesel-Effizienzmotor auch den Vergleich mit dem auf Wirkungsgrad optimierten langsam-laufenden 2-Takt Schiffsmotoren (wie z.B. den MAN G90ME-C10) nicht scheuen, welcher im Vollastbetrieb effektive Wirkungsgrade von 51 % [14] erzielt.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der Saison 2014 wurde ein völlig neues Reglement für Le Mans und die Langstreckenweltmeisterschaft eingeführt. Darin wurden die Energieeffizienz der Fahrzeuge im Allgemeinen und die der Antriebe im Besonderen zum absolut entscheidenden Erfolgskriterium erhoben. Dies hatte aufgrund der großen Freibereiche im Reglement zu enormen Technologiesprüngen geführt, die sicherlich sehr schnell Auswirkungen auf die Straßenfahrzeuge haben werden.
Durch den direkten Wettbewerb mit Porsche und Toyota war sichergestellt, dass alle denkbaren, technologisch relevanten Gebiete gründlich bearbeitet werden mussten. Damit war neben dem Rennen auf der Strecke in 2014 und in den nachfolgenden ein noch bedeutsameres Rennen, nämlich das um die beste und effizienteste Antriebstechnologie voll im Gange. Damit übernahm der Motorsport endlich wieder eine Rolle als Technologieführer und -treiber und das in einem Ausmaß, das viele überrascht hat.
So hat der Dieselmotor von Audi seit dem ersten historischen Sieg in Le Mans 2006 bis zum 4 l V6 TDI in 10 Jahren im Verlauf seiner Entwicklung eine neue Dimension der Effizienz erreicht, die bis dahin für schnelllaufende Dieselmotoren nicht vorstellbar war. Damit wurde das Potential des TDI-Brennverfahrens eindrucksvoll aufgezeigt, wenn auch leider im Schatten des Dieselskandals zu einem ungünstigen Zeitpunkt. Dennoch kann das auch als Ermutigung verstanden werden, nicht nachzulassen, dem Dieselmotor seine Rolle als umweltfreundlichster, da sparsamster Verbrennungsmotor zurückzugeben.
Wenn auch mit der Beendigung des Engagements von Audi bei den 24 h von Le Mans das Kapitel Diesel nach 10 Jahren vorerst vorbei zu sein scheint, ist die Entwicklung dieses Antriebs noch lange nicht beendet. Mit 9 Le Mans Siegen in Folge hat der Diesel bewiesen, dass er nicht nur leistungsstark und sportlich betrieben werden kann, sondern auch extrem effizient.

Um die Entwicklungsgeschwindigkeit im hochklassigen Motorsport auch in Zukunft optimal nutzen zu können, ist es erforderlich, die Nachhaltigkeitsbetrachtung auszuweiten und die Reduzierung des Schadstoffausstoßes aller Komponenten über den gesamten Entwicklungs- und Einsatzzeitraum zu betrachten (ganzheitliche Ökobilanz, engl. Live Cycle Assessment, kurz LCA).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Danksagung

Unser ganz besonderer Dank gilt allen Mitarbeitern von Audi Sport sowie allen unterstützenden Mitarbeiter der AUDI AG und Partnerfirmen, ohne die ein derartiger Erfolg nicht möglich gewesen wäre.



Ein herzlicher Dank geht auch an die Mitwirkenden an diesem Artikel, die Herren Adam, Eckerle, Dr. Fessler, Fink, Hartmann, Dr. Ilzhöfer, Röttger und Dr. Teiner.

Literatur

[1] A.C.O. (Automobile-Club de l'Ouest)
www.lemans.org

[2] FIA (Fédération Internationale de l'Automobile)
www.fia.com

[3] Die Rennstrecke von Le Mans
www.lemans.org

[4] Baretzky, Ulrich; Diel, Hartmut; Kotauschek, Wolfgang; Forbriger, Dr. Gunter; Ullrich, Dr. Wolfgang; Hatz, Wolfgang:
Der V12 TDI® für die 24 h von Le Mans - Sieg einer Idee
Wiener Motorensymposium 2007

[5] Baretzky, Ulrich; Diel, Hartmut; Kotauschek, Wolfgang; Dreyer, Stefan; Kuntz, Dr. Peter; Reuss, Thomas; Ullrich Dr. Wolfgang; Hatz, Wolfgang:
Der V10 TDI® für die 24 h von Le Mans
Wiener Motorensymposium 2011

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[6] Baretzky, Ulrich; Diel, Hartmut; Kotauschek, Wolfgang; Kuntz, Dr. Peter; Dreyer, Stefan; Schneider, Alexander; Ullrich, Dr. Wolfgang; Mühlmeier, Dr. Martin; Hatz, Wolfgang:
Der 3,7 l V6 TDI für die 24 h von Le Mans - Sieg einer neuen Idee
Wiener Motorensymposium 2013

[7] Bosch
https://de.bosch-automotive.com/de/parts_and_accessories/motor_and_sytems/diesel/diesel_4

[8] FIA
2016 FORMULA ONE TECHNICAL REGULATIONS

[9] FIA
2014 Technical Regulations for Prototypes LMP1, Appendix B, 24.12.2013
2016 Technical Regulations for Prototypes LMP1, Appendix B, 09.06.2016

[10] Shell and the World Endurance Championship
http://www.shell.com.au/motorists/motorsports/world-endurance-championship.html

[11] Merker, Günter; Schwarz, Christian:
Grundlagen Verbrennungsmotoren - Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung, Springer Vieweg, 2009

[12] Schutting, Eberhard; Neureiter, Andreas; Fuchs, Christian; Schatzberger, Thorolf; Klell, Dr. Manfred; Eichlseder; Prof. Dr. Helmut; Kammerdiener, Thomas:
Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor
MTZ 06/2007 Jahrgang 68

[13] Seikel, Christoph:
Untersuchung instationärer Verdichterphänomene an einem Turbolader für einen Hochleistungs-Diesel-Rennmotor
Master-Thesis 2014

[14] Marine Engine, IMO Tier ll and Tier lll, Programme 2018, MAN Diesel & Turbo
http://marine.mandieselturbo.com/marine-engine-programme

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Stefan Juraschek, Dipl. Ing. Andreas Buchner,
Dr.-Ing. Berthold Schinnerl
BMW Group, München

Die elektrische Antriebstechnologie der BMW Group.

The electrical powertrain technology of BMW Group.

Kurzfassung

Elektrische Antriebe sind überwiegend mit Schlagworten wie „lokale Schadstofffreiheit“ und „umweltbewusstes Fahren“ belegt. Ein Schattendasein fristen jedoch die emotionalen, charakterbildenden Eigenschaften des elektrischen Antriebes: die Drehmomentstärke und sofortige Drehmomentverfügbarkeit, die Spontaneität und Direktheit von elektrischen Antrieben.

Die BMW Group fokussiert ihre Entwicklungen besonders auf diese charakterbeeinflussenden Parameter der elektrischen Maschine. Dabei entstehen viele Potenziale, aber auch Herausforderungen, die Technologien so umzusetzen, dass die Ansprüche des Kunden an einen Premium-Fahrzeugantrieb und die Freude am Fahren ganzheitlich erfüllt werden. In der Entwicklung spielen die jeweiligen Typen der elektrischen Maschine eine entscheidende Rolle, sowie die elektromagnetische Auslegung und die konstruktiven Herausforderungen hinsichtlich Leistung, Langlebigkeit, Robustheit, Gewicht, Nachhaltigkeit, Wirtschaftlichkeit und Akustik des elektrischen Antriebes. Darüber hinaus werden technologische Grenzen bei der Entwicklung des Antriebes für die Formel E neu definiert.

Die BMW Group hat den Anspruch einer Inhouse-Systemkompetenz für den E-Antrieb: Die Kernkompetenzen Entwicklungs- und Technologie-Know-how, Innovation und Produktion sind durchgängig im Haus verankert und lassen die BMW Group seine Wettbewerbsvorteile ausbauen. Ein weiterer Meilenstein, der dieses Konzept bestätigt, ist die Entwicklung der integrierten elektrischen BMW Antriebseinheit der 5. Generation als Teil der skalierbaren E-Baukästen mit denen ab 2021 alle BMW Modellbaureihen ausgestattet werden können

Einleitung

Seit dem Launch des BMW i3 im November 2013 hat die BMW Group mehr als 200.000 elektrifizierte Fahrzeuge auf die Straße gebracht. Davon wurden mehr als 100.000 Fahrzeuge alleine in 2017 verkauft. Seit 2013 wurden vom voll elektrischen BMW i3 dabei mehr als 90.000 abgesetzt (Abbildung 1). Der aktuelle Anteil elektrifizierter Fahrzeuge am Gesamtabsatz der BMW Group beträgt 4 %. Für 2025 erwartet die BMW Group einen Verkaufsanteil elektrifizierter Fahrzeuge zwischen 15 und 25 %.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

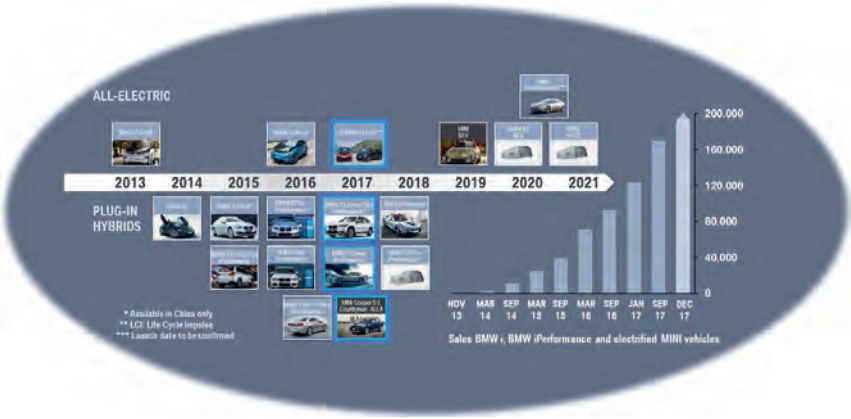


Abbildung 1 Elektrifizierte BMW Modelle 2013 – 2021 und aktuelle Verkaufszahlen

Elektrische Fahrzeugantriebe in der Serie sind eine Entwicklung der jüngsten Vergangenheit, die im Ursprung insbesondere ökologischen und regulatorischen Anforderungen Rechnung trug. Der elektrische Antrieb selbst dagegen ist ungefähr genauso alt wie der Verbrennungsmotor, also 150 Jahre.

In den Anfängen des Automobils wurden noch beide Antriebsarten parallel eingesetzt. Durchgesetzt hat sich über ein Jahrhundert hinweg der Verbrennungsmotor, dessen Technologie und Effizienz sukzessive für die Fahrzeuganwendung optimiert wurde. Der elektrische Antrieb hingegen fand hauptsächlich Anwendung im industriellen Bereich und dort vorwiegend im stationären Einsatz. Die mobile Anwendung, wie zum Beispiel der Bahnantrieb, war meist gekoppelt an das Versorgungsnetz. Entsprechend wurden Optimierungen für elektrische Antriebe in den vergangenen 150 Jahren vor allem in Hinblick auf stationäre Industrieanwendungen oder mobile Bahnanwendungen gemacht.

Die Anforderungen in diesen Bereichen unterscheiden sich deutlich von den Anforderungen der Automobilität. Entsprechend waren und sind mit dem Einstieg in die Serienentwicklung für elektrische Antriebe große Entwicklungs-/Optimierungsarbeiten an den wesentlichen Komponenten elektrische Maschine, Getriebe und Leistungselektronik notwendig, um deren Potenziale zu heben. Potenzial hat dabei insbesondere die charaktertypische Freude am Fahren, die der elektrische Antrieb mit seiner Drehmomentstärke und der sofortigen Drehmomentverfügbarkeit, seiner Spontaneität und Direktheit als emotionale Eigenschaften mitbringt.

Anforderungen an elektrische Maschinen

Elektrische Antriebe für Industrieanwendungen bestehen in erster Linie aus den Komponenten elektrische Maschine und Leistungselektronik. Sie werden überwiegend evolutionär optimiert hinsichtlich ihrer Effizienz und Herstellkosten (Total Cost of Ownership, TCO). Antriebe für Automatisierungsanlagen unterliegen dabei in der Regel nur geringen Temperaturschwankungen, werden stationär angewendet und die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Anforderungen an Platz und Gewicht spielen eine untergeordnete Rolle. Die elektrische Maschine ist meist direkt ans Stromnetz mit 230/400V_{AC}/50Hz gekoppelt. Ein großer Anteil elektrischer Antriebe in Industrieanwendungen wird hierbei im Nennpunkt betrieben, bei stationärer Drehzahl und stationärem Drehmoment, so dass die elektrische Maschine auch nur auf diesen Punkt hin optimiert wird.

Bei Bahnantrieben zeigt sich ein anderes Bild. In mobilen Bahnanwendungen spielen Gewicht, Temperaturbeständigkeit, Effizienz und Wirtschaftlichkeit eine entscheidende Rolle. Die Bauraumanforderungen sind hier weniger stark im Fokus.

Im Automobilbereich beinhaltet der elektrische Antrieb die elektrische Maschine, die Leistungselektronik, den Energiespeicher, die Ladeelektronik und das Getriebe sowie die Peripherie.

Im Automobilbereich gibt es schon seit Jahrzehnten elektrische Maschinen in der Anwendung. Das prominenteste Beispiel hierfür ist der Scheibenwischermotor, hinzu kamen im Laufe der Jahrzehnte zahlreiche elektrische Anwendungen, wie Anlasser, Gurtstraffer, Kraftstoffpumpe, elektrische Lenkunterstützung, Bordnetzgenerator (Lichtmaschine), Sitzverstellung und weitere Kleinmotoren. In Oberklassefahrzeugen mit verbrennungsmotorischem Antrieb können bis zu 200 Elektromotoren verbaut sein, deren jeweilige Leistung bis nahezu 1 Kilowatt betragen.

Es gibt zahlreiche Anwendungsgebiete von elektrischen Maschinen in Industrieanwendungen und in der Automobilindustrie. Sie lassen den Schluss zu, die Entwicklung elektrischer Maschinen für Traktionsantriebe sei rein eine Frage der Übertragung von einer auf die andere Anwendung und von kleinsten E-Motoren im Fahrzeug auf Bereiche von mehreren Kilowatt.

Technische Charakteristika elektrischer Maschinen

Das nichtlineare Wachstumsgesetz für elektrische Maschinen zeigt, dass die Proportionen der Abmessungen und der Verlustverteilung kleinster E-Maschinen nicht für E-Maschinen im Bereich von 10 kW bis zu mehreren 100 kW gelten. Je höher die Nennleistung der elektrischen Maschinen, desto höher wird auch der Wirkungsgrad, der insgesamt asymptotisch ansteigt (Abbildung 2).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

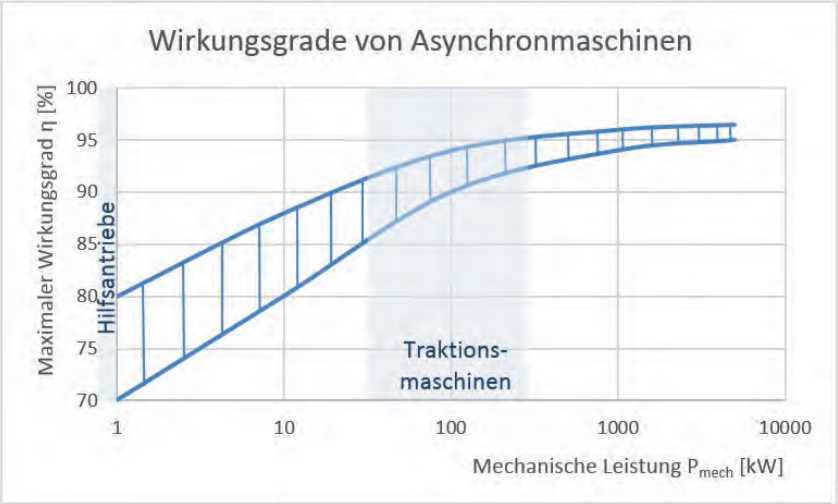


Abbildung 2 Wirkungsgrad von Asynchronmaschinen in Abhängigkeit von der mechanischen Leistung [2]

Gegenüber bisherigen Anwendungen sind die Anforderungen an elektrische Maschinen im Automobilbereich umfangreicher als bei Industrieantrieben und bisherigen Automotive-Antrieben im kleinsten Leistungsbereich (Abbildung 3).

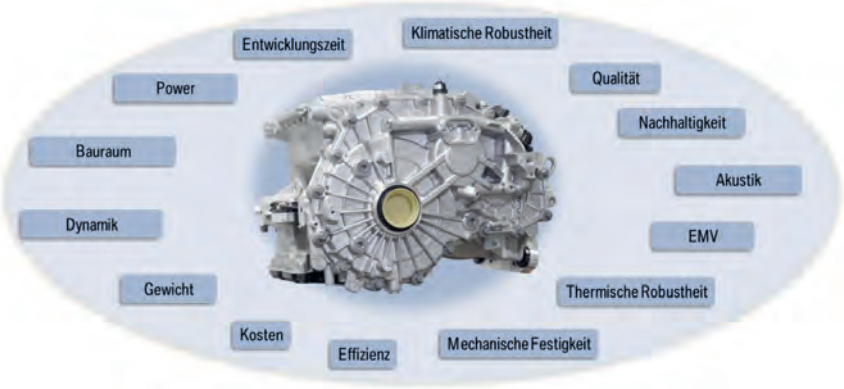


Abbildung 3 Anforderungen an den elektrischen Antrieb (E-Maschine, Getriebe und Leistungselektronik)

Die Fülle der Anforderungen bedarf also neuer Ansätze in der Entwicklung von modernen E-Maschinen, weg vom evolutionären oder Conversion Design, hin zum neu konzipierten, dem sogenannten Purpose Design.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für den physikalischen Zusammenhang zwischen der Geometrie und der Leistung der elektrischen Maschine gilt [1], [2]:

$$P_{si} = C \cdot D^2 \cdot l \cdot n_0$$

$$P_{si} \approx P_{mech}$$

mit: D: Statorinnendurchmesser,
l: Blechpaketlänge Rotor/Stator (ohne Wickelkopflänge),
n_0: Eckdrehzahl der elektrischen Maschine,
C: Ausnutzungsfaktor [kWmin/m³] und
P_{si}: innere Scheinleistung,

die vereinfacht mit der mechanischen Leistung P_{mech} gleichzusetzen ist. Der Eckpunkt der E-Maschine ist hierbei der Übergang zwischen Grundstellbereich und Feldschwächbereich (Abbildung 4).

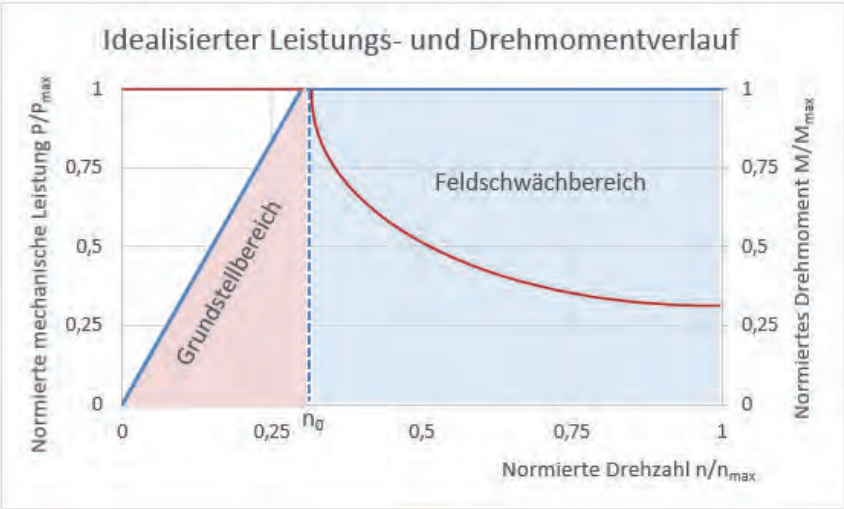


Abbildung 4 Idealisierter Leistungs- und Drehmomentverlauf mit Übergang zwischen Grundstellbereich und Feldschwächbereich bei n_0 = Eckdrehzahl der elektrischen Maschine

Naturgemäß erzielt man mit einer Verlängerung des Stator-/Rotorblechpaketes einen linear proportionalen Leistungszuwachs, wenn sowohl Rotor-/Statordurchmesser als auch die Kühlungsbedingungen der elektrischen Maschine unverändert bleiben (Abbildung 5).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

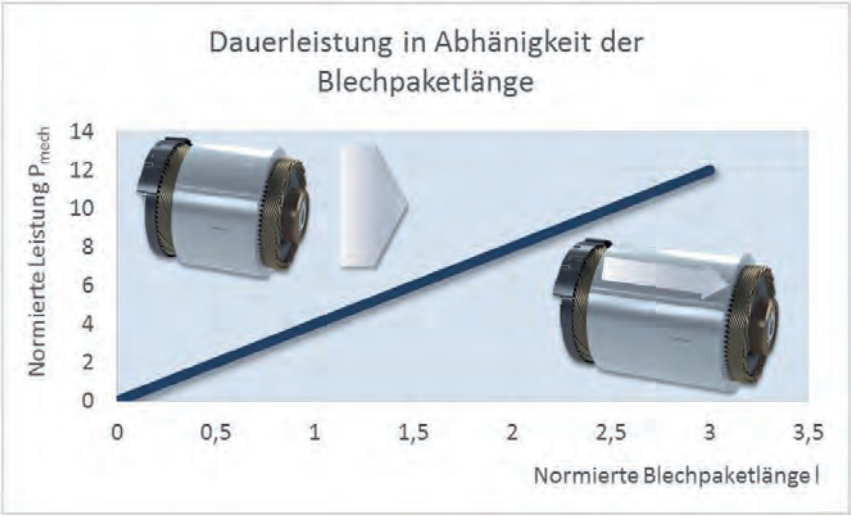


Abbildung 5 Wachstumsgesetz für Elektrische Maschinen (Skalierung in der Länge bei konstantem Rotordurchmesser, konstanten Kühlungsrandbedingungen)

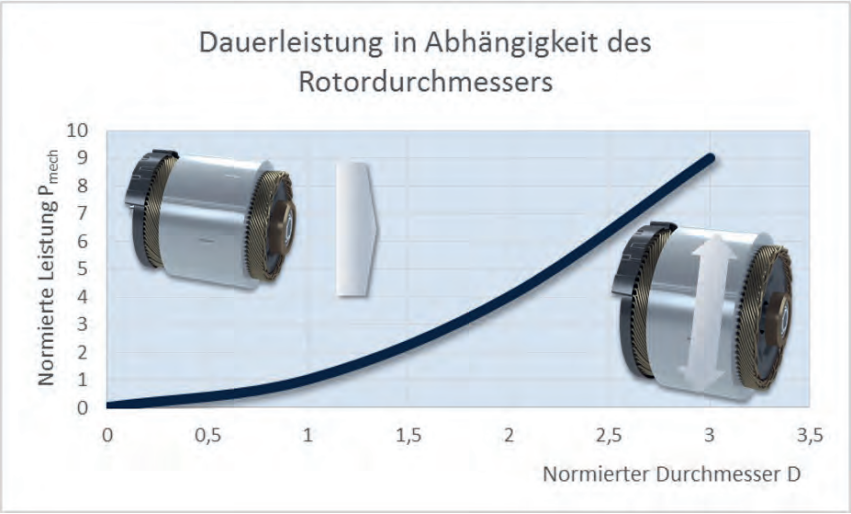


Abbildung 6 Wachstumsgesetz für Elektrische Maschinen (Vergrößerung des Rotordurchmessers bei konstanter Rotorlänge/Blechpaketlänge)

Weitere Voraussetzung hierfür ist die entsprechende elektrische Leistungszuführung (p = u·i). Die Maßzahl für die Kühleigenschaften einer elektrischen Maschine ist der Ausnutzungsfaktor C, auch spezifisches Drehmoment oder Essonscher Faktor genannt,

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

mit der Einheit [kWmin/m³]. Je höher also der Wert des Ausnutzungsfaktors C, desto geringer kann das Bohrungsvolumen der elektrischen Maschine und somit der Bauraum der gesamten elektrischen Maschine werden. Insbesondere für sportlich orientierte Fahrzeughersteller wie BMW Group ist dies ein entscheidender Wert.

Zur Vergleichbarkeit von elektrischen Maschinen gleicher Leistung, insbesondere für hauptsächlich motorisch betriebene Maschinen ist der Drehschub σ [N/cm²] eine relevante Größe [1]:

$$\sigma = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{M}{D^2 \cdot l}$$

$$\sigma = \frac{P_{mech}}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot l \cdot n}$$

σ: Drehschub
M: Drehmoment
n: Drehzahl

Je höher der Drehschub σ einer elektrischen Maschine, desto geringer ist dabei das Volumen. Die beiden Kennziffern C und σ eignen sich im Entwurfsprozess zur Bestimmung der Güte der Entwurfsauslegung bei gleicher Leistung und Drehmoment. Will man darüber hinaus elektrische Maschinen mit unterschiedlichen Drehmomenten und Leistungen vergleichen, so empfiehlt es sich, die Gehäusedaten mit einzubeziehen. Nach unseren Erfahrungen sind die folgenden Gleichungen dazu geeignet:

1) Gravimetrische Dauerleistungsdichte:

$$\rho_{grav} = \frac{P_{cont}}{m} \left[\frac{kW}{kg}\right]$$

2) Volumetrische Dauerdrehmomentdichte:

$$\rho_{torque} = \frac{M_{cont}}{V} \left[\frac{Nm}{dm^3}\right]$$

P_{cont}: Dauerleistung
M_{cont}: Dauerdrehmoment
V: Volumen
m: Gewicht (Masse)

Die elektrischen Maschinen der BMW Group sind im Vergleich zu anderen E-Traktionsanwendungen hinsichtlich Dauerleistungs- und Dauerdrehmomentdichte optimiert. Eine hohe Dauerleistung wird mit geringstmöglichem Einsatz von Gewicht erreicht und eine hohe Dauerdrehmomentdichte mit möglichst geringem Anspruch an den volumetrischen Bauraum. Für die folgenden E-Maschinen-Generationen ist das Ziel, die Dauerleistungs- und die Dauerdrehmomentdichte signifikant zu erhöhen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

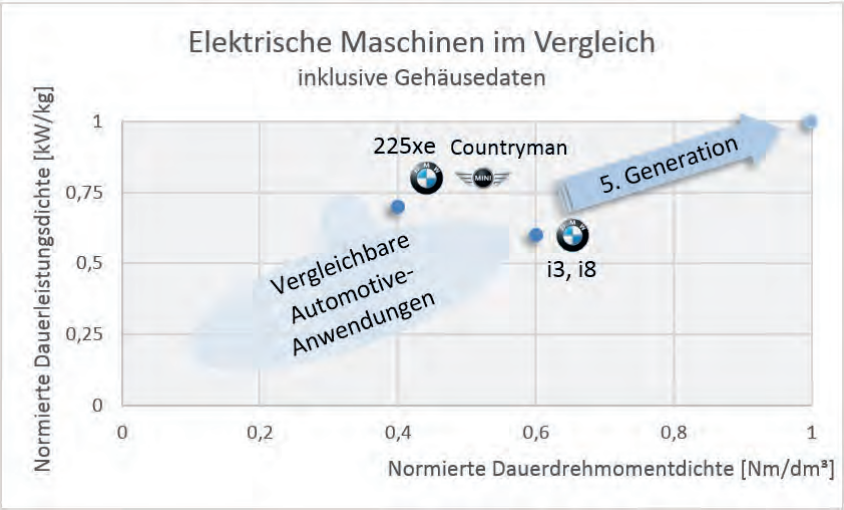


Abbildung 7 Darstellung Vergleichbarkeit von elektrischen Maschinen

Die Dauerleistungsanforderungen an eine elektrische Maschine lassen sich von der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit und der damit in Zusammenhang stehenden erforderlichen Leistung ableiten. Weiterhin wird die Dauerleistung davon geprägt, wie oft innerhalb eines bestimmten Zeitabschnittes die maximale Leistung der elektrischen Maschine abgerufen werden soll – z. B. wie oft hintereinander an einer roten Ampel dynamisch angefahren oder auf einer kurvigen Bergstrecke dynamisch beschleunigt werden soll.

Die Maximalleistung der elektrischen Maschine ist außerdem abhängig von der verwendeten Leistungselektronik und bestimmt sekundär das geometrische Volumen. Im Allgemeinen entspricht das Verhältnis von Dauerleistung zu Maximalleistung eins zu zwei bis eins zu vier.

Aktuell am meist verbreiteten ist die Spannungslage von 400 V für elektrische Traktionsmaschinen im Automobilbereich. Dort spricht man bei Spannungen bis $60V_{DC}$ von Niedervoltsystemen (NV) und ab $60V_{DC}$ aufwärts von Hochvoltsystemen (HV). [Anmerkung: Gemäß der Industrienorm „Betrieb von elektrischen Anlagen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen; Deutsche Fassung EN 50110-1:2013“ sind Spannungen bis zu $1.000V_{AC}$ und $1.500V_{DC}$ als Niederspannung definiert, alles was darüber hinaus geht als Mittel- oder Hochspannung.]

Durch eine Erhöhung der Spannungslage bei gleicher Eingangsleistung ergibt sich für elektrische Maschinen kein Vorteil. Es ist eher so, dass aufgrund erhöhter Spannung die Luft-und Kriechstrecken in der elektrischen Maschine erhöht werden müssen. Das bedeutet wiederum bei unverändertem Bauraum eine Verringerung der elektromagnetisch aktiven Materialien, Kupfer und Eisenblech, und damit eine geringfügige Reduzierung der Leistung. Die Motivationstreiber für eine Veränderung der Spannungslage sind daher eher im Bereich Ladetechnologie und HV-Kabelbaum zu finden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Emotionale Charakteristika elektrischer Maschinen

Was bewirken die einzelnen technischen Charakteristika bezogen auf die Freude am Fahren für den Kunden?

Das geringe Massenträgheitsmoment von unter 0,07 kg m² wirkt sich positiv für die Fahrdynamik aus. Weiterhin sorgt die Verfügbarkeit des maximalen Drehmomentes ab dem Stillstand für eine ansatzlose Beschleunigung. Das große Drehzahlband der elektrischen Maschinen von 0 rpm bis zu 20.000 rpm sorgt zudem dafür, dass in voll elektrischen Anwendungen mit einem Einganggetriebe Geschwindigkeiten bis 200 km/h und mehr umgesetzt werden können. Die geringen Akustikemissionen von elektrischen Maschinen werden hauptsächlich von elektromagnetischen Oberwellen im Luftspaltfeld erzeugt. Die Oberwellencharakteristik ist unter anderem abhängig vom Typ der elektrischen Maschine. Das nahezu sinusförmige Luftspaltfeld und somit akustisch am dezentesten ist bei der fremderregten Synchronmaschine zu finden, am auffälligsten hingegen ist das Luftspaltfeld der geschalteten Reluktanzmaschine. Die permanenterregten Synchronmaschinen und die Asynchronmaschinen bewegen sich dazwischen. Aufgrund der geringen und unauffälligen Geräuschemissionen von elektrischen Maschinen kann jedoch eine herausstechende Frequenz für den Kunden störend sein, daher ist die akustische Auslegung der elektrischen Maschine von besonderer Bedeutung. Da die elektrische Maschine im elektrischen Antrieb im Zusammenspiel mit Getriebe und Leistungselektronik agiert, muss diese Herausforderung gesamthaft betrachtet werden.

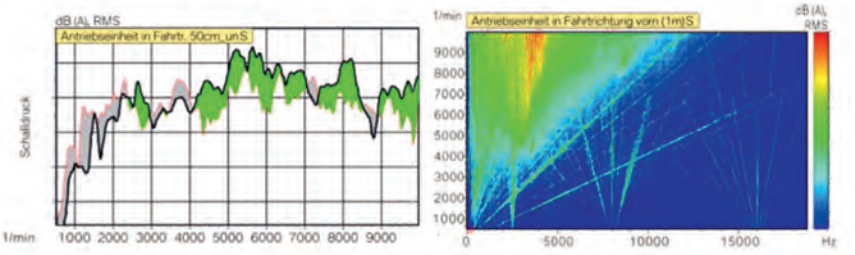


Abbildung 8 Darstellung von Messergebnissen von Schalldruck und Frequenzen im Rahmen der Bewertung und Verringerung von akustischen Emissionen bei BMW

Elektromagnetische Auslegung von elektrischen Maschinen

Der erste Entwicklungsschritt beim Entwurf elektrischer Maschinen ist die elektromagnetische Auslegung. Aufgrund der fortgeschrittenen Leistungsfähigkeit und erhöhten Speicherkapazität von Rechnern wird die Blechgeometrie der elektrischen Maschine mit CAE-Programmen erstellt, die auf analytischen Gleichungen beruhen. Im Folgeschritt wird mit CAE-Programmen weiterentwickelt, die die Finite-Elemente-Methode (FEM) anwenden. Bereits ab der ersten Entwicklungsphase werden hierbei die Möglichkeiten der Digitalisierung genutzt, u. a. die Nutzung von zentralen Rechner-Clouds des Unternehmens sowie die Verkettung von verschiedenen Simulationstools (CAE-Programme). Ein Beispiel für die Verkettung von Simulationstools ist die Übergabe des elektromagnetischen Modells an die Festigkeitsberechnung. Das Wissen für die Erstellung von höchstpräzisen Berechnungen ist in den sogenannten Skripten enthalten, die mit den erwähnten FEM-Programmen verknüpft sind. Die Skripte sind von

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hausinternen Experten erstellt. Der Abgleich zwischen Simulation und Praxis wird am Prüfstand durch Messung der mechanischen Leistung durchgeführt. Dabei ergibt sich generell zwischen Messergebnissen am Prüfstand und den vorab durchgeführten FEM-Berechnungen eine Abweichung von ungefähr ±1 %. Diese Simulationszuverlässigkeit konnte anhand verschiedener Geometrien von elektrischen Maschinen bestätigt werden.

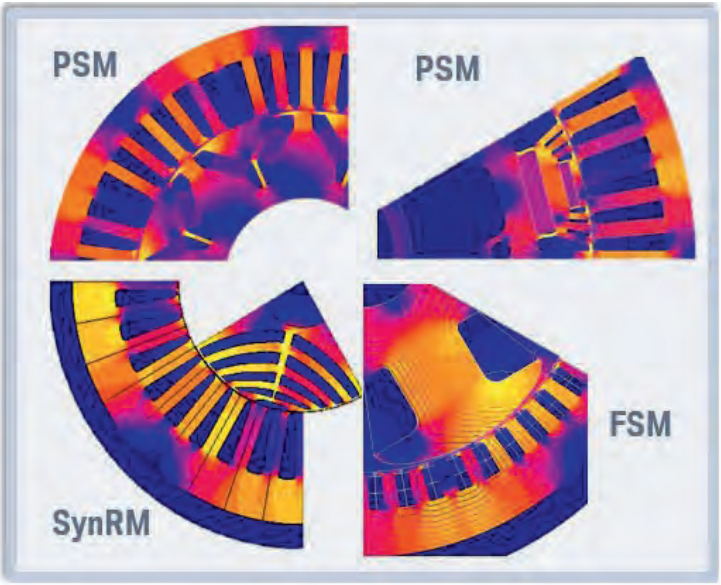


Abbildung 9 Darstellung der magnetischen Flussdichte und des magnetischen Flusses im E-Maschinenblech verschiedener E-Maschinentypen mittels Finiter-Elemente-Berechnung (CAE-FEM)

Ziel bei der elektromagnetischen Auslegung ist es, den Anforderungen bei minimalem Materialeinsatz gerecht zu werden.

Konstruktion elektrischer Maschinen

Neben der elektromagnetischen Auslegung elektrischer Maschinen benötigt ihre Konstruktion einen Großteil der Entwicklungsarbeit: Im Designprozess für elektrische Maschinen macht die Konstruktionsarbeit ca. 80 % aller Arbeiten aus. Sie umfasst Konstruktionen in 3D-Modellen und Zeichnungserstellung sowie Simulation, also die virtuelle Absicherung der elektrischen Maschine.

Um die Anforderungen an elektrische Maschinen in automobilen Traktionsantrieben zu erfüllen, sind umfangreiche Simulationen in den Bereichen Festigkeit, Akustik und Thermik durchzuführen. Zur Unterfütterung dieser Berechnungen werden Materialcharakteristiken untersucht und die Materialwerte den Berechnungsskripten zugeführt. Diese Simulationen werden, ähnlich den elektromagnetischen Simulationsberechnungen, mit FEM-Programmen und mit analytischen Programmen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

durchgeführt. Die analytischen Vorberechnungen werden für die thermische Kalkulation der elektrischen Maschine erstellt. Als Beispiel für die erfolgreiche Umsetzung von Erfahrungen aus dem Einsatz in der BMW i-Flotte, den Simulations- und Berechnungsergebnissen der Entwicklung und den Resultaten aus vielfältigen Fahrzeug- und Komponentenerprobungen sei die Weiterentwicklung der BMW i3 E-Maschine hin zur BMW 225xe Maschine gezeigt. Während im BMW i3 ein zweiteiliges Gussgehäuse eingesetzt wird, wurde für den 225xe und den MINI Cooper S E Countryman ALL4 ein integriertes einteiliges Gussgehäuse erstellt (Abbildung 10). Die Kühlkanäle sind hierbei im Gehäuse integriert. Mit diesem Entwicklungsschritt wurden zusätzliche Dichtungen und Gewicht eingespart.

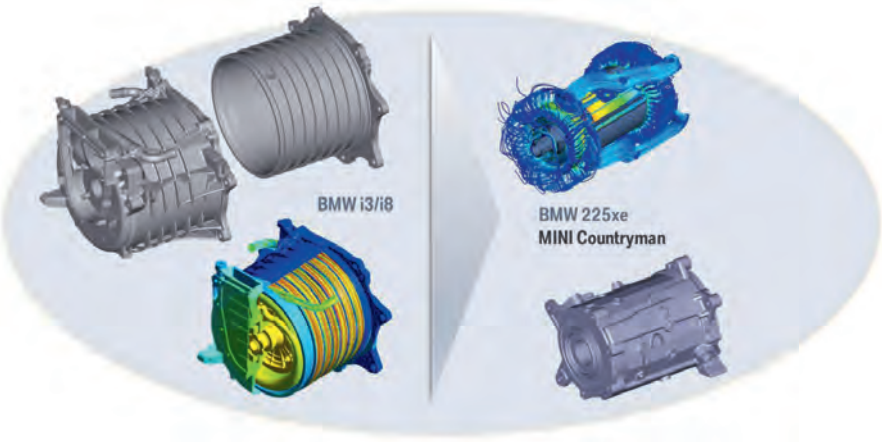


Abbildung 10 Die Gehäuserevolution der E-Maschine vom BMW i3/i8 hin zum BMW 225xe/MINI Countryman mittels Einsatzes numerischer Berechnungsmethoden

Typologien von elektrischen Maschinen

Für die Entwicklung elektrischer Maschinen stehen mehrere Maschinentypen zur Auswahl (Abbildung 11). Die Entscheidung hängt von den Anforderungen und dem Antriebsbaukasten ab. Die verschiedenen E-Maschinentopologien, die potenziell für Elektrofahrzeuge in Frage kommen, sind Reluktanzmaschinen, Torque-Motoren, Synchronmaschinen und Asynchronmaschinen (ASM).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

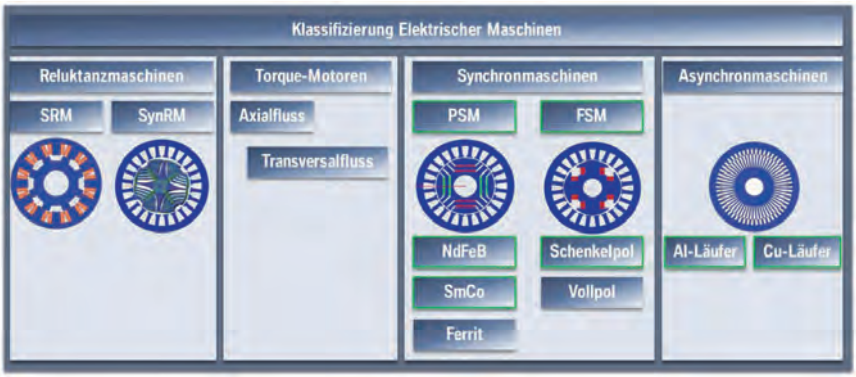


Abbildung 11 Klassifizierung von elektrischen Maschinen. Grün umrandet: für den E-Fahrzeugantrieb am besten geeignete Topologien.

In historischen Elektrofahrzeugen wurden Gleichstrommaschinen verwendet. Im Gegensatz dazu benutzen die meisten Hersteller heute Permanenterregte Synchronmaschinen (PSM) und ASM sowie, allerdings weniger verbreitet, die Fremderregte Synchronmaschine (FSM). Der Grund hierfür ist die effiziente Regelbarkeit dieser elektrischen Maschinen mit moderner Leistungselektronik. Der aktuelle Stand der Technik sind hierbei Leistungselektronikmodule mit IGBTs (Insulated Gate Bipolar Transistor) und in absehbarer Zukunft Siliciumcarbid (SiC)-Inverter.

Bei den Verbrennungsmotoren (VM) unterscheidet man zwischen Diesel- und Ottomotoren. Dazu gibt es verschiedene Zylinderanordnungen, wie V-Motor, Reihenmotor, Boxermotor, sowie zusätzlich Turboaufladung oder Sauger, Hubkolben oder seltener Wankelmotoren. Jede Art dieser VM-Motoren hat seine Vor- und Nachteile. Analoges gilt für die elektrischen Maschinen-Topologien, die wie folgt charakterisiert werden können.

Permanent-Magnet-Synchronmaschine (PSM, PMSM):
Der Rotor ist mit Magneten aus Neodym-Eisen-Bor (NdFeB), Samarium-Cobalt (SmCo) oder Ferrit versehen. Der Einsatz von Ferrit ist für elektrische Maschinen mit hohen Anforderungen an die Leistungsdichte ungeeignet, da die magnetische Energiedichte von Ferrit gegenüber den Hochleistungsmagneten SmCo und NdFeB um zwei Drittel geringer ist. Der Stator von PSM kann sowohl mit konzentrierter Wicklung, als auch mit verteilter Wicklung versehen werden. Letztere Wicklung ist sowohl mit Formstäben, als auch mit Runddrähten umsetzbar. PSM sind geeignet für P2-Anwendung, also für axial flache Geometrien, die zwischen Getriebe und Verbrennungsmotor platziert sind. Als zylindrische Anwendungen eignen sie sich auch für alle anderen Anwendungen in der Fahrzeugarchitektur. Nachteile sind die Abhängigkeit von Seltenen Erden sowie bei NdFeB-Magneten die reduzierte thermische Rotorbelastbarkeit bis zu ca. 150 °C im Vergleich zu Asynchronmaschinen und Fremderregten Synchronmaschinen, die bis mindestens 180°C belastbar sind. Mit PSM, im speziellen der HSM (hybride Sychronmaschine) als Unterart, hat die BMW Group bisher die meiste Erfahrung im Serieneinsatz.

Asynchronmaschine (ASM):

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Rotorblechpaket ist entweder mit einem Kupfer- oder einem Aluminiumkäfig versehen. Der Stator ist wie bei den Synchronmaschinen mit einer Drehfeldwicklung bestückt.
Das Magnetfeld im Rotor wird über den Luftspalt vom Stator induziert. Die Rotordrehzahl ist um den sogenannten Schlupf verzögert gegenüber der elektrischen Drehzahl im Stator. Vorteil der Asynchronmaschine ist ihre hohe thermische Belastbarkeit des Rotors von bis zu 200 °C, die, abhängig von der einspeisenden Leistungselektronik, kurzzeitig (1 s, 3 s, 10 s) hohe Spitzenleistungen abrufen lässt. Nachteil der Asynchronmaschine im Vergleich zur PSM ist der im Mittel geringere Wirkungsgrad und die geringere gravimetrische und volumetrische Leistungsdichte aufgrund der Rotorstromwärmeverluste und Luftspaltverluste.

Fremderregte Synchronmaschinen (FSM):
Für den Fahrzeugbereich eignen sich von den FSM nach dem aktuellen Stand der Technik nur die Schenkelpolmaschinen, deren ausgeprägte Pole mit konzentrierten Gleichstromwicklungen bestückt sind. Beim Stator handelt es sich analog zu PSM und ASM um einen Drehfeldstator. Die Besonderheit der FSM ist, dass der Rotorstrom als dritte Stromgröße neben den zwei Statorströmen geregelt werden kann. Der Rotorstrom kann entweder konduktiv (Beispiel Schleifring) oder induktiv (Übertrager) eingeprägt werden. Im Grundstellbereich ist gegenüber der PSM der Wirkungsgrad geringer, im Feldschwächbereich jedoch leicht höher. Von der Leistungsdichte ist die FSM vergleichbar mit der PSM, allerdings komplexer im Aufbau.

Reluktanzmaschinen (SRM, SynRM):
Synchrone Reluktanzmaschinen (SynRM) sind wie PSM aufgebaut, allerdings ohne Magneten. In Konsequenz daraus ist ihre Leistungsdichte deutlich niedriger als bei PSM, FSM und ASM, und die SnyRM ist somit für eine Anwendung im Fahrzeug auszuschließen.
Bei geschalteten Reluktanzmaschinen (engl. Switched Reluctance Machines, SRM) sind der Rotor und der Stator mit ausgeprägten Polen aufgebaut. Die Wicklung im Stator ist hierbei konzentriert und in der Regel mit Flachdraht ausgeführt. Der Vorteil der SRM ist der kostengünstige Maschinenaufbau und die Drehzahlfestigkeit. Vorteile bei den Kosten können jedoch durch den komplexeren Leistungselektronikaufbau – eine Vollbrücke pro Strang – egalisiert werden. Vom Wirkungsgradverhalten ist die SRM mit der ASM vergleichbar. Bei einer Geräuschemissionsverringerung kann der Wirkungsgrad jedoch sinken. Eine potenzielle Anwendung in gewerblichen Fahrzeugen wäre mit der SRM denkbar, allerdings auszuschließen für den Premiumbereich.

Torque-Motoren (AFM, TFM):
Torque-Motoren, in Axialfluss- (AFM) und Transversallflussbauweise (TFM), sind in der Regel scheibenförmig und mit größerem Rotordurchmesser versehen als die gängigen zylinderfömigen Bauweisen bei ASM, PSM und FSM. Die Drehzahl ist deutlich geringer, dafür ist das erzeugte Drehmoment aufgrund des hohen Durchmessers sehr hoch. Idealerweise wären daher AFM und TFM als P2-Konfiguration oder Direktantriebe geeignet. Praxistaugliche Anwendungen speziell für die Integration in BMW Architekturen wurden bisher noch nicht bestätigt.

Eine pauschale Antwort, welche der elektrischen Maschinentypen der beste Typ ist, lässt sich nicht geben, da es immer auf die Randbedingungen und die Anforderungen ankommt. In jedem Fall sind die PSM, die ASM und die FSM als Lösungen für E-Fahrzeuge aufgrund der zuvor genannten Eigenschaften zu favorisieren.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Rohstoffe für elektrische Maschinen

Elektrische Maschinen bestehen hauptsächlich aus den Metallen Eisen, Kupfer und optional aus Magnetwerkstoffen sowie aus Isolationsmaterialien und harzähnlichen Materialien. Eisen ist ein Rohstoff, der weltweit nahezu überall vorkommt, Kupfer ein Material, das eine sehr hohe Recyclingquote von ca. 80 % hat [3]. Die Magnetwerkstoffe können in drei Hauptgruppen eingeteilt werden: NdFeB-, SmCo- und Ferrit-Magnete. Letztere sind aus Sicht ihrer Verfügbarkeit und Nachhaltigkeit unkritisch. Bei den SmCo-Magneten ist zum einen aktuell die Verfügbarkeit der Magnete auf dem Markt relativ gering und zum anderen benötigen die Batteriezellen der Hochvolt-Batterie des elektrischen Antriebsstranges den darin enthaltenden Rohstoff Kobalt. Für die Herstellung der NdFeB-Magnete werden Neodym, Terbium und Dysprosium, Metalle aus der Gruppe der Seltenen Erden, verwendet. Ein Großteil, ca. 96%, der Seltenen Erden wird in China gefördert und unterliegen einer Länderkonzentration [3]. In der Vergangenheit gab es einen kurzfristigen Verfügbarkeitsengpass verbunden mit einem starken Preisanstieg; langfristig scheint sich die Lage aber stabil zu entwickeln. Die Recyclingquote von Neodym und weiteren Seltenen Erden in Post-Consumer-Abfällen beträgt aktuell ungefähr 1 % [4], [5].

Tabelle 1 Bewertung des Rohstoffeinsatzes in elektrischen Maschinen

	SmCo	NdFeB (inkl. Tb, Dy)	Aluminium Al	Kupfer Cu	Ferrit Fe
Verfügbarkeit	✗	✓	✓	✓	✓
Recycling	✗	✗	✓	✓	✓
Preisstabilität	✗	✗	✓	✓	✓
Magn. Flussdichte	✓	✓	✓	✓	✗

✓ Geringe Risiken/Unsicherheiten ✗ Risiken/Unsicherheiten

Die E-Maschinen, die die BMW Group derzeit für die 5. Generation ihrer E-Antriebe entwickelt, kommen ohne Seltene Erden aus. Damit macht sich die BMW Group unabhängig von deren Verfügbarkeit.

Elektrische Maschinen im Motorsport

Elektrische Maschinen für den Motorsport unterliegen ähnlichen Anforderungen wie solche für den Straßenverkehr. Die Schwerpunkte im Motorsport sind jedoch verschoben, weg von der mehrjährigen Langlebigkeit hin zu einer maximalen Leistung. Derzeit ist BMW Group mit Hochdruck damit beschäftigt, den elektrischen Antrieb für die Rennsaison der Formel E in 2019 zu entwickeln. Die erlangten Erfahrungen der Elektromobilität bei BMW fließen hierbei in die Rennantriebsentwicklung ein. Und es geht noch einen Schritt weiter: Der Motorsport fordert die Ingenieure heraus, an die Grenzen des physikalisch Machbaren zu gehen. Alternative neue Materialien und Technologien können hierbei verwendet und auf den äußerst herausfordernden Rennstrecken erprobt werden. Materialien, die aktuell für einen Serieneinsatz noch unrentabel sind, werden eingesetzt und bei sinkenden Kosten in Zukunft in die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Serienentwicklung aufgenommen. Weiche Antriebseigenschaften wie Softwareanwendungen, digitale vernetzte Anwendungen oder auch alternative Stromstärken und Spannungsebenen können ihre erste Anwendung in der Formel E finden. Ähnlich wie in der Historie der Formel 1 wird die Formel E dazu beitragen, neue Innovationen in die Serienfahrzeuge der Hersteller einfließen zu lassen.

Die nächste Generation elektrischer Antriebe

BMW Group prognostiziert für das Jahr 2025 einen Anteil elektrifizierter Fahrzeuge (PHEV und BEV) zwischen 15% und 25% aller BMW Group Fahrzeuge. Daher ist das Ziel für den elektrischen Antrieb, und der elektrischen Maschine als Teil dessen, diesen in hohen Stückzahlen produzieren zu können. Die bisherigen Erfahrungen und die fundamentalen Analysen bei BMW haben dazu bewogen, die Antriebskomponenten Leistungselektronik, E-Getriebe und elektrische Maschine in ein singuläres integriertes Gehäuse zu vereinen und einen elektrischen Antriebsbaukasten zu entwickeln, der im gesamten BMW Fahrzeugportfolio eingesetzt werden kann (Abbildung 12).

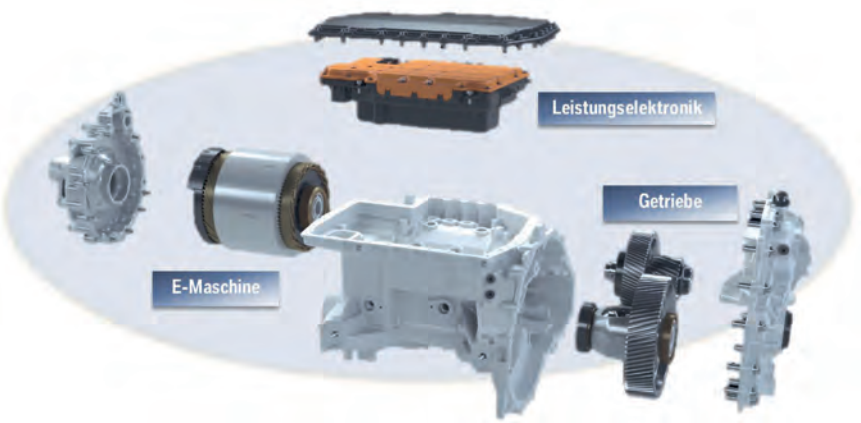


Abbildung 12 Integrierte elektrische BMW Antriebseinheit der 5. Generation

Die elektrische Maschine kann für verschiedene Leistungsanforderungen skalierbar über wenige Durchmesservarianten und mehrere Längenvarianten im Baukasten verwendet werden. Weiterhin wird statt einer Runddrahteinzugswicklung im Stator der elektrischen Maschine eine Formstabwicklung verwendet. Die Formstabwicklung erhöht zum einen die aktive Kupferquerschnittsfläche in den Statornuten, was prinzipiell zu weniger Verlusten und somit zu höheren Wirkungsgraden führt. Zum anderen wird die Produktionstaktzeit durch das Einschieben von Formstäben reduziert.

Durch das Baukastensystem für die E-Antriebskomponenten der sogenannten 5. Generation ist BMW in der Lage, Elektromotoren, ebenso wie Hochvoltspeicher, unterschiedlicher Größe, Leistung und Bauform zu produzieren. Das parallel dazu etablierte adaptive Produktionssystem trägt dafür Sorge, dass das Fertigungsvolumen innerhalb von zwölf Monaten verdoppelt werden kann, wenn die Kundennachfrage dies erfordert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Inhouse-Kompetenz für elektrische Maschinen

Vor zehn Jahren hat die BMW Group mit dem project i den Startschuss für die Entwicklung eines voll elektrischen Fahrzeugs der BMW Group gegeben. Einen entscheidenden Beitrag hierzu hat das BMW Group Werk Leipzig geliefert: Als Keimzelle der Elektromobilität produziert es seit 2013 den BMW i3 bzw. seit 2014 den BMW i8. Ab 2021 wird in Dingolfing mit dem BMW iNEXT ein weiteres voll elektrisches BMW i Fahrzeug, dann mit der 5. Generation der Speicher- und Batterietechnik und hochautomatisiert fahrend, produziert. Mit dieser Entscheidung stärkt die BMW Group ihr Produktionsnetzwerk (Abbildung 13) und investiert weiter in die Innovationskraft und das Technologie-Know-how. Dahinter steht der klare Anspruch, die durchgängige Systemkompetenz für die Technologietreiber der E-Mobilität - die E-Maschine, ebenso wie den Hochvoltspeicher - im Haus zu haben.

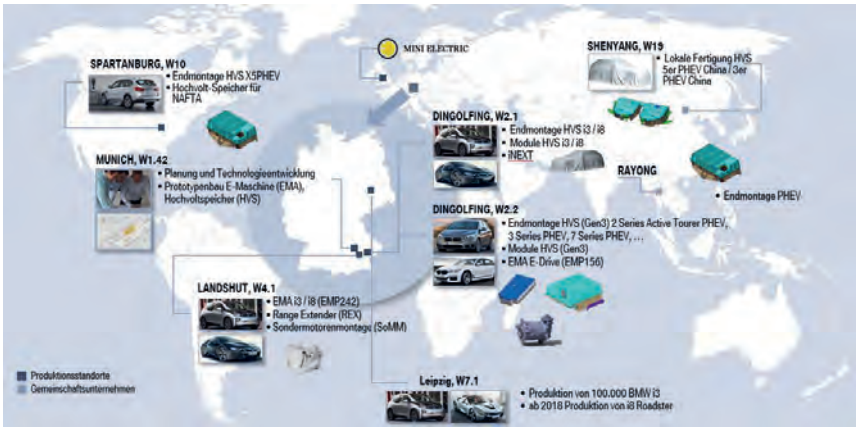


Abbildung 13 Weltweites BMW Produktionsnetz für E-Fahrzeuge

Fazit

Mit der Entwicklung und dem Serieneinsatz von elektrischen Maschinen in elektrifizierten Fahrzeugen hat die BMW Group ein neues Kapitel aufgeschlagen. Ob im Motorsport oder in der Serie, ob für maximale Leistung im Rennen oder für maximale Qualität und minimale Emission bei maximaler Langlebigkeit auf der Straße: die BMW Group fokussiert ihre Entwicklungen auch in diesem Kapitel besonders auf die charakterbildenden, emotionalen Parameter des elektrischen Antriebs.

Die Kernkompetenz für die E-Maschine als Leistungs- und Technologietreiber hat die BMW Group fest im Haus verankert: Innovationen, Entwicklungs- und Technologie-Know-how, ebenso wie die Produktion schaffen Wettbewerbsvorteile. Die Inhouse-Kompetenz ist auch die Grundlage für die Entwicklung der fünften Generation, mit der ab 2021 alle BMW Modellbaureihen ausgestattet werden können. Hierbei sind die Antriebskomponenten Leistungselektronik, Getriebe und E-Maschine in ein singuläres Gehäuse integriert und mit einer E-Maschine ausgestattet, die ohne Seltene Erden auskommt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die elektrischen Maschinen im Leistungsbereich von 20 kW bis mehreren hunderten Kilowatt im dynamischen Fahrzeugeinsatz und den damit verbundenen Anforderungen sind in ihrer Kombination neuartig und herausfordernd. Unter diesem Gesichtspunkt zeigt sich für die E-Maschine, dass die elektrischen Maschinentypen Asynchronmaschine und Fremderregte Synchronmaschine neben der Permanent-Magnet-Synchronmaschine mehr als nur Alternativen für leistungsdichte Antriebe sind.

Diese Herausforderung hat die BMW Group angenommen und ist gewillt, durch erfahrene und kompetente Entwicklungsmethodik den Stand der Technik, sowohl für den Serieneinsatz als auch die Formel E, stetig neu zu definieren. Die BMW Group ist im Bereich elektrische Maschinen bestens aufgestellt, um präzise den optimalen Typus für die entsprechende Anwendung einzusetzen.

Quellen

[1] Bödefeld T., Sequenz H. (1962): Allgemeines über umlaufende Maschinen. In: Elektrische Maschinen. Springer, Wien.
[2] Müller G., Vogt K., Ponick B. (2008): Berechnung elektrischer Maschinen. Wiley-VCH, Weinheim.
[3] Marscheider-Weidemann, F., Langkau, S., Hummen, T., Erdmann, L.,Tercero Espinoza, L., Angerer, G., Marwede, M. & Benecke, S. (2016): Rohstoffe für Zukunftstechnologien 2016. DERA Rohstoffinformationen 28: 353 S., Berlin.
[4] United States Environmental Protection Agency EPA, Rare Earth Elements (2012): A Review of Production, Processing, Recycling, and Associated Environmental Issues.
[5] Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie GmbH (2015): Recycling in Deutschland – Studie im Auftrag der KfW.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. S. Pint, Dr.-Ing. Nikolai Ardey, Dr.-Ing. Günther Mendl, Dipl.-Ing. Gerhard Fröhlich, Dipl.-Ing. Roman Straßer, Dipl.-Ing. Thomas Laudenbach, Dr.-Ing. Joachim Doerr

AUDI AG Ingolstadt

Das neue vollelektrische Antriebssystem von Audi

The new full electric drivetrain from Audi

Abstract

Für das erste serienmäßige vollelektrische Antriebssystem beschreitet Audi mit der Eigenentwicklung von elektrischen Achsantrieben, Hochvoltspeichern und Ladesystemen ganz neue Wege. Mit je einem Antrieb pro Achse verkörpert das vollelektrische Antriebssystem die Audi Kernkompetenz – den quattro Antrieb – auf neue beeindruckende Weise.

E-Maschinen, Leistungselektroniken und Achsgetriebe mit einem hohen Gleichteileansatz bilden die Basis für einen komplett neuen Achsantriebsbaukasten. Die elektrischen Achsantriebe werden im Audi eigenen Motorenwerk bei Audi Hungaria gefertigt.

Der 95 kWh Hochvoltspeicher auf 400 V Basis ist ebenfalls eine Audi Eigenentwicklung. Für ein 360° Systemangebot wurden zahlreiche Services und vielfältige Lademöglichkeiten entwickelt mit bis zu 150 kW Ladeleistung durch DC-Schnellladen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Im letzten Jahr hat Audi auf dem Wiener Motorensymposium mit dem Audi A4 Avant g-tron und dem Audi A5 Sportback g-tron in Verbindung mit dem Audi e-gas Systemangebot gezeigt, dass Audi nicht nur Fahrzeuge baut, sondern auch deren Integration in das Energiesystem weiterentwickelt.

Mit der e-tron Technologie verfolgt Audi einen ähnlichen ganzheitlichen Ansatz. Audi entwickelt nicht nur E-Fahrzeuge, sondern kümmert sich auch um die für den Kunden so wichtigen Lademöglichkeiten und die intelligente Einbindung in die Energienetze. So können z.B. Kunden mit Photovoltaikanlagen ihren Audi bevorzugt regenerativ aufladen.
Mit einer Batteriekapazität von 95 kWh können kurzfristig große Energiemengen gespeichert und somit die Frequenz im Stromnetz stabilisiert werden – beispielsweise in Zeiten in denen erneuerbare Energiequellen nur unregelmäßig Strom einspeisen.

Die effiziente und effektive Integration unserer tron Modelle in das zukünftige, erneuerbare Energiesystem ist – aus Audi-Sicht – entscheidend für den Erfolg von alternativen Antriebskonzepten. Damit sind unsere Kunden Teil und Treiber der Energiewende.



Abbildung 1: Das neue vollelektrische Antriebssystem von Audi

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Ladetechnik

Audi hat sich zum Ziel gesetzt, für den Kunden ein 360° Lade-Erlebnis zu schaffen. Dieses umfasst neben dem privaten Laden auch die Anbindung an die öffentliche Ladeinfrastruktur, insbesondere zur Sicherstellung des Schnellladens auf der Langstrecke.

Im privaten Umfeld wird in der Regel mit Wechselspannung geladen. Der Kunde lädt sein Fahrzeug beispielsweise zu Hause über seinen eigenen Stromanschluss über das universelle Ladekabel (ULK). Das ULK wird zukünftig in zwei Klassen angeboten – „Basis“ und „High“ und ist eine Weiterentwicklung aus den PHEV-Projekten mit erhöhter Ladeleistung. Es dient als Kommunikations- und Schutzeinrichtung zwischen Fahrzeug und Infrastruktur. Das Ladegerät für die Bereitstellung der Hochvolt-Gleichspannung für die Batterie ist im Fahrzeug verbaut. Dieses Onboard-Ladegerät mit der Nennleistung von 11 kW (optional zwei Onboard-Ladegeräte mit 22kW) übernimmt als erweiterte Funktion die Kommunikation mit der Infrastruktur zum intelligenten Energieaustausch (Abbildung 2).

Das öffentliche Laden unterteilt sich in zwei Anwendungsfälle. Einerseits das Laden entlang der Route und zum anderen das Laden am Zielort. Auch wenn die meisten Ladevorgänge zuhause oder am Arbeitsplatz stattfinden, ist die Verfügbarkeit einer Schnellladeinfrastruktur auf der Langstrecke ein „must have“ für den Kunden. Es steht der Wunsch im Vordergrund, während der Fahrt möglichst keine allzu großen Zeitverluste wegen langer Ladezeiten entstehen zu lassen. Das Fahrzeug wird daher Gleichstromladen an Schnellladestationen mit bis zu 150kW ermöglichen.
Aus diesem Grund hat sich Audi zusammen mit weiteren OEMs für die Gründung des Joint Ventures Ionity engagiert. Ionity baut entlang der europäischen Hauptverbindungsachsen innerhalb der nächsten zwei Jahre 400 Schnelladestationen auf. Das Projektziel für die Ladedauer der Batterie sind 30 Minuten für eine theoretische Reichweite von 400 km.

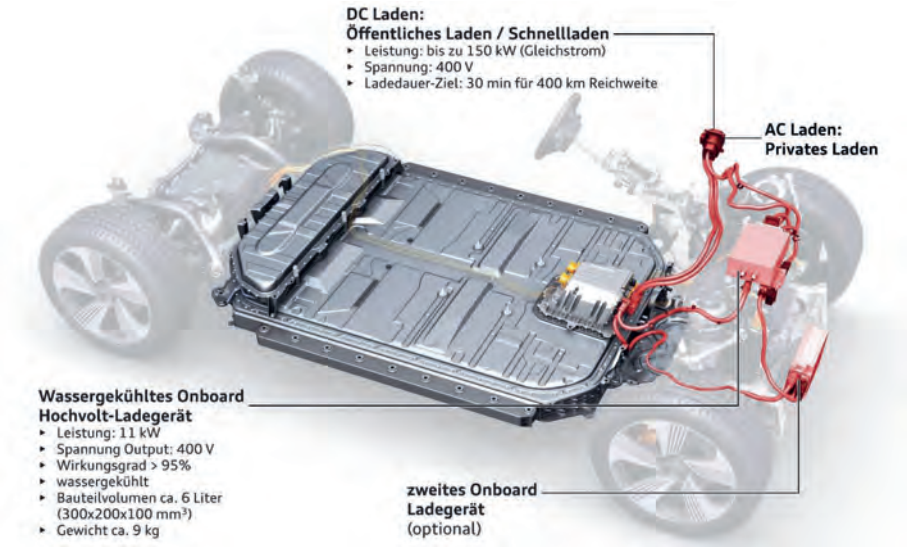


Abbildung 2: Ladetechnik für die HV-Batterie

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. HV-Batterie

3.1. Aufbau der HV-Batterie

Bei der Hochvoltbatterie (Abbildung 3) handelt es sich um eine Lithium-Ionen-Batterie bestehend aus:

- Gehäuse mit crashsicherem Strangpressprofil-Rahmen und außenliegender Kühlung
- 36 Zellmodule mit je zwölf 60 Ah pouch Zellen in einer 3s4p Verschaltung
- Vorbereitung für den Einsatz von prismatischen Zellen
- Schützbox mit Traktionsnetzverteilung
- 12 Zellmodulcontroller
- separates Mastersteuergerät.

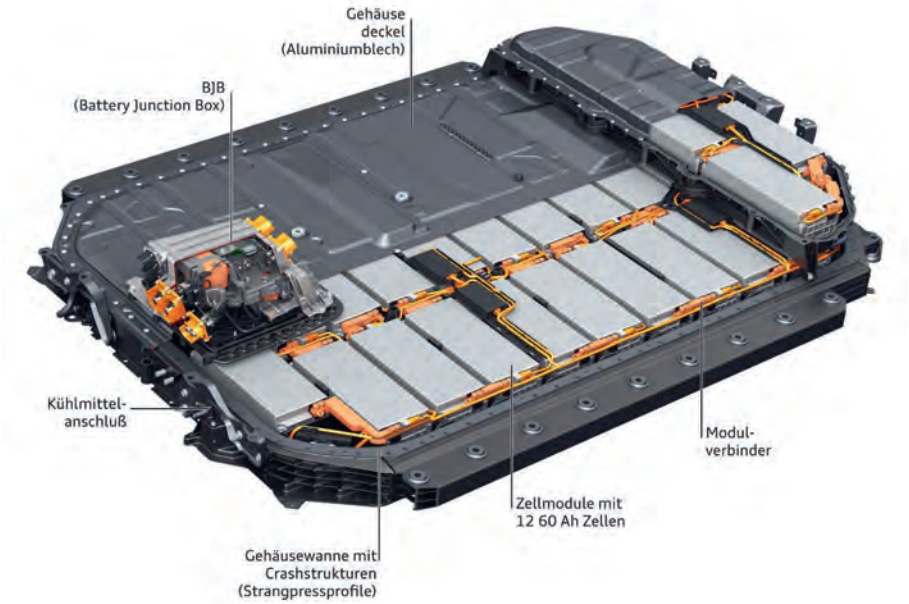


Abbildung 3: Schnittmodell der Hochvolt-Batterie

Aus der vierfachen Parallelschaltung (4p) von 108 Zellen in Reihe (108s) resultiert eine Gesamtkonfiguration von 108s4p mit einer Kapazität von 240 Ah und einem nominellen Energieinhalt von 95 kWh. Neben der Möglichkeit der Speicherung der Bremsenergie (Brems-Reku) und der Pufferung der Schubenergie (Schub-Reku) der elektrischen Maschinen versorgt die HV-Batterie mittels eines DCDC-Wandlers auch das gesamte 12 V Bordnetz.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.2. Auswahl der Zelltechnologie und technische Daten der HV-Batterie

Für die HV-Batterie wurden verschiedene Zelltechnologien bzgl. ihrer spezifischen Vor- und Nachteile im Gesamtsystem detailliert bewertet (Abb. 4). Bei der Auswahl der Zelltechnologie und geeigneter Lieferanten sind neben technischen Kriterien auch wirtschaftliche Aspekte zu berücksichtigen, da der Energiespeicher einen signifikanten Kostenbaustein für das Fahrzeug darstellt. Letztendlich kommen, auch im Sinne einer Mehrlieferantenstrategie, pouch Zellen und prismatische Zellen technisch gleichwertig zur Anwendung. Die speziell für den Einsatz in einem BEV entwickelten Zellen garantieren lange Lebensdauer in Verbindung mit den geforderten Grenzbetriebsbedingungen bei gleichzeitig hoher Energie- und Leistungsdichte. Die richtige Definition der Anforderungsmatrix ist am Ende essentiell für die kundenrelevanten Eigenschaften. Neben einer hohen Reproduzierbarkeit der Leistungsabgabe über einen breiten Temperatur- und Ladezustandsbereich konnte auch eine hohe kontinuierliche Stromaufnahmefähigkeit für Ladeleistungen bis zu 150 kW realisiert werden. Die technischen Daten der HV-Batterie sind in Abb. 5 zusammengefasst.

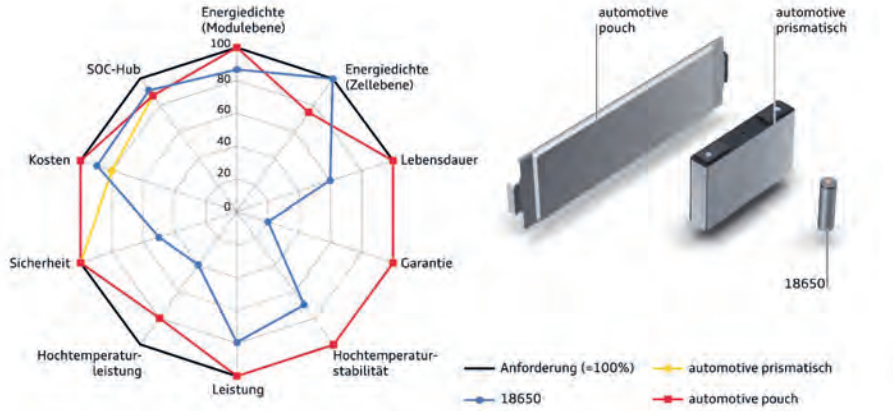


Abbildung 4: Auswahl der Zelltechnologie für die Hochvolt-Batterie

Technische Daten HV-Batterie	
Zelle	automotive 60 Ah Pouch-/prismatische Zelle
Zellmodule	36 x 12er (3s4p)
Topologie	108s4p
Energieinhalt	95 kWh Brutto
Leistung (use case abhängige Maximalleistung)	360 kW (25 °C, 18 s, 50% SOC)
Strom	bis zu 1100 A
Spannung	396 V
Betriebstemperatur	-28 °C bis 60 °C
Gewicht	699,4 kg
Volumen	439 l
Maße (L x B x H)	2283 x 1628 x 340 inkl BJB (285 Höhe 2. Floor) mm
Kühlsystem	Fluidkühlung
Schutzkasten	IP6k9k

Abbildung 5: Technische Daten der Hochvolt-Batterie

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.3. Sicherheitskonzept

Um die Batterie auch bei hoher Belastung oder tiefen Temperaturen in ihrem optimalen Wirkungsbereich von 25 bis 35 °C zu betreiben, wurde in der Batterie eine leistungsfähige Temperierung mittels fluiddurchströmter Strangpressprofile realisiert. Dadurch wird eine hohe Lade- und Fahrperformance bei kalten und heißen Außentemperaturen sichergestellt und dennoch eine übermäßige Beanspruchung der Zellen verhindert (Zellchemie).
Das außen am Batteriegehäuse verklebte Kühlsystem (Abbildung 6) bietet im Crash maximale Sicherheit gegen den Eintritt von Kühlmedium in den Batterieinnenraum mit den darin enthaltenen Lithium-Ionen-Zellen. Durch einen pastösen und gut wärmeleitenden Gapfiller wird für eine optimale thermische Anbindung der zu temperierenden Batteriezellen gesorgt. Die Verlegung sämtlicher Schnittstellen und kühlwasserführender Elemente in den Außenraum des Batteriegehäuses stellt nur eines von vielen Sicherheitskonzepten der Hochvoltbatterie dar.



Abbildung 6: Gesamtansicht der Hochvolt-Batterie mit außenliegender Kühlung (blau)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die Unterbringung der Zellmodule in den einzelnen Fächern der Fachwerkstruktur („Gefache“) sowie die robuste Auslegung der Seitenschweller als Strangpressprofile wird eine sehr hohe mechanische Festigkeit der HV-Batterie erreicht. Ein Unterfahrschutz, sowie eine Schützbox in Aluminium-Druckguss runden das Crashkonzept der HV-Batterie ab (Abbildung 7).
Flexible Modulverbinder sorgen für einen sicheren Toleranzausgleich an den Hochvoltverbindungen der einzelnen Zellmodule bei gleichzeitig extrem niedrigen Übergangswiderständen.



Abbildung 7: Gehäuse der Hochvolt-Batterie mit Crashstruktur (rot)

3.4. Fertigung der Hochvolt-Batterie

Der Zusammenbau des Batteriesystems erfolgt im Audi-Werk Brüssel. Das bewährte Setzteilkonzept ermöglicht ein modulares und skalierbares System, welches es erlaubt, für Folgeprojekte die gleichen oder leicht modifizierte Komponenten zu verwenden.
Die einfache und sichere Tauschbarkeit der Schützbox über eine berührgeschützte Direktsteckverbindung sowie der einfache Zugang zum Mastersteuergerät BMC als 12 V Steuergerät außerhalb der Batterie sorgen für wartungsfreundliche Reparaturkonzepte.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. E-Achsantriebe

4.1. Baukastenübersicht

Für das neue vollelektrische Antriebssystem von Audi wurde ein intelligenter Achsantriebsbaukasten mit hohem Gleichteile-Ansatz entwickelt. Es kommen achsparallele und koaxiale Elektroantriebe zum Einsatz. Bei den E-Maschinen handelt es sich um baugleiche Asynchronmaschinen, die sich lediglich in ihrer aktiven Länge unterscheiden. Auch die Leistungselektroniken sind als Gleichteile ausgelegt, die sich nur durch unterschiedliche Softwarestände unterscheiden. Ein Einheitsgetriebe an den Vorderachsen, diverse Gleichteile in den Getrieben der Hinterachsen und die Verwendung weiterer Gleichteile (Wälzlager, Dichtungen, Rotorlagegeber) runden den Baukasten ab (Abbildung 8).
Mit dem neuen vollelektrischen Antriebssystem bringt Audi die nächste Evolutionsstufe des quattro Antriebs auf den Markt – den quattro mit e-tron Technologie. Das schnelle Ansprechverhalten der E-Maschinen kann optimal für die Drehmomentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse genutzt werden. Innerhalb von wenigen Millisekunden kann das Fahrzeug auf wechselnde Reibwerte an den Reifen reagieren.

Der neu entwickelte E-Antriebsbaukasten besteht aus folgenden Antrieben:

- APA250: Achsantrieb, achsparallel, Asynchronmaschine, 250 Nm
- AKA320: Achsantrieb, koaxial, Asynchronmaschine, 320 Nm
- APA320: Achsantrieb, achsparallel, Asynchronmaschine, 320 Nm
- ATA250: Achsantrieb, twinkoaxial, Asynchronmaschine, 250 Nm (2x)

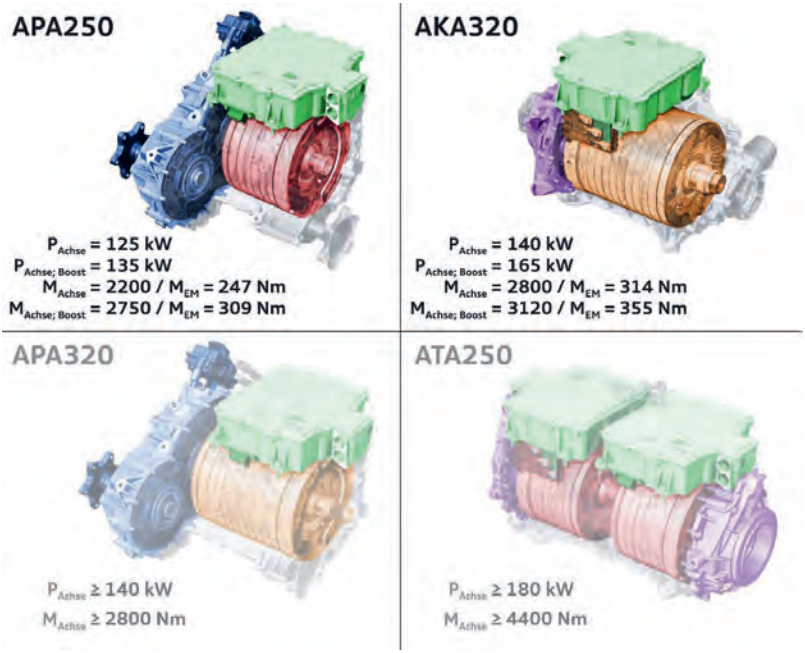


Abbildung 8: E-Antriebsbaukasten und Gleichteilekonzept

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Entwicklung der Antriebe wurden in der frühen Konzeptphase alle gängigen E-Maschinen Typen (ASM, PSM, FSM) in einer Vielzahl relevanter Kriterien den Fahrzeug-Anforderungen gegenübergestellt.

- ASM – Asynchronmaschine (Induktionsmaschine)
- PSM – Permanenterregte Synchronmaschine
- FSM – Fremderregte Synchronmaschine

Die Hauptvorteile für den Einsatz von Asynchronmaschinen sind:

- kein Einsatz von Seltenen Erden und damit kein Rohstoff-Risiko beim Rotor
- Die ASM hat keine Schleppverluste, wenn sie an einer Achse aufgrund der Betriebsstrategie „leer“ mitläuft
- Baukasten-Strategie mit gleichen E-Maschinen an Vorder- und Hinterachse
- Die Asynchronmaschine weist geringere Einzelkosten auf als PSM und FSM

Abbildung 9 zeigt eine Explosionsdarstellung des APA250-Antriebs. Auf die Hauptkomponenten Leistungselektronik, E-Maschine und Getriebe wird im Folgenden näher eingegangen.

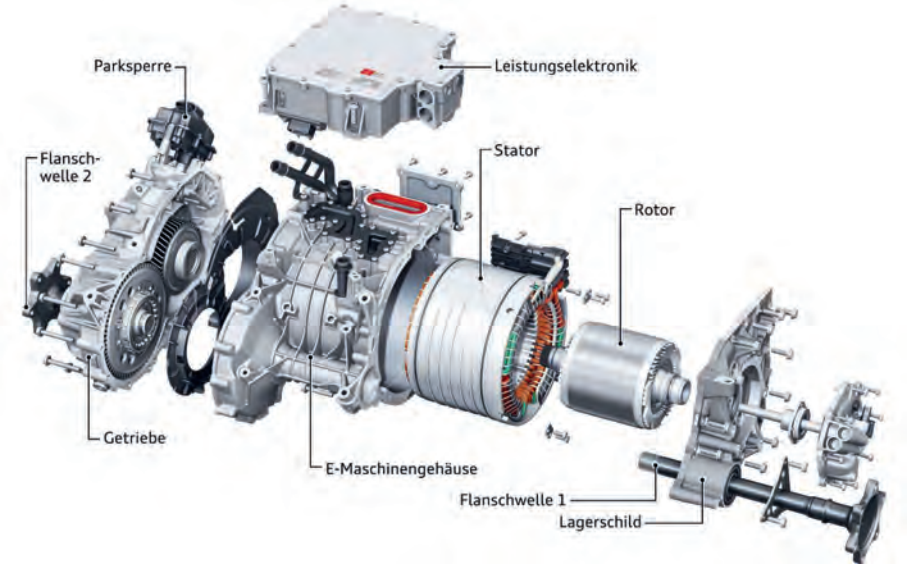


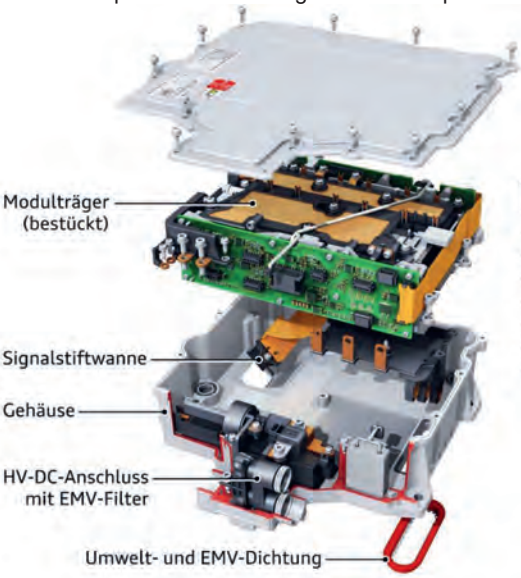
Abbildung 9: Explosionsdarstellung des APA250-Antriebs

Für die Produktion der elektrischen Achsantriebe wurden bei Audi Hungaria im ungarischen Györ in Abstimmung mit der Entwicklung neue Fertigungskonzepte umgesetzt. Neben neuartigen Wickel-Einziehzentren sowie einer flexibel aufgebauten Imprägnierlinie kommt erstmalig eine modulare E-Achsantriebsmontage zum Einsatz. Hierbei fahren die Achsantriebe individuell auf Fahrerlosen Transportsystemen (FTS) von Anlage zu Anlage sowie in den Logistikbereich, z.T. mit multiplem Anlagendurchlauf. Dadurch ist eine maximale Flexibilität in vielen Aspekten der Fertigung gewährleistet. Durch die hochentwickelte Algorithmus basierte Steuerung des Gesamtsystems leisten die neuen Produktionsanlagen der E-Achsantriebe einen wichtigen Beitrag zur Digitalisierung des Unternehmens.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2. Leistungselektronik

Der Drehstrom für die E-Maschinen wird von einer an der Maschine angebauten Leistungselektronik (LE) erzeugt. Die LE folgt dem intelligenten Integrationskonzept des Achsantriebs, wonach ein Komponentendesign für alle Achs-Architekturen verwendet werden kann. Gehäuse und bestückter Modulträger werden jeweils vollständig übernommen, lediglich der HV-DC-Anschluss wird je nach Package-Randbedingung entsprechend links oder rechts ausgefräst und elektrisch kontaktiert. Abbildung 10 zeigt die Leistungselektronik in einer Explosionsdarstellung der Kernkomponenten mit ihren wichtigsten Eckdaten.



Technische Daten	
Phaseneffektivstrom	530 A_{10s} / 260 A_{ac}
Volumen	5,5 l
Gewicht	8 kg
Spannung	150 - 460 V
Leistungsdichte	30 kW/l
Gehäuse	Aluminium
Prozessor	Infineon AURIX TriCore
Schutzklasse	IP6k9k, IP67

Abbildung 10: Aufbau der Leistungselektronik und technische Daten

Im Inneren der Leistungselektronik sind drei Silizium-Leistungsmodule der neuesten Generation zu einem klassischen B6-Pulswechselrichter verschaltet und in einem Modulträger eingelassen. In diesem Modulträger werden die Leistungsmodule beidseitig gekühlt und so eingefasst, dass die Gatetreiberleiterplatte direkt auf die Kontaktstifte der Leistungsmodule gesteckt und kontaktiert werden kann. Trotz der beidseitigen Kühlung und der kompakten Bodenfläche beträgt die Gesamthöhe der Komponente nur 82 mm. Abbildung 11 zeigt den inneren Aufbau des bestückten Modulträgers.

Die Controllerleiterplatte ist platzsparend auf der hinteren Seite des Modulträgers angebaut, die zugehörige Signalstiftwanne dagegen befindet sich im Gehäuseboden. Dieses Package wurde durch eine abgestimmte Hardware erreicht, die es ermöglicht, die Verbindung via Flachbandkabel auszuführen, ohne Abstriche bei Signalintegrität oder EMV.
Um den Phasenanschluss zur E-Maschine abzudichten, wurde eine neuartige dreilippige Umweltdichtung mit einem EMV-Kontaktring kombiniert. Der Kontaktring gleicht etwaige Toleranzen zur E-Maschine aus und stellt den Erhalt der Systemschirmung und Masseanbindung sicher.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch die Integration beider Anforderungen in einem Bauteil konnten Package, Aufwand und Komplexität minimiert werden.

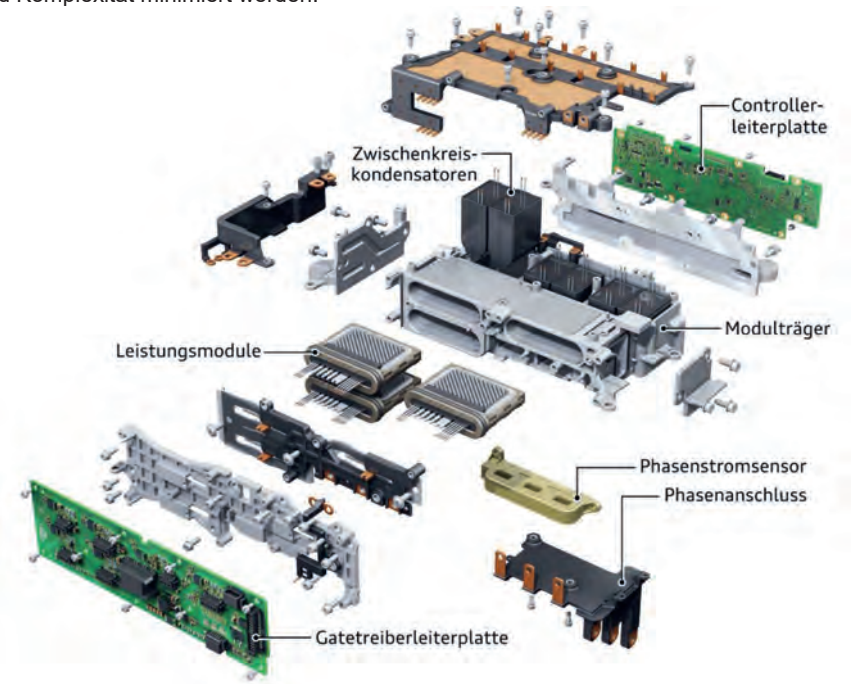


Abbildung 11: Innerer Aufbau des bestückten Modulträgers

Das modulare Design der LE ist auf die Industrialisierung von hohen Stückzahlen ausgelegt. Vom Leistungsmodul über den Modulträger bis hin zum LE-Modul entsteht ein Baukasten, mit dem mit geringen Anpassungen auch weitere Elektrifizierungsprojekte realisiert werden können. Die vollautomatisierte Fertigung der Leistungselektronik stellt überdies Aufbauqualität und Traceability auch bei hohen Stückzahlen sicher.

Erstmals bei Audi werden die auf der Controllerleiterplatte laufenden Regelfunktionen der E-Maschine vollständig inhouse entwickelt. Dies ermöglicht eine optimale Kompetenzbündelung von Komponentenauslegung, Funktionsentwicklung und Fahrzeugintegration.
Die Regelung erfolgt hochdynamisch – 10.000 mal pro Sekunde werden Sensordaten eingelesen und neue Stromwerte für die E-Maschine gestellt. Das Ergebnis ist eine optimale Leistungsausnutzung gerade in dynamischen Betriebspunkten.
Einige Fahrzeugfunktionen wie Schwingungsdämpfung und Schlupfregelfunktionen wurden direkt in die Leistungselektronik integriert. So können Eingriffe verzögerungsfrei ohne Bus-Kommunikation umgesetzt werden und – als Beispiel – das Beschleunigungsvermögen auf eisglatter Fahrbahn deutlich verbessert werden.
Die Vorteile dieser Auslegung sind direktere Anpassungsmöglichkeiten im Entwicklungsprozess sowie ein optimal auf das Fahrzeug abgestimmtes Fahrverhalten. Für die Regelung verfügt die Hardware zudem über eine ASIL-D-fähige, auf dem Phasenstrom basierende Drehmomentüberwachung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.3. E-Maschinen

In den E-Antrieben kommen Asynchronmaschinen mit verteilter Wicklung und Aluminium-Kurzschlussläufer zum Einsatz.
Die eingesetzten E-Maschinen haben je nach Anordnung und Anwendungsfall zwei verschiedene aktive Längen und angepasste Windungszahlen und erreichen eine Leistungsspreizung von 90 kW bis 140 kW.

4.3.1. Aufbau des Stators

Die Statoren der E-Maschinen bestehen aus Blechpaketen mit 48 Zähnen. Es kommen hochpermeable Elektrobleche zum Einsatz, die durch das innovative Paketierverfahren „GluLockHT“ miteinander verbunden werden. Die 0,35 mm dicken Einzellamellen werden dabei mittels eines speziellen Klebers direkt im Stanzwerkzeug zu einem Blechpaket gestapelt und verbunden.
Für die Wicklung werden Runddrähte in Einziehtechnologie in die Statornuten gezogen. Durch innovative Prozesse wird dabei ein vergleichsweise hoher Kupferfüllfaktor von über 47% bei sehr geringen Wickelkopfhöhen erreicht. Die kompakten Wickelköpfe schaffen einen Package-Vorteil und wirken sich positiv auf die Leistungsdichte der Motoren aus.
Für einen robusten Wicklungsaufbau kommen ein Kupferlackdraht mit verringerten Fehlstellen, hochisolierende Trennelemente und eine Tauchimprägnierung auf Epoxidharz-Basis zum Einsatz. Damit wird eine hohe Durchschlagsfestigkeit und Teilentladungsfestigkeit über die Lebensdauer gewährleistet (Abbildung 12). Das Gesamtsystem der E-Maschinen weist die Isolationsklasse H auf und ist auf entsprechende Betriebstemperaturen ausgelegt.

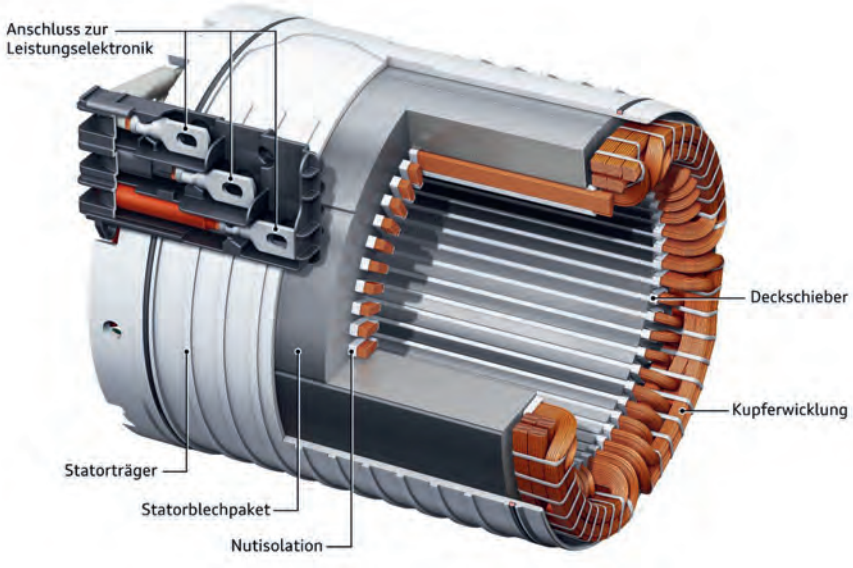


Abbildung 12: Aufbau des Stators mit geklebtem Blechpaket und verteilter Einzugswicklung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.3.2. Aufbau des Rotors

Die Rotoren der E-Maschinen nutzen das gleiche Elektroblech wie die Statoren. Sie bestehen aus stanzpaketierten Blechpaketen mit 58 Zähnen und einem Aluminium Druckguss Kurzschlusskäfig mit hoher Reinheit (99,7% für gute Leitfähigkeit) (Abbildung 13).
Die Kurzschlusskäfige verfügen über angegossene Lüfterschaufeln, die eine gute konvektive Entwärmung der Rotoren ermöglichen (auf das genaue Kühlkonzept wird später noch separat eingegangen).
Trotz der hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Rotoren von über 120 m/s und der geringen Festigkeit des Reinaluminiums konnte eine Ausführung der Kurzschlussringe ohne Armierung zur Aufnahme der hohen Fliehkräfte umgesetzt werden. Die max. Betriebstemperatur der Rotoren wird über ein Temperaturmodell auf 180 °C begrenzt.

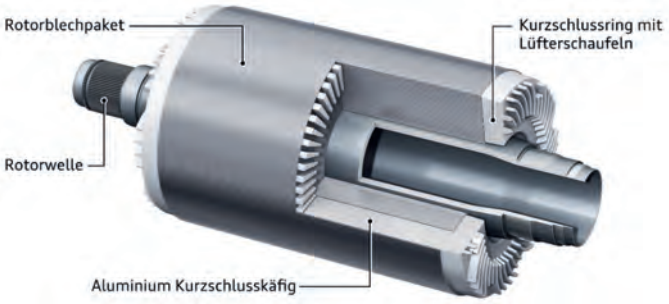


Abbildung 13: Aufbau des Rotors mit stanzpaketiertem Blechpaket, gegossenem Aluminium Kurzschlusskäfig und Lüfterschaufeln für optimale Entwärmung

4.3.3. Wirkprinzip der Asynchronmaschine

Der Strom in den Kupferwicklungen erzeugt einen drehenden magnetischen Fluss im Stator („Drehfeld“) der sich über den Rotor schließt. Der Rotor der Asynchronmaschine dreht sich etwas langsamer als das Drehfeld des Stators (asynchron) so dass ein Strom im Alu-Kurzschlusskäfig induziert wird. Das dadurch entstehende Magnetfeld im Rotor führt zu einer Umfangskraft und schließlich zur Drehung des Rotors (Abbildung 14).

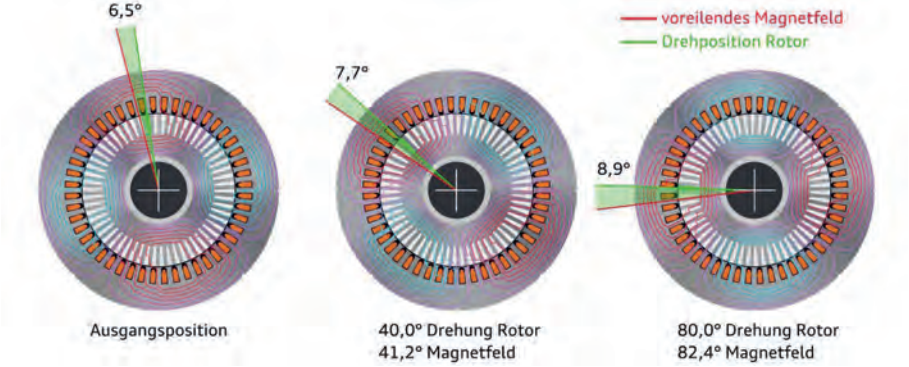


Abbildung 14: Erregerprinzip der Asynchronmaschine (schematisch)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.3.4. FEM-Simulation der ASM-Rotoren

Im Vergleich zu PSM-Rotoren, bei denen eine relativ einfache 2D Blechschnitt-Simulation eine genaue Festigkeitsaussage ermöglicht, ist bei den ASM-Rotoren aufgrund des Verbund-Gießverfahrens von Blechpaket und Reinaluminium die realitätsnahe Modellierung der Rotorbelastung erheblich aufwendiger.
Bei der Erstellung des Simulationsmodells mussten die folgenden Besonderheiten berücksichtigt werden:

- **Nichtlineares, anisotropes Steifigkeitsverhalten des Blechpakets:**
  In radialer Richtung verhält sich die Steifigkeit der Blechlamellen und damit auch die Steifigkeit des Blechpakets wie homogener Stahl.
  Aufgrund der Verklammerung der stanzpaketierten Blechlamellen und der vielen Luftspalte im µ-Bereich ergibt sich allerdings eine stark nichtlineare progressive Spannungs-Dehnungs-Kurve unter axialem Druck.
  Um dieses Verhalten zu simulieren, wurde ein neues, auf den Anwendungsfall zugeschnittenes Modellierungsverfahren entwickelt, welches jede einzelne Blechlamelle im Rotor separat abbildet und somit die sich in Summe ergebende axiale Steifigkeit des Blechpakets berücksichtigt.

- **Auswirkungen des Gießprozesses:**
  Da die Rotorkäfige der ASM-Rotoren in das Blechpaket eingegossen werden, ist es notwendig, den Fertigungsprozess mit allen Schritten zu simulieren, um den Eigenspannungszustand abzubilden. Folgende Schritte sind notwendig:
  1. Axiale Einspannung des Blechpakets im Gießwerkzeug.
  2. Vergießen mit Aluminium und Ermittlung der Temperatur des vergossenen Blechpakets kurz nach Erstarrung der Schmelze.
  3. Abkühlung des vergossenen Blechpakets in der Gießform, wobei der Aluminium-Kurzschlusskäfig das Blechpaket weiter axial zusammenspannt. Auch „verklammert“ sich das Aluminium beim Abkühlprozess in den Rotornuten zwischen den einzelnen Blechlamellen. Dies wurde durch ein speziell entwickeltes Kontaktgesetz im Modell berücksichtigt.
  4. Öffnen des Gießwerkzeugs und Wegnahme der Einspannung des Blechpakets. Der Aluminium-Kurzschlusskäfig steht dadurch noch stärker unter Zugspannung.
  5. Weitere Abkühlung des vergossenen Blechpakets bis auf Raumtemperatur.

  Im Ergebnis erhält man den fertig vergossenen Rotor (Blechpaket mit Kurzschlusskäfig) mit eingefrorenem Eigenspannungszustand (Abbildung 15-1).

- **Fügen des Querpressverbandes von Blechpaket und Welle:**
  Zur sicheren Übertragung des Drehmomentes zwischen Blechpaket und Rotorwelle muss der Verband mit entsprechender Überdeckung montiert werden (Abb. 15-2). Das notwendige Übermaß wird unter Berücksichtigung der maximalen transienten Delta-Temperaturen zwischen Blechpaket und Welle und den maximalen Fliehkräften ermittelt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit den folgenden Berechnungsschritten wurde im Auslegungsprozess eine virtuelle Produktabsicherung für den Motorbetrieb realisiert:

- **Temperaturbelastung:**
  Je nach Betriebszustand treten zusätzliche Spannungsbelastungen aufgrund der Temperaturverteilung im Rotor auf (Abbildung 15-3).

- **Virtuelle Schleuderprüfung:**
  Stufenweise Erhöhung der Drehzahl bei homogener Temperatur zur Beurteilung des Verformungs- und Dehnungsverhaltens sowie der Stabilitätsgrenze (Abbildung 15-4). Ergebnisse aus den Simulationen und dem „realen" Versuch zeigen eine gute Übereinstimmung.

- **Virtuelle zyklische Belastungstests über Temperatur- und Drehzahlzyklen:**
  Es hat sich gezeigt, dass die statischen Lasten aus Drehzahl und Temperatur den Rotor zwar belasten, jedoch die Änderung der Drehzahl und damit die zyklischen Fliehkräfte sowie die Temperaturänderungen schädigungsrelevant sind.

Abbildung 15 zeigt ausgewählte Prozessschritte der virtuellen Auslegung des ASM-Rotors. Dargestellt sind die Veränderungen der Spannungszustände im Rotor je Prozessschritt (Delta-Spannungszustände) mit jeweils normierter Farbskala.

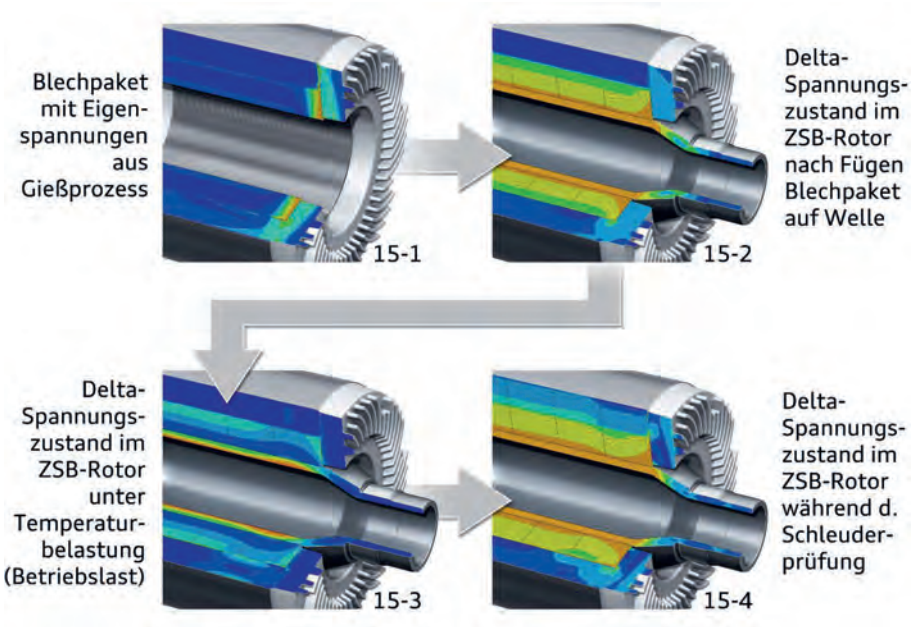


Abbildung 15: Ausgewählte Prozessschritte in der virtuellen Auslegung des Aluminium Kurzschlussläufers

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.3.5. Kühlung und Entwärmung der E-Achsantriebe

Für die Kühlung der E-Achsantriebe wird eine innovative Kombination aus Wasserkühlung und Konvektionskühlung eingesetzt. Grundsätzlich kann das Kühlkonzept in vier Bereiche unterteilt werden (Abbildung 16).

Kühlung der Leistungselektronik

Der Kühlmittel-Zustrom in die Antriebe erfolgt immer über die Leistungselektronik, da die Halbleiter die maximal zulässige Kühlwassertemperatur vorgeben.

Klassische E-Maschinen Kühlung am Umfang des Stators

Die wesentlich in der Kupferwicklung entstehende Wärme (ohmsche Verluste) wird durch das Isolationssystem und das Blechpaket über den Statorträger an den Kühlmantel abgeführt. Das Kühlmedium wird dabei durch umlaufende Kühlkanäle zwischen Statorträger und Gehäuse geführt.

Lagerschildkühlung (Getriebeölkühlung & Konvektionskühlung des Rotors)

Auch die Lagerschilder der E-Maschinen sind wassergekühlt, so dass die Temperatur der Rotorlager, aber auch die Wandtemperatur zum Aktivraum und zum Getriebe aktiv herabgesetzt wird. Zusätzlich verfügen die Lagerschilder über eine Kühlrippenstruktur im Bereich des Rotors ähnlich einer innenbelüfteten Bremsscheibe. Der durch die Rotor-Lüfterschaufeln generierte, gerichtete Luftstrom durch diese Kühlkörper erzeugt eine sehr effektive Wärmeableitung aus den Kurzschlussringen des Rotors sowie eine gute konvektive Kühlung der Statorwickelköpfe.

Rotorinnenkühlung

Da die Konvektionskühlung der Rotoren nicht ausreicht, um die hohen Dauerleistungsanforderungen der E-Maschinen zu erfüllen, kommt bei allen Antrieben zusätzlich eine Rotorinnenkühlung (RIK) zum Einsatz. Die RIK unterstützt die Konvektionskühlung, indem sie die im Rotor entstehende Wärme (ohmsche Verluste und Ummagnetisierungsverluste) über Wärmeleitung direkt ans Kühlwasser abgibt. Außerdem bewirkt die Rotorinnenkühlung eine Homogenisierung der Lagertemperaturen am Innen- und Außenring, so dass das Lagerspiel der Rotorlager enger gehalten werden kann. Dies hat Vorteile bzgl. Akustik und Lagerrobustheit.
Bei der Rotorinnenkühlung ist der Innenraum der Rotorwelle integraler Bestandteil des Kühlkreislaufs und muss komplett mit Kühlwasser geflutet werden. Die Herausforderung liegt dabei in der Zuführung und Abdichtung des Kühlmediums an der drehenden Rotorwelle (n_{max} = 15.000 1/min). Gelöst wird diese Aufgabe durch Einsatz von Gleitringdichtungen mit verschleißfreien Siliziumcarbid Dichtringen.

Mit dem vorgestellten Kühlkonzept verfügen die Antriebe über eine sehr effektive Entwärmung der Aktivteile, was direkt auf Performance, Reproduzierbarkeit, Dauerleistung und auf die Audi-typische Langlebigkeit einzahlt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

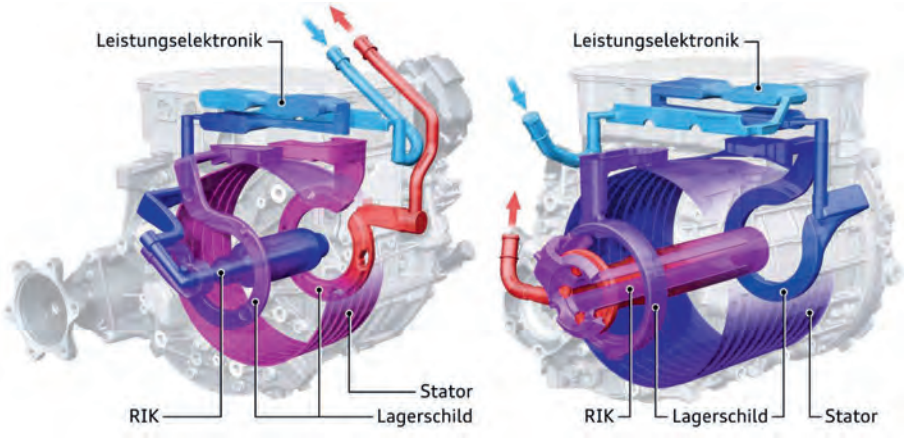


Abbildung 16: Kühlkonzept der E-Achsantriebe (APA250 links / AKA320 rechts) (Leistungselektronik-Kühlung, Stator-, Lagerschild- und Rotorinnenkühlung)

4.3.6. Technische Daten der E-Maschinen

In Abbildung 17 sind die technischen Daten der E-Maschinen nochmals zusammengefasst.

Technische Daten	
Technologie	Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer
Ausführung	Innenläufer
Statorverschaltung	Stern
Wicklungsart	Verteilte Wicklung
Polpaarzahl	2
Läuferform	Kurzschlussläufer Aluminium Druckguss
Isolierklasse	H
Bauraumdaten	
Ø Stator Außen / Innen	245 mm / 157,2 mm
Ø Rotor Außen / Innen	156 mm / ..
Luftspalt	0,6 mm
Aktive Länge (Varianenabhängig)	120 mm / 210 mm
Auslegungsdaten	
Auslegungsspannung	360 V
Strom (10 s / 60 s / Dauer)	530 A / 480 A / 240 A
Leistung Peak (Variantenabhängig)	90 kW / 125 kW / 140 kW
Leistung Dauer (Variantenabhängig)	40 kW / 60 kW
Drehmoment Peak (Variantenabhängig)	247 Nm / 314 Nm
Drehzahl	15.000 rpm

Abbildung 17: Technische Daten der E-Maschinen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Leistung und Drehmoment von E-Maschinen hängen stark von der Temperaturbelastung der Aktivteile ab und werden daher von einem guten Kühlsystem positiv beeinflusst. Im Folgenden (Abbildung 18 und 19) sind die Leistungs- und Drehmomentkurven für die drei gängigsten Auslegungspunkte dargestellt

- 10 s Boost-Leistung (kurzzeitig erlebbar)
- 60 s Peak-Leistung (mehrfach reproduzierbar)
- Dauerleistung (dauerhaft erlebbar)

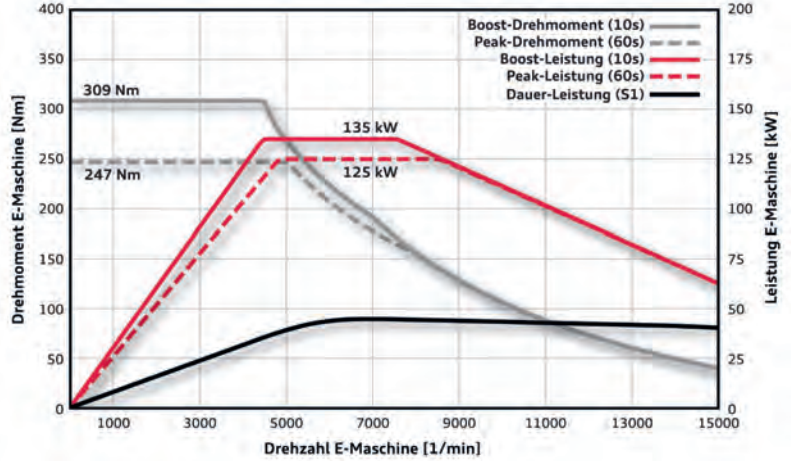


Abbildung 18: Leistungs- und Drehmomentkurven des APA250-Antriebs für Boost-, Peak- und Dauer-Performance

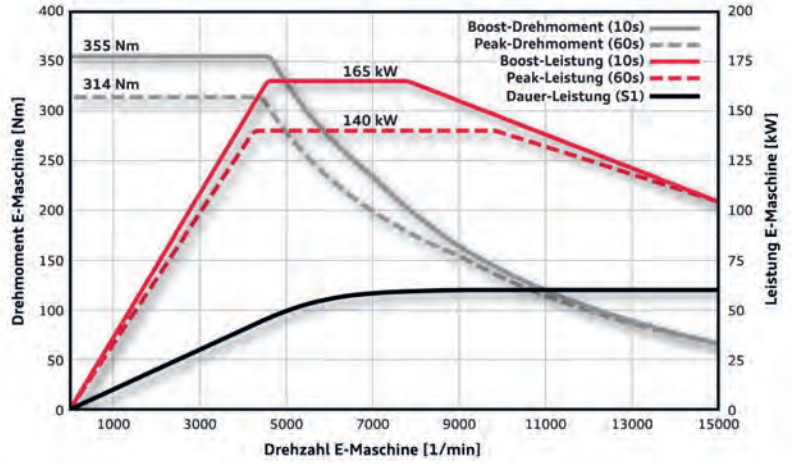


Abbildung 19: Leistungs- und Drehmomentkurven des AKA320-Antriebs für Boost-, Peak- und Dauer-Performance

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.4. Achsgetriebe

Das vollelektrische Antriebssystem von Audi verfügt über jeweils eine E-Maschine an Vorder- und Hinterachse, die jeweils über ein eigenes Achsgetriebe ihre Kraft auf die Straße bringen. Trotz unterschiedlicher konstruktiver Ausprägungen (achsparallel / koaxial) müssen beide Getriebe die gleichen Anforderungen erfüllen, welche durch das Fahrzeugkonzept vorgegeben sind.
Die moderne Elektromobilität verspricht alltagstaugliche Reichweiten und bietet gleichzeitig ein enormes Beschleunigungspotential in nahezu allen Drehzahlbereichen. In einem sehr kompakten Bauraum muss die Drehmomentwandlung (Untersetzung ca. 9:1) bei gutem Wirkungsgrad und einer guten Akustik sichergestellt werden. Das fehlende maskierende Geräusch eines Verbrennungsmotors zeigt sich als besondere Herausforderung.

Somit sind die Hauptanforderungen an die Achsgetriebe klar definiert:

- gute Akustik
- hoher Wirkungsgrad
- hohe Leistungsdichte
- geringes Gewicht

Das APA250-Getriebe (Abbildung 20) löst diesen Zielkonflikt mit einem zweistufigen Übersetzungskonzept in achsparalleler Anordnung. Der erste Übersetzungsschritt ist als Planetenstufe ausgeführt, in der drei Planeten und ein radial freigestelltes Hohlrad sowohl Drehmoment als auch Drehzahl wandeln. Die Sonne ist über eine Steckverzahnung formschlüssig mit der E-Maschinen Rotorwelle verbunden. Die E-Maschinenseite der Sonnenwelle ist über das Festlager der Rotorwelle gelagert und auf der gegenüberliegenden Seite über ein 4-Pkt. Lager axial geführt. Radial kann sich das Wellenende im Rahmen eines definierten Freiheitsgrades ausrichten und sorgt so für eine in allen Betriebssituationen optimale Ausrichtung zu den umliegenden Verzahnungen.

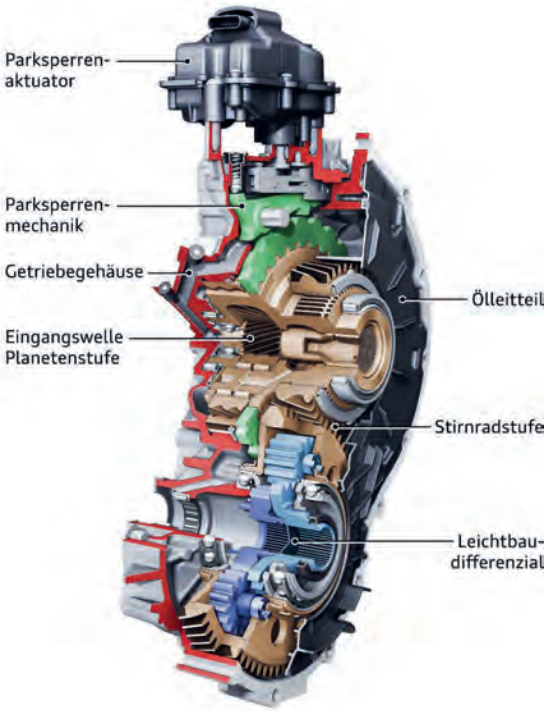
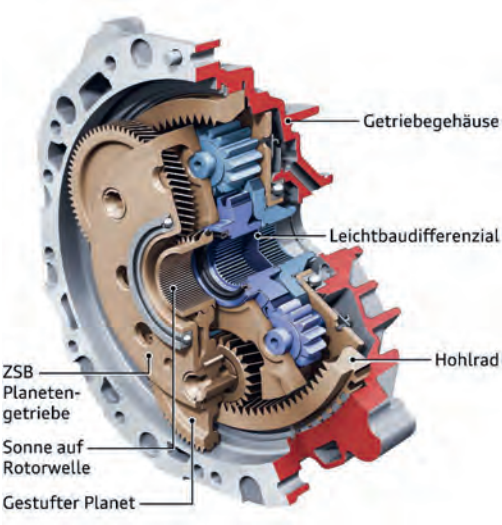


Abbildung 20: Achsgetriebe des APA250-Antriebs

Auf dem Planetenträger der ersten Stufe ist ein Stirnrad aufgepresst, welches mit der Außenverzahnung des Differenzialträgers kämmt und somit die Gesamtübersetzung von 9,2 darstellt. Beim Differenzial kommt ein neues Leichtbau-Planetendifferenzial zum Einsatz, welches das Achsmoment auf sehr geringem Bauraum über zwei gesteckte Flanschwellen auf die beiden Räder verteilt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Beölungskonzept bedient sich der Förderwirkung der Stirnradstufe und kommt auf diese Weise und in Kombination mit strömungsoptimierten Ölleitkonturen aus Kunststoff ohne zusätzliche Ölpumpe aus. Die Entwärmung der Getriebe erfolgt über Konvektion durch den Fahrtwind und über die wassergekühlten Lagerschilder der E-Maschine. Somit ist auch kein separater Ölkühler notwendig.



Beim AKA320-Antrieb wurde eine koaxiale Getriebebauform realisiert (Abbildung 21). Ein auf die Rotorwelle aufgepresstes Sonnenrad kämmt mit einem gestuften Doppelplaneten und sorgt in Verbindung mit einem im Gehäuse schwimmend gelagerten Hohlrad für eine Gesamtübersetzung von 9,08. Der Planetenträger ist ebenfalls mit einem Planetendifferenzial kombiniert. Hier wurde es möglich, durch eine geschickte Verschachtelung der Ausgleichsräder des Differenzials in die Zwischenräume der Doppelplaneten maximale Packagevorteile zu heben. Der Abtrieb zum Rad findet wieder durch zwei gesteckte Flanschwellen statt, welche aufgrund der koaxialen Anordnung auf der E-Motor zugewandten Seite durch die Rotorwelle hindurch gesteckt werden.

Abbildung 21: Achsgetriebe des AKA320-Antriebs

Die technischen Daten der Achsgetriebe sind in Abbildung 22 zusammengefasst.

	APA250 Achsgetriebe	AKA320 Achsgetriebe
Differenzial	Schaeffler Leichtbaudifferenzial	Schaeffler Leichtbaudifferenzial
Achsabstand	165 mm	0 mm
M_{max} Eingang	400 Nm	400 Nm
max. Eingangsdrehzahl	max. 18.000 U/min	max. 18.000 U/min
I_{gesamt}	9,20	9,08
Gangzahl:	1	1
Stufenzahl:	2	2
Kühlung	Passiv	Passiv
Ölvolumen:	1000 ml	630 ml

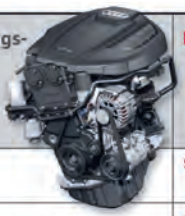
Abbildung 22: Technische Daten der Achsgetriebe

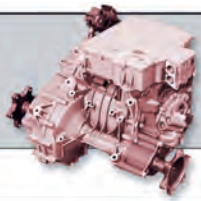
https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.5. E-Achsantriebe – Kühlung & Entwärmung

Eine effiziente Kühlung der E-Maschine spielt für die Erreichung einer hohen Leistungsdichte eine sehr wesentliche Rolle. Da Bauraum und Gewicht für eine Automobilanwendung aber ebenfalls entscheidend sind, sind bei der E-Traktion effektive, hochintegrierte Kühlkonzepte gefragt.

Hierbei unterscheiden sich die Anforderungen z.T. jedoch grundlegend von denen bei verbrennungsmotorischen Antrieben (siehe Abbildung 23). Zunächst ist der Einfluss der Kühlung auf die Dauerleistung der E-Maschine sehr stark. Die Wärmeübertragung ist dabei geprägt von vergleichsweise geringen Wärmeströmen, aber einer komplexen Kombination aus anisotroper Wärmeleitung, Kontaktwärmeübergängen sowie Luft- und Wasser-Konvektionszonen. Durch die hohen Rotationsgeschwindigkeiten des Rotors hat man beim Einsatz einer Rotorinnenkühlung zudem starke Auswirkungen auf die Kühlmitteldrücke (und Strömungsturbulenzen) in Abhängigkeit der Rotor-Drehzahl.





	Verbrennungsmotor	E-Maschine
Einfluss Kühlung auf Performance	moderat	sehr stark
max. Wärmestrom / Temperaturgrenze	~100 kW Aluminium-Zylinderkopf	~10 kW Stator-Isolationssystem / Rotor-Kurzschlusskäfig
Wärmeübertragung	Konvektion dominierend	komplexer Mechanismus aus Wärmeleitung, Wärmekontakten, Konvektion Luft / Wasser
Wärmeleitung	weitgehend isotrop	stark anisotrop (Bleche, Wicklungen)
Sieden	moderates Blasensieden	von untergeordneter Bedeutung
Kühlmitteldrücke	durch Pumpe und AGB bestimmt	ggf. hohe lokale Über- / Unterdrücke durch Rotor-Rotation
Turbulenz	weitgehend isotrop	anisotrop (rotierende Strömung)
Simulation	CFD oft ausreichend	CHT erforderlich

Abbildung 23: Anforderungen an die Kühlung/Entwärmung von Verbrennungsmotoren und E-Maschinen.

Mit Hilfe von zahlreichen komplexen Simulationen wurden für die E-Maschinen jeweils sehr effiziente Entwärmungskonzepte entwickelt. Dabei wurden in sogenannten „CHT"-Simulationen in einem gekoppelten Modell sowohl die Strömung von Kühlmedium und Luft als auch die gesamte Struktur der E-Maschine simuliert. Zunächst wurden unterschiedlichste Kühlkonzepte sowohl mit Wasser als auch mit Öl als Kühlmedium untersucht und anschließend das ausgewählte Konzept - eine Wasserkühlung mit Rotorinnenkühlung - konsequent optimiert.

Abbildung 24 zeigt die Temperaturen im APA250-Antrieb ohne und mit Rotorinnenkühlung. In beiden Fällen wird die E-Maschine über den zuvor beschriebenen Gehäuse-Wassermantel sowie durch die in die Lagerschilder eingebrachte Konvektionskühlung für den Rotor entwärmt (Luftzirkulation durch Lüfterschaufeln an den Rotorstirnseiten). Auf der Getriebeseite übernimmt die Lagerschild-Kühlung auch gleichzeitig die Kühlung des Getriebeöls.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die E-Maschine im rechten Bild ist zusätzlich noch mit einer Rotorinnenkühlung ausgestattet. Die Kühlmittelströmung in den Rotor erfolgt zunächst rotationsfrei über eine stehende Lanze, von der aus das Fluid dann rotierend durch die Welle bis zum Austritt strömt. Beim Vergleich der beiden Bilder erkennt man deutlich die sehr effektive Wirkung der Rotorinnenkühlung auf die Temperaturen der E-Maschine insbesondere im Rotor.

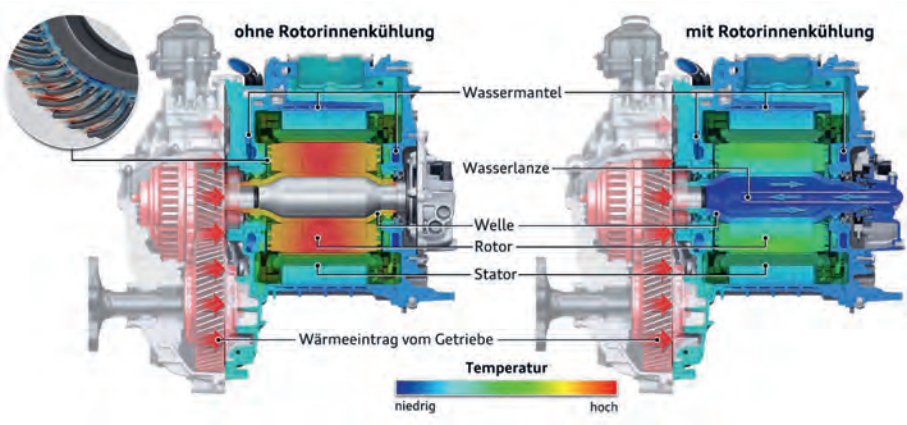


Abbildung 24: CHT-Simulationen des APA250-Antriebs ohne (links) und mit Rotorinnenkühlung (rechts).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Zusammenfassung

Im Folgenden werden die Highlights des neuen vollelektrischen Antriebssystems von Audi nochmal kurz stichpunktartig zusammengefasst.

Batteriesystem:

- Batteriesystem mit 95 kWh Energieinhalt
- Audi Eigenentwicklung und Eigenfertigung im Audi-Werk Brüssel
- HV-Batterie kompatibel für die Verwendung von pouch Zellen und prismatischen Zellen
- Sicherheitskonzept der HV-Batterie gekennzeichnet durch robuste Seitenschweller, innenliegende Fachwerkstruktur, Unterfahrschutz sowie eine außenliegende Kühlung

Energiemanagement und Laden:

- Hohe Lade- und Fahrperformance durch ein effektives Energiemanagement-Konzept
- Gleichstromladen an Schnellladestationen mit bis zu 150 kW Ladeleistung
- Ladedauer: 80% vollladen in 30 Minuten (Projektziel)

E-Antriebe:

- Neuer E-Achsantriebsbaukasten mit hohem Gleichteileansatz für E-Maschinen, Leistungselektroniken und Getriebe
- Audi Eigenentwicklung und Eigenfertigung bei Audi Hungaria in Györ
- Achsparallele und koaxiale Antriebe für ein optimales Fahrzeugpackage
- Asynchronmaschinen mit Einzugswicklung und Aluminium-Kurzschlussläufer in zwei Längenvarianten (Leistungsspreizung 90 kW – 140 kW)
- Kurzzeitige Zusatz-Boostleistung durch Überlastfähigkeit der Asynchronmaschinen
- Kompakte Achsgetriebe für hohe Leistungsdichte mit hohem Wirkungsgrad, geringem Gewicht und guter Akustik (Gesamtübersetzung ≈ 9:1)
- Ausgeklügeltes Kühlkonzept mit Rotorinnenkühlung für hohe Dauerleistung, gute Reproduzierbarkeit und Audi typische Langlebigkeit
- quattro mit e-tron Technologie als konsequente Weiterentwicklung des quattro Fahrerlebnis mit extrem niedrigen Responsezeiten
- Die Regelfunktionen der E-Maschinen (ebenfalls eine Audi-Eigenentwicklung) ermöglichen eine hochdynamische Antriebsregelung, insbesondere an der Schlupfgrenze

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Koji **OSHIMA ,** Shunya **KATO**
Toyota Motor Corporation

New Multi Stage Hybrid System for the LC500h with innovative drivability of the THSII

Neues Mehrstufen-Hybridsystem für den LC500h mit innovativen Fahreigenschaften des THSII

Abstract

The first Toyota Hybrid System (THS) was installed in the Prius introduced in 1997 as the world's first mass-produced hybrid passenger vehicle. The THS and its technologies have been improved and implemented in a number of vehicle types, and have been one of the best powertrain systems for fuel economy and emission performance. This paper describes the new THS which has been further improved its competitiveness to satisfy more stringent requirements.

Toyota launched the new hybrid luxury coupe LC500h in 2017 to help enhance the brand image and competitiveness for the new generation of Lexus. During the development of the LC500h, major improvements were made to the hybrid system by adopting the newly-developed Multi Stage Hybrid System, which combines a multi stage shift device with the transmission from the previous hybrid system to maximize the potential of the hybrid system. The new hybrid system was designed with a V-6 3.5-liter petrol naturally aspirated engine and optimally designed electrical components. With the specifications and its characteristics, the new system achieved the starting acceleration performance exceeding the previous hybrid system with a 5.0-liter petrol naturally aspirated engine and direct acceleration feeling while meeting the most stringent emission standard of Euro 6 in Europe, SULEV30 in US and J-SULEV in Japan as a full-size vehicle.

Kurzfassung

Die erste Generation vom Toyota Hybrid System (THS) feierte 1997 seine Premiere im Prius und stellte damit die weltweit erste Serienanwendung eines Hybrid-PkWs dar.
Die THS Technologie wurde ständig weiterentwickelt und in verschiedenen Fahrzeugtypen angeboten, wobei immer eine Position unter den Spitzenplätzen in Bezug auf Verbrauch und Emissionen erzielt wurde. Der Vortrag beschreibt die neueste Entwicklungsstufe der THS Technologie.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit dem LC500h hat Lexus 2017 ein Flaggschiff-Luxuscoupé eingeführt, das eindrucksvoll das Markenimage und die Wettbewerbsfähigkeit unterstützt. Bei der Entwicklung des LC500h wurde das Potenzial Hybridsystem durch die Hinzufügung eines Multi Stage Schaltmechanismus zum bestehenden Hybridgetriebe im neu entwickelten Multi Stage Hybrid System erweitert.Das neue Multi Stage Hybrid System kombiniert einen 3.5-Liter V6 Saugmotor mit optimierten elektrischen Komponenten und verfügt über ein neu entwickeltes Getriebe mit mehrstufiger Untersetzung. Dieses Gesamtpaket bietet eine direkte und gleichmässige Beschleunigung, die die der vorherigen Variante mit 5-Liter V8 Benzinmotor übertrifft, und erfüllt die strengsten Abgasnormen Euro 6 in Europa, SULEV30 in USA und J-SULEV in Japan.

1. Introduction

To cope with the energy and environmental issues, it has been much more important to realize a sustainable society. Toyota Motor Corporation, in October 2015, published “Toyota Environmental Challenge 2050“, which consisted of six challenges (Figure 1). One of the challenges is “New Vehicle Zero CO_2 Emissions Challenge“, whose target is to reduce vehicle CO_2 emissions by 90% in comparison with 2010 levels by 2050 (Figure 2).



Figure 1: Six challenges of Toyota Environmental Challenge 2050

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

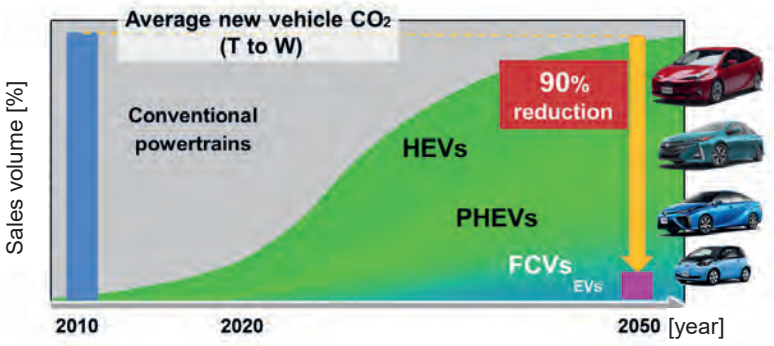


Figure 2: Toyota strategy of next generation vehicles

Toyota introduced the THS and launched the Prius in 1997 as the world's first mass-produced hybrid passenger vehicle [1]. The THS comprises an engine, an electrically-controlled continuously variable transmission (ECVT) that incorporates a power split device and two motor/generators (MG), and a high-voltage battery that supplies power to the MG via a power control unit (PCU). The characteristics of this system include smooth and quiet drivability, and remarkable environmental performance including both fuel economy and emissions. The hybrid system has been developed for decades, and was implemented into the next generation of the hybrid system THS II in 2003 [2], the THS II for all-wheel-drive vehicles in 2005 [3], the Lexus Hybrid Drive (LHD) for flagship vehicles in 2006 [4], and the THS II with the Toyota New Global Architecture (TNGA) concept for the fourth-generation Prius in 2015 [5][6] (Figure 3). Toyota has been continuing to develop the hybrid vehicles and its technologies as part of measures to help conserve the global environment from vehicle emissions and reduce consumption of fossil fuel energy sources to accomplish the environmental challenge.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

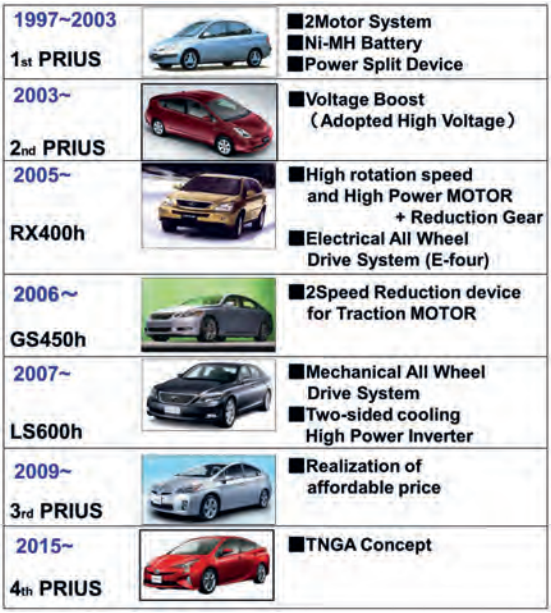


Figure 3: Toyota Hybrid Vehicles

As part of the environmental challenge, for next generation of flagship hybrid vehicles with the TNGA concept, the new Lexus LC500h hybrid luxury coupe was launched in 2017. One role of the hybrid system in this vehicle is to contribute to the brand image and competitiveness of Lexus by enhancing the characteristics of the vehicle. Since the hybrid system was required to improve not only the environmental performance but also the power performance and drivability, the newly-developed Multi Stage Hybrid System was featured in the LC500h.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2. Multi Stage Hybrid System

2.1 System structure and configuration

Multi Stage Hybrid System adds a multi stage shift device to the transmission from the previous hybrid system to maximize the potential of the hybrid system. The structure of the system is shown in Figure 4 and Figure 5.

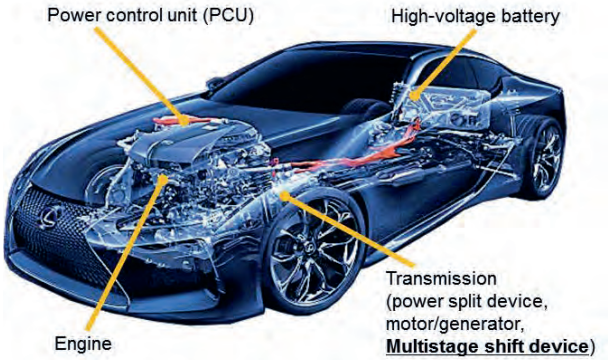


Figure 4: Structure of hybrid system in the LC500h

Figure 5 shows the detail configuration of the new hybrid system. A multi stage shift device was installed between the output shaft of the transmission and the power split device in order to keep using high performance driving point of the power split device and the motor/generators by shifting.

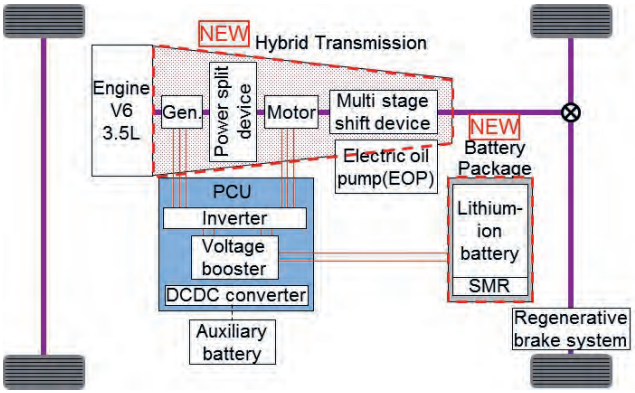


Figure 5: Configuration of Multi Stage Hybrid System

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.2 Engine

The new V6 engine 8GR-FXS was developed based on the previous V6 engine 2GR-FXS. The specification of the engine is shown in Table 1. The maximum engine speed was increased from 6000 rpm to 6600 rpm by weight-saving of valve-train parts and rotating parts, leading to the maximum power increase up to 220 kW from 214 kW. In perspective of the efficiency and emission performance, exhaust gas recirculation (EGR) system, cylinder head with integrated exhaust manifold, tandem catalytic converters, and dual air-by-fuel sensor system were newly developed. As a result, the fuel economy was increased by 3 % by the engine itself, and the emission performance satisfied Euro 6 in Europe, LEV 3/SULEV 30 in the United States, and J-SULEV in Japan.

Table 1: Engine specification



Engine	8GR-FXS
Engine type	60° V6 DOHC
Displacement [cc]	3456
Fuel injection	D-4S
Bore × Stroke [mm]	94×83
Compression ratio [-]	13
Max. output [kW/rpm]	220/6600
Max. torque [Nm/rpm]	356/5100

2.3 Traction Motor

The new traction motor was developed by aiming for reducing size and cost while increasing performance with TNGA technologies. The specification of the motor is shown in Table 2. The new technologies of segment coil type distributed wiring for the stator, optimizing location and number of magnets in the rotor core, and thinner magnetic steel sheet were applied, improving the coil density and torque density of the traction motor (Figure 6). The weight and volume of the motor were reduced by 14 % and 21 % respectively compared with the previous hybrid system with V8 engine. The electric loss such as copper loss and steel loss was also reduced by 20 % in total from the previous system. In addition, the new motor design improved torque ripples which made regenerative brake torque larger to balance quietness and efficiency as a flagship premium vehicle model.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Table 2: Specification of the new traction motor

	New	Previous
Max. power [kW]	131.9	165
Max. torque [Nm]	300	300
Max. revolution [rpm]	10300	14400
Weight improvement [%]	14	-
Volume improvement [%]	21	-

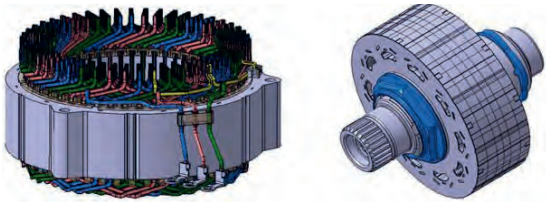


Figure 6: Stator and rotor of the new traction motor

2.4 High-voltage hybrid battery package

The hybrid battery package development aimed to help improve fuel economy, reduce size and weight, ensure stability and controllability of the vehicles, and maximize the capacity of the luggage space. The specification of the battery package is shown in Table 3. Lithium-ion batteries were applied to achieve a compact, lightweight, and high-performance battery package.

Table 3: Specification of the high-voltage hybrid battery package

Battery type	Lithium-ion
Number of cells[cells]	42+42
Rated voltage[V]	310.8
Capacity[Ah]	3.6
Total energy[kWh]	1.1
Battery package weight[kg]	45

2.4.1 Size and weight reduction of battery package

The optimized design and location of each internal component reduced the size and weight of the battery package. The new battery package was designed with two battery stacks, sets of battery cells, consisting of 42 battery cells for each. These stacks were assembled on two levels, enclosed by the newly-designed aluminum frame structure to reduce the size and weight, while simultaneously protecting the stacks in the event of a collision. The battery cooling blower was also newly developed to boost power and create a flattened design whose thickness was reduced from 125 mm to 60 mm. In addition, the layout of the internal

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

modules such as a junction box, system main relay (SMR), and so on was optimized within the space created by the torso angle of a partition panel of rear seats. Furthermore, the system control unit featured the new satellite structure. The battery ECU and satellite battery module (SBM) were optimally laid out in an extra space to minimize the battery package size. As a result, the weight of the package was reduced from 79 kg to 45 kg (-34 kg), and the volume was reduced from 73 L to 58 L (-15 L) compared with the previous hybrid battery package with nickel-metal hydride batteries (Figure 7 & 8).

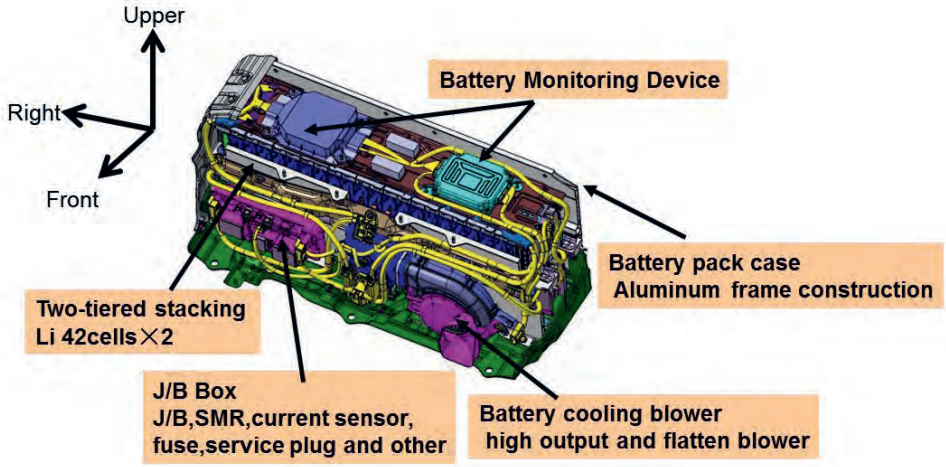


Figure 7: Battery components

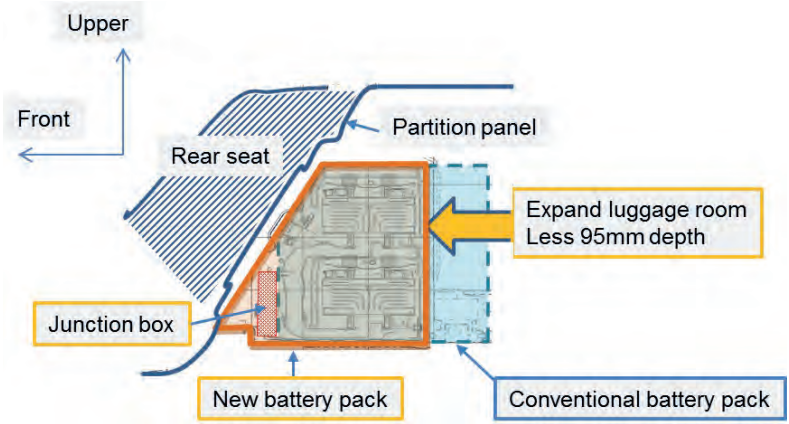


Figure 8: Downsizing and mounting of the battery package

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

This newly-developed hybrid battery package also contributed to vehicle characteristics. Even though the battery package was installed in the same position in the luggage compartment behind the rear seats as the previous hybrid flagship vehicle, the new battery package could be located in a longitudinal position 95 mm in front due to the refinements described above. Consolidating heavier components like the battery package closer to the vehicle center of gravity helped to enhance stability and controllability of the vehicle. In addition, this relocation of the battery package expanded the amount of available luggage compartment space (Figure 8).

2.4.2 Cooling system of the battery package

The cooling airflow paths were optimized to ensure the required battery cooling performance to reduce battery input and output restrictions caused by higher battery temperatures while reducing occupant compartment noise. The battery package was designed to be cooled by the blower, which drew air from inside the occupant compartment into inlet bezels under the rear seats and directed the air through cooling intake ducts to the center and lower part of the hybrid battery package. This air was directed between the battery cells upward from the bottom. After cooling the battery cells, this air was finally dispersed within the luggage compartment trim (Figure 9).

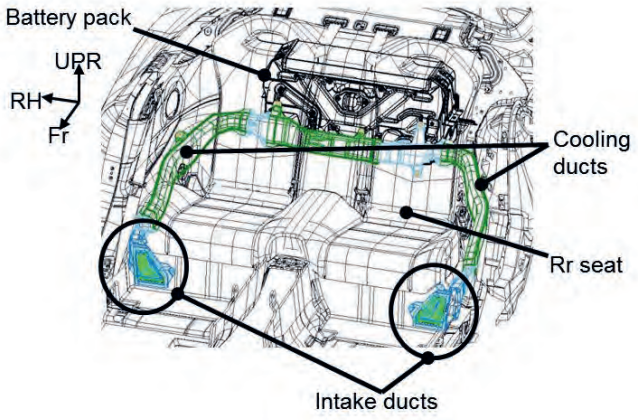


Figure 9: Battery cooling system

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.5 Transmission

The transmission has the important role converting input power to output power. For the Multi Stage Hybrid System, the transmission was modified by adding a multi stage shift device to the previous hybrid system. The cross section of the new transmission is shown in Figure 10. The hydraulically controlled multi stage shift device was installed between the power split device and the output shaft. The effects of the reduction and overdrive by the shift device were applied to the output of the power split device, thereby improving both the power performance and theoretical efficiency of the hybrid system.

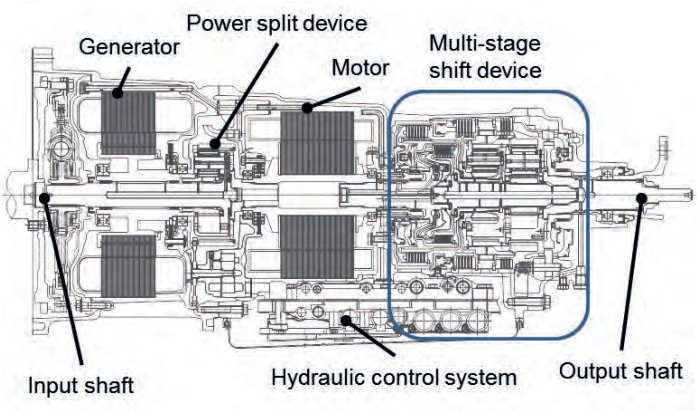


Figure 10: Cross section of new transmission

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The reduction effect of the shift device increases the torque transmitted to the output shaft. While the previous hybrid system uses a two-stage motor speed reduction device attached to the motor, which increases only motor torque as shown in Equation 1, the new hybrid system in the LC500h increases both motor and engine torque using multi stage shift device as shown in Equation 2. The amount of engine torque transmitted to the output shaft in the new system is up to 3.5 times larger than in the previous hybrid system as shown in Figure 11.

$$T_o = \gamma T_e + T_m \times Gr_m \quad (1)$$

$$T_o = (\gamma T_e + T_m) \times Gr_o \quad (2)$$

Where,

$T_o = Output\ torque$
$T_e = Engine\ torque$
$T_m = Motor\ torque$
$Gr_m = two - stage\ motor\ speed\ reduction\ device\ gear\ ratio$
$Gr_o = Multi\ stage\ shift\ device\ gear\ ratio$
$\gamma = Coefficient\ of\ power\ split\ device\ gear\ ratio$

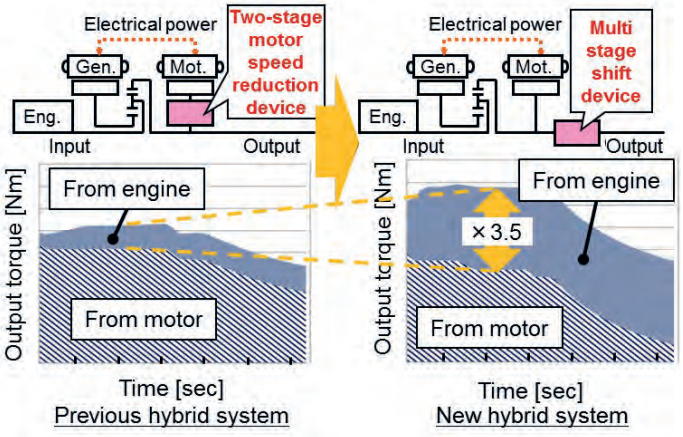


Figure 11: Improvement of output torque

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The reduction and overdrive effects create a choice of driving points of the power split device. Figure 12 shows the theoretical efficiency of the previous and new hybrid systems, and frequency of highway drives and city drives. Theoretical efficiency here is efficiency of the transmission calculated with a certain power conversion loss between mechanical and electrical power in motor/generators. While the previous hybrid system has a single efficiency curve, the new hybrid system has multiple efficiency curves. Although the mechanical loss increases because of complexity of the transmission, the overall efficiency of the transmission is improved by the optimally designed number of stages and selection of an optimum stage of the multi stage shift device over a wide input to output speed ratio range. The new hybrid system thus achieved the higher efficiency for both highway drives and city drives.

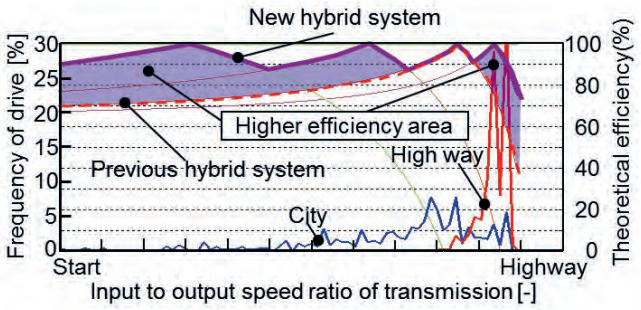


Figure 12: Improvement of theoretical efficiency of transmission

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.6 Hybrid system control configuration

The hybrid system ECU & control configuration is shown in Figure 13. The arrangement of the ECUs is basically the same as that of the 4th generation Prius except the battery ECU which is separated from a main ECU and integrated into a battery package as a satellite battery module (SBM) to enable a more compact packaging as explained in section 2.4.1. The hybrid system controller, hybrid driving controller and shift device controller to control the transmission were modified greatly in line with the modifications to the transmission.

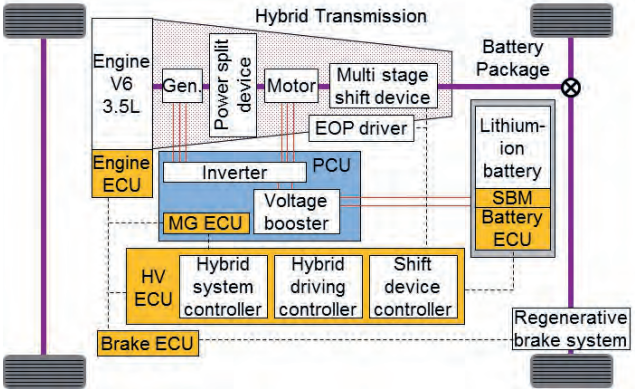


Figure 13: Hybrid system ECU & control configuration

2.7 Performance

Based on the specifications and configuration of the new hybrid system, the high performance was achieved as shown in Figure 14. The 0-100 km/h acceleration time was improved to 5.0 seconds, 20 % faster than existing Lexus hybrid vehicles. The LC500h also achieved a CO2 emission of 149 g/km in NEDC while satisfying Euro 6 emissions requirements.

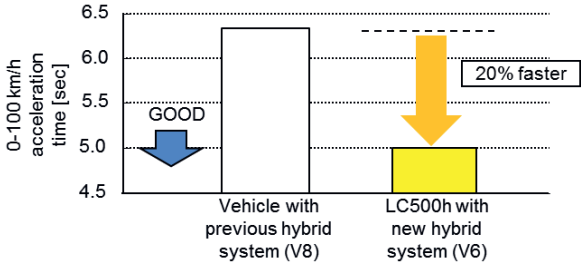


Figure 14: Acceleration performance of the LC500h

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Development of dynamic drivability for the LC500h

Ahead of the next generation of Lexus vehicles, the drivability of the LC500h was developed to achieve fun-to-drive performance by eliminating the rubber band effect, i.e. the phenomena in which the engine speed increases before the vehicle speed increases or before the driver feels acceleration.

3.1 Expansion of engine operating range

One of the main benefits applying the Multi Stage Hybrid System is the expansion of the engine operating range based on the vehicle speed. The engine speed of the THS or LHD is limited by the limitation of the generator speed and the limitation of the pinion gear speed of the planetary gear in the power split device shown in Equation 3 and 4.

$$\omega_{emax} = min\left(a\omega_{glim} + b\omega_m,\ c\omega_{pinlim} + d\omega_m\right) \quad (3)$$

$$\omega_{emin} = max\left(a\omega_{glim} + b\omega_m,\ c\omega_{pinlim} + d\omega_m\right) \quad (4)$$

Where,

ω_{emax}: $Maximum\ engine\ speed$
ω_{emin}: $Minimum\ engine\ speed$
ω_{glim}: $Upper\ or\ lower\ limitation\ of\ generator\ speed$
ω_{pinlim}: $Upper\ or\ lower\ limitaion\ of\ pinion\ gear\ speed$
ω_m: $Motor\ speed$
a, b, c, d: $Coefficients\ of\ power\ split\ device\ gear\ ratio$

By using the reduction and overdrive effects of the multi stage shift device to the power split device, it is possible to expand the limitation of the engine speed with respect to the vehicle speed. When using a low gear of the shift device, in low vehicle speed range, the motor speed is higher than that of the previous hybrid system by the reduction effect. This reduction effect makes the maximum engine speed higher in the low vehicle speed. In contrast, when using a high gear, in the high speed range, the overdrive effect makes the minimum engine speed lower than that of the previous hybrid system. Therefore, in the new hybrid system, it became possible to adopt a wide gear ratio range between the input and output of the transmission so that the maximum engine speed could be obtained at 60 km/h, instead of at 120 km/h in the case of the previous hybrid system as shown in Figure 15. This wide range allowed the improvement of drivability.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

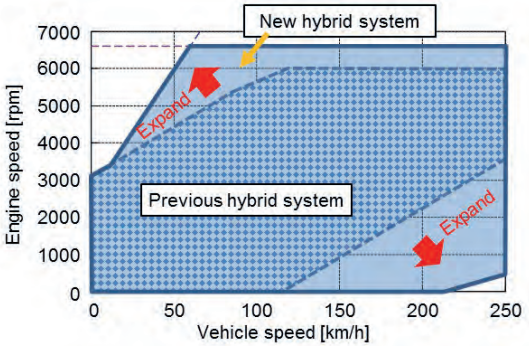


Figure 15: Expansion of engine operating range

3.2 Configuration calculating engine speed

The configuration calculating engine speed in the new hybrid system is shown in Figure 16. Three driving modes calculating the engine speed in this engine operating range were designed: the simulating ten-speed transmission control mode, the conventional ECVT mode, and EV mode enhanced up to 140 km/h. These are automatically selected by driver inputs and the vehicle status to achieve an acceleration feeling that matches the driver's intention and to satisfy environmental performance requirements as well as to maintain the smooth and quiet drivability of the previous hybrid system.

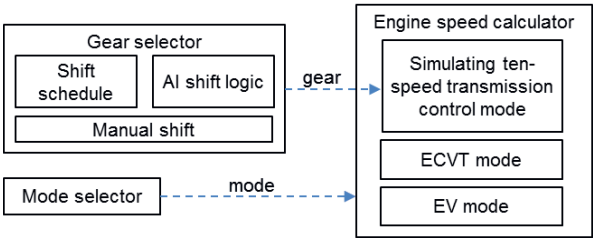


Figure 16: Configuration calculating engine speeds

3.3 Simulating 10-speed transmission control mode

Because increases in engine speed before the vehicle speed increases or before the driver feels acceleration are a cause of the rubber band effect, this development focused on stabilizing the engine speed when the vehicle accelerates. The engine speed for acceleration is expressed by Equation 5. The engine speed for the acceleration depends on the vehicle speed and the accelerator pedal position.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

$$N_e = k_v V + k_{app} APP + \varepsilon \quad (5)$$

Where,

$$N_e = Engine\ speeed\ for\ acceleration$$
$$V = Vehicle\ speed$$
$$APP = Accelerator\ pedal\ position$$
$$k_v = Dependency\ coefficient\ for\ vehicle\ speed$$
$$k_{app} = Dependency\ coefficient\ for\ accelerator\ pedal\ position$$
$$\varepsilon = Other\ factors\ with\ low\ dependency$$

Increasing the dependency of the vehicle speed relative to that of accelerator pedal positon could reduce the rubber band effect. Followed by this characteristic of the dependencies, the engine speed of vehicle accelerations was designed to mainly depend on the vehicle speed and slightly depend on the accelerator pedal position. Ten engine speed profiles which made it possible to adopt a new simulating ten-speed transmission control mode were stabilized based on the relationship of these dependencies as shown in Figure 17. In the figure, the dot lines show the profiles depending only on the vehicle speed, and the solid lines show the profile depending on both the vehicle speed and accelerator pedal position. The dependency on the accelerator pedal position was designed optimally for each engine profile to enable the vehicle to accelerate smoothly and continuously on each shift in the simulating ten-speed transmission control mode, which would be described in the section 3.4.

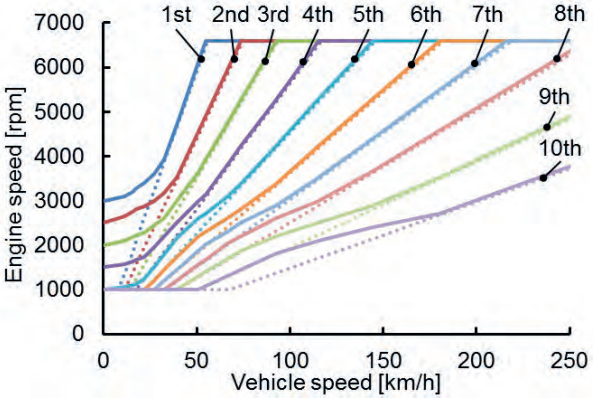


Figure 17: Engine speed dependency on vehicle speed and accelerator pedal position

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Figure 18 shows the wide-open-throttle acceleration with the simulating ten-speed transmission control mode. This control mode and the shifts provide good cadences for the vehicle acceleration by maintaining a consistent engine speed dependency despite gears or vehicle speed. The gear changes in this control mode are held by a shift schedule determined by the vehicle speed and the accelerator pedal position, by the AI shift logic in accordance with the driving situation as well as driving styles, or by the driver's preferences like choosing the manual shift mode as described in Figure 16 which has been adopted for the first time in the Lexus hybrid vehicles.

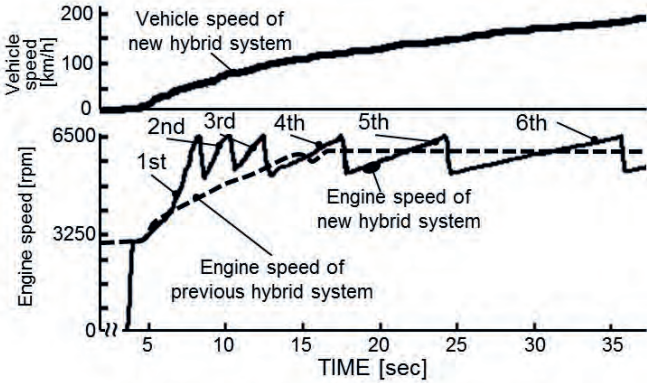


Figure 18: Cadenced wide-open-throttle acceleration by simulating ten speed transmission control mode

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.4 Simulating characteristics of torque converters

Using the degree of freedom of the ECVT, the control simulating torque converters of conventional automatic transmissions was developed. The difference between the dot lines and solid lines in Figure 17 represents simulated slippage of hydraulic torque converters. Basically, hydraulic torque converters used in conventional automatic transmissions have one characteristic and cannot change this characteristic in the torque capacity which is fixed by the hardware design and is settled based on vehicle characteristics. For example, a small torque capacity is chosen for vehicles which have a relatively small-torque engine and need large torque multiplication, and a large torque capacity is chosen for vehicles which have a relatively large-torque engine and to limit slippage for fuel economy. However, supposing that the torque capacity can change for vehicle driving situations, it is better to have a small torque capacity when the vehicles start driving or when the vehicles climb uphill in low gear range, and have a large torque capacity for highway driving in high gear range. This new control simulating torque converters let the system change these characteristics based on the vehicle driving situations. Figure 19 shows torque capacities for ten-speed transmission mode. The torque capacity increases as the gear gets high, and balance ensuring the driving force in low gears and increasing efficiency and direct feeling in high gears.

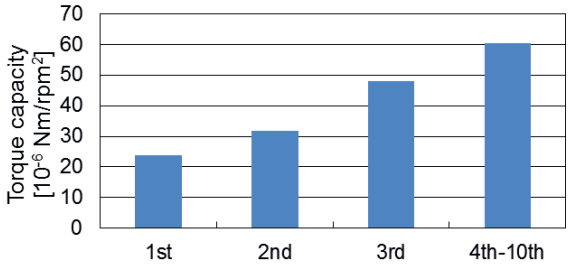


Figure 19: Torque capacities for ten-speed transmission mode (speed ratio = 0.8)

3.5 AI-shift control by DMI

Since the new system applies the ten-speed transmission mode and shifts by the shift schedule, it was necessary to select appropriate gears as drivers demanded. The AI-shift control from conventional automatic transmissions was adopted which selects gears in order to improve the driving force and deceleration force in variety of driving situations such as uphill and downhill and at the entrance of corners. Additionally in the new hybrid system, the new control that changes gears by the driver's mind index (DMI) was developed. The DMI estimates the driver's intention for the driving, and is not only settled by the drive mode switch but also calculated from vehicle longitudinal and lateral accelerations automatically (Figure 20). A radius of circle created by the longitudinal and lateral accelerations represents the DMI. The larger the radius is, the larger DMI changes from normal driving styles to sport

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

driving styles. When judging sports driving styles on winding roads by the DMI, the control selects one lower gear than the gear that ordinary AI-shift control selects for matching the driving force, response and deceleration force with drivers intention (Figure 21). Furthermore, since the difference between each DMI was designed explicitly, drivers became able to settle preferred driving mode by selecting the drive mode switch.

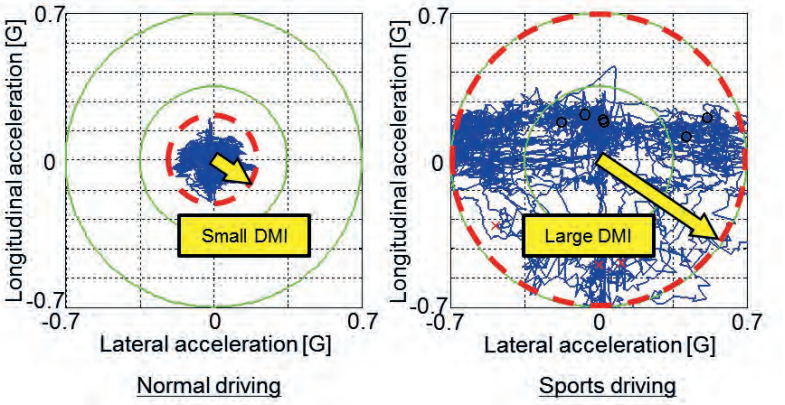


Figure 20: Proportional relationship between the DMI and friction circles

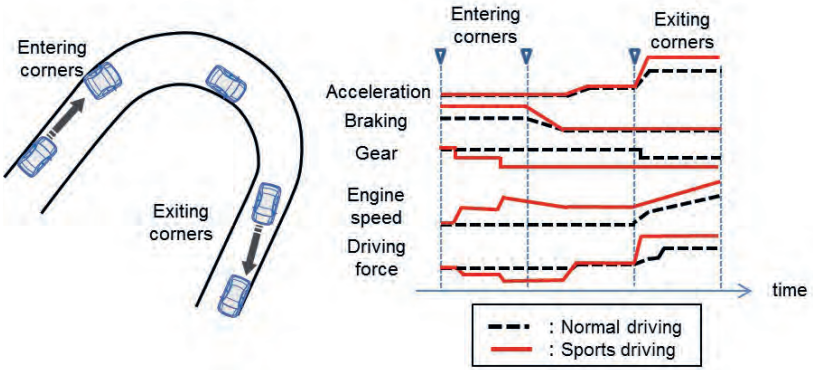


Figure 21: Cornering behavior difference in DMI

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Conclusion

The Multi Stage Hybrid System was developed for the environmental challenge for flagship vehicles with the TNGA concept. Remarkable power and environmental performance were achieved by optimally designed hybrid components using TNGA technologies, adopting a new transmission with a multi stage shift device, and designing structure and configuration of the hybrid system. The drivability for the new hybrid system was developed, balancing the dynamic with the new simulating ten-speed transmission control mode and smooth/quiet drive with the conventional ECVT and EV driving mode. The new control mode was established to eliminate the rubber band effect and to create cadences during the vehicle acceleration. In addition, in the new control mode, the characteristic of torque converter was adopted in a way that the torque capacity of each gear was designed independently and optimally for vehicle operation. Furthermore, the AI-shift control by DMI was developed to ensure that the gears were selected as the driving situation and driver's intention.

References

1. Abe, S., Sasaki, S., Matsui, H., and Kubo, H., "Development of Hybrid System for Mass Productive Passenger Car," JSAE Proceeding 975, p21-P24, 1997, 9739543
2. Muta, K., Yamazaki, M., and Tokieda, J., "Development of New-Generation Hybrid System THS II – Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy,", SAE Technical Paper 2004-01-0064, 2004, doi:10.4271/2014-01-0064
3. Kimura, A., Ando, I., and Itagaki, K., "Development of Hybrid System for SUV," SAE Technical Paper 2005-01-0273, 2005, doi:10.4271/2005-01-0273
4. Kamichi K., Okasaka K., Tomatsuri M., Matsubara T., Kaya Y., and Asada H., " Hybrid System Development for a High-Performance Rear Drive Vehicle," SAE Technical Paper 2006-01-1338, 2006, doi:10.4271/2006-01-1338
5. Toyota Motor Corporation, "Toyota New Global Architecture," http://www.toyota-global.com/innovation/tnga, 2015
6. Fushiki S., "The New Generation Front Wheel Drive Hybrid System," SAE Technical Paper 2016-01-1167, 2016, doi:10.4271/2016-01-1167

Definition/Abbreviations

AI	Artificial Intelligent
DMI	Driver's Mind Index
ECU	Electronic Control Unit
ECVT	Electrically-controlled Continuously Variable Transmission
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EOP	Electric Oil Pump
EV	Electric Vehicle
Gen.	Generator
HV	Hybrid Vehicle

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

LHD	Lexus Hybrid Drive
MG	Motor/Generator
PCU	Power Control Unit
Rubber band effect	*The phenomena in which the engine speed increases before the vehicle speed increases or before the driver feels acceleration*
SBM	Satellite Battery Module
SMR	System Main Relay
SOC	Stage Of Charge
SULEV	Super Ultra-Low Emission Vehicles
THS	Toyota Hybrid System
TNGA	Toyota New Global Architecture

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Christian Billig, Dr.-Ing. Andreas Wilde,
Dr. techn. Florian Preuss, Dipl.-Ing. Stefan Juraschek

BMW Group, München

Innovationen in elektrifizierten Antrieben und Herausforderungen für zukünftige Architekturen

Kurzfassung:

Eine schnelle Ausrollung von BEVs und PHEVs ist erforderlich, um die zukünftige CO_2-Gesetzgebung zu erfüllen und den globalen Trends folgen zu können: Detailliertes Verständnis der Kundenbedürfnisse und breite Felderfahrung sind essentiell, um attraktive und wettbewerbsfähige Antriebsstränge für die Zukunft zu entwickeln.
Dennoch werden einige Bedenken potentieller BEV-Kunden noch über das Jahr 2025 hinaus bestehen bleiben: Die Verfügbarkeit öffentlicher Lademöglichkeiten in ländlichen Regionen und die längere Ladedauer im Vergleich zum Tanken von konventionellen Fahrzeugen. Gerade deswegen werden PHEV-Antriebe eine Schlüsselrolle bei der Elektrifizierung in kommenden Jahrzehnte spielen.

Das kompakte Design der derzeitigen, modular aufgebauten Antriebskomponenten führt zu höherer Leistungs- und Energiedichte bei geringeren Kosten. Die aktuellsten Beispiele sind zum einen der i8 Roadster, welcher gleichzeitig die Speerspitze des PHEV Portfolios der BMW Group darstellt, und zum anderen der i3s als neuestes BEV.

Der xEV-Antriebsbaukasten der fünften Generation, die sogenannte „Gen5“, ist der Enabler für ein breites, skalierbares Antriebsangebot in einem Fahrzeugportfolio mit Millionen Einheiten über Laufzeit. Unsere Kunden werden in jedem elektrifizierten Fahrzeug die Wahl zwischen unterschiedlichen Reichweiten und Leistungen haben und können so ihr maßgeschneidertes Fahrzeug auswählen. Die Lösungen generieren maximale Synergie zwischen BEV, PHEV und ICE und sind wesentiche Faktoren für den Erfolg der BMW Group. Dies ermöglicht zudem auf lange Sicht die reibungslose und vollständige Ablösung konventioneller Antriebe. Jedes Antriebskonzept kann in dieselbe Fahrzeugplattform integriert werden. Des Weiteren ist die Skalierbarkeit im aktuellsten BMW Baukasten berücksichtigt. Dadurch können abhängig von den Fahrzeugcharakteristika und der Leistungsklasse Hochvoltspeicher und elektrische Antriebskomponenten mit geringem Aufwand variiert werden.

Die nächste Generation der PHEV Antriebsstränge muss aber noch höhere Ziele erfüllen: Da die PHEV Antriebstopologie eine vorherrschende Rolle im Markt einnehmen wird, muss ihr Package noch weiter optimiert werden. Die Befähigung zu größerer elektrischer Reichweite und Leistung, intelligentere Ladelösungen und optimaler Passagierkomfort in einem kompaktem Fahrzeug sind die Hauptaufgaben für Morgen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Motivation

Nach der erfolgreichen Markteinführung der elektrifizierten Modelle i3 und i8 im Jahr 2013 hat die BMW Group das gesamte Kernportfolio elektrifiziert und vor allem das Angebot an PHEVs (Plug-In Hybrid Electric Vehicles) stetig ausgebaut.

Um die Kundenbedürfnisse weiterhin in vollem Maße zu erfüllen, müssen wir den globalen Trends folgen (vgl. Abbildung 1): Urbanisierung, politische Regulatorik, witschaftliche Veränderungen und kulturelle Aspekte sind ebenso wichtig wie die sich verändernde Umwelt und Kundenerwartungen. Die Diskussionen über Einfahrbeschränkungen verbrennungsmotorischer Fahrzeuge in Städten oder das generelle Verbot von Neuzulassungen konventionell angetriebener Automobile sind Beispiele hierfür. Ganzheitliche Mobilitätskonzepte und die Ausweitung des Angebots von elektrifizierten Fahrzeugen sind essentiell, um die Entwicklungsführerschaft der BMW Group langfristig sicherzustellen.



Abbildung 1: Weltweite Trends als Einfluss auf die Automobilindustrie

Die aktuelle xEV-Flotte der BMW Group erfüllt die Bedürfnisse an urbaner Mobilität und Langstreckentauglichkeit gleichermaßen und steigert die BMW-typische Dynamik. Seit dem Start der Marke BMW i im Jahr 2013 ist das Portfolio elektrifizierter Fahrzeuge bis April 2018 auf neun angewachsen. 2019 folgen mit dem MINI Electric und dem X3 zusätzliche zwei reine Elektroautos (BEVs) als Ausrollung in die etablierten Marken. Ebenfalls rein elektrisch angetrieben wird der iNEXT sein, mit dem BMW zu Beginn der 2020er Jahre in eine weitere Phase der Elektrifizierung seiner Flotte eintritt (vgl. Abbildung 2). Angekündigt wurden diese Entwicklungen bereits auf der IAA 2017 in Frankfurt. Hier wurde auch der BMW iVision Dynamics mit einer elektrischen Reichweite von 600 km vorgestellt. In diesem Fahrzeug sind Emotionalität und Nachhaltigkeit auf einzigartige Weise miteinander verbunden, genau wie im BMW i8 Roadster, der auf der Los Angeles Auto Show im Dezember 2017 der Weltöffentlichkeit vorgestellt wurde.
Unser Erfolg im Bereich der Elektromobilität kann an den rund 100.000 verkauften elektrifizierten Fahrzeugen der BMW Group in 2017 abgelesen werden.
Um die Führerschaft der BMW Group in der Elektrifizierung weiter auszubauen, verfolgen wir eine Strategie des modularen Aufbaus aller Antriebe - von 48V Mild Hybriden über

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

PHEVs und BEVs: Skalierbare, abtauschflexible Komponentenbaukästen, adaptive Produktionskonzepte und flexible Fahrzeugarchitekturen werden die Grundlage für ein hoch emotionales Angebot von zukünftigen Antrieben sein.



Abbildung 2: Entwicklung Elektrifizierung bei der BMW Group

1. Baukastenansatz Gen3 und Gen4

Das aktuelle elektrifizierte Fahrzeugportfolio der BMW Group greift auf den Komponentenbaukasten der dritten und vierten Generation zurück – die sogenannten „Gen3“ und „Gen4“ Antriebe. In Abbildung 3 sind die kommunalen Komponenten für die jeweiligen Fahrzeug- und Antriebsarchitekturen dargestellt. Ein Großteil der gezeigten Bauteile und Module werden Inhouse bei BMW entwickelt, wodurch der Kompetenzaufbau und die Innovationsfähigkeit für zukünftige Antriebe sichergestellt werden.
Die Variantenzahl wurde nur beim Hochvoltspeicher bewusst nicht eingeschränkt, um den Bauraum der einzelnen Fahrzeugderivate in Zeiten eingeschränkter Zelleenergiedichte optimal zu nutzen. Bei der E-Maschine und der Leistungselektronik ist die Kommunalität auf Komponentenebene bereits gegeben. Alle RWD-PHEVs sind beispielsweise mit der gleichen, getriebeintegrierten E-Maschine ausgestattet. Gleiches gilt für die Achshybride 225xe, Mini S E Countryman und BMW X1 25Le.
Der Gen3/4 Antriebsbaukasten ist die maßgeschneiderte Lösung für den Übergangszeitraum zwischen den Phasen I. „Pionierleistung“ und III. „Flexibilität / Skalierbarkeit“: Die Skalierbarkeit ist in diesem Übergangszeitraum von untergeordneter Bedeutung, da je Derivat nur eine Antriebsvariante dargestellt werden muss.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 3: E-Baukasten der dritten und vierten Generaton: Die Gen3 und Gen4.

2. Lessons Learned – das Projekt PREMIUM

In Zusammenarbeit mit dem Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit wurde im Zeitraum von 01.01.2014 bis 31.05.2017 die Kundenstudie „PREMIUM“ durchgeführt [Plug-in-, Range-Extender- und Elektrofahrzeuge unter realen Mobilitätsumständen: Infrastruktur, Umweltbedingungen und Marktakzeptanz], um möglichst schnell Kundenerfahrungen aus dem Feld in die Entwicklung der Folgefahrzeuge der Gen3 und Gen4 einfließen lassen zu können.
Im Fokus stand die Felderfahrung zu den Themen „Alltagstauglichkeit“, „Laden“ und „elektrisches Fahren“. Sowohl über Umfragen als auch mittels objektiver Messdaten wurden Kundenverhalten und -bedürfnisse ausgewertet. Mehr als 450 Kunden nahmen an der Studie teil. Sie wurden über einen Zeitraum von 1,5 Jahren regelmäßig zu ihren Erfahrungen im Alltag befragt. Zu den Kernerkenntnissen gehört, dass 87 % der Teilnehmer fest davon überzeugt sind, dass sie in 10 Jahren weiterhin ein xEV (PHEV oder BEV) besitzen und somit keinen reinen Verbrenner mehr fahren werden. Gleichsam hätten allerdings nur 12 % der Teilnhemer den Kauf eines BEVs in Erwägung gezogen, wenn ein PHEV nicht zur Verfügung gestanden hätte. Der Wunsch, auch im xEV Zeitalter noch den vollen Langstreckenkomfort zu erhalten (PHEV), ist also stark ausgeprägt. Beim Thema „Laden“ zeigt sich, dass 90 % der Befragten ihr Fahrzeug nur zu Hause laden und gleichzeitig die durchschnittliche Ladefrequenz mit ca. 1,35 mal pro Tag hoch ausfällt. Komfort-Ladesysteme wie etwa induktive Ladeplatten bieten bei der hohen Ladefrequenz daher einen großen Kundenmehrwert. Gründe gegen den Erwerb eines reinen Elektrofahrzeugs (BEV) waren primär die geringe reinelektrische Reichweite (88 %), die Ladeinfrastruktur (44 %) / Ladedauer (33 %) und der vergleichbar hohe Preis (30 %). Vor allem diese Punkte sind die TOP-Herausforderungen für die Entwicklung zukünftiger PHEVs und BEVs. Die Steigerung der E-Reichweite wird entscheidend für eine breite xEV-Ausrollung und ein schrittweises Ersetzen der rein verbrennungsmotorischen Fahrzeugen sein. Noch limitiert zudem das Angebot an öffentlichen Lademöglichkeiten und die je nach Ladetechnologie teilweise sehr langen Ladezeiten die Akzeptanz der xEVs. Eine Verbesserung der Ladeinfrastruktur und eine gesteigerte Verfügbarkeit von öffentlichen Ladesäulen weltweit wird durch die BMW Group über ChargeNow forciert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenfassend lässt sich aus der Studie ableiten, dass der PHEV aus Kundensicht weit über das Jahr 2020 hinaus eine tragende Säule im xEV-Angebot bleiben wird, wenn er die beschriebenen Herausforderungen erfüllt.

3. Optimierung unserer bestehenden Antriebsarchitekturen

Erste aus der Studie abgeleitete Optimierungsansätze sind bereits in die aktuellsten BEV- und PHEV-Modelle der BMW Group eingeflossen. Aufgrund der Zell-Weiterentwicklung ist sowohl bei den PHEVs als auch bei den BEVs eine Kapazitätssteigerung und damit eine Erhöhung der Energiedichte im gegebenen Zell-Bauraum erfolgt. Die Modellüberarbeitung des i3 brachte z.B. eine Steigerung der Energiedichte um etwa 60 %. Dies spiegelt sich in einer Steigerung der E-Reichweite um ca. 60 % auf 235 km (Zyklus: WLTP) wieder (vgl. Abbildung 4). Durch die neue Zellgeneration und die Optimierung der verbauten E-Maschine und Leistungselektronik konnte im i3s die Leistung um 10% gesteigert werden, was zu einer Fahrleistungssteigerung auf 6,9s 0-100km/h führt.

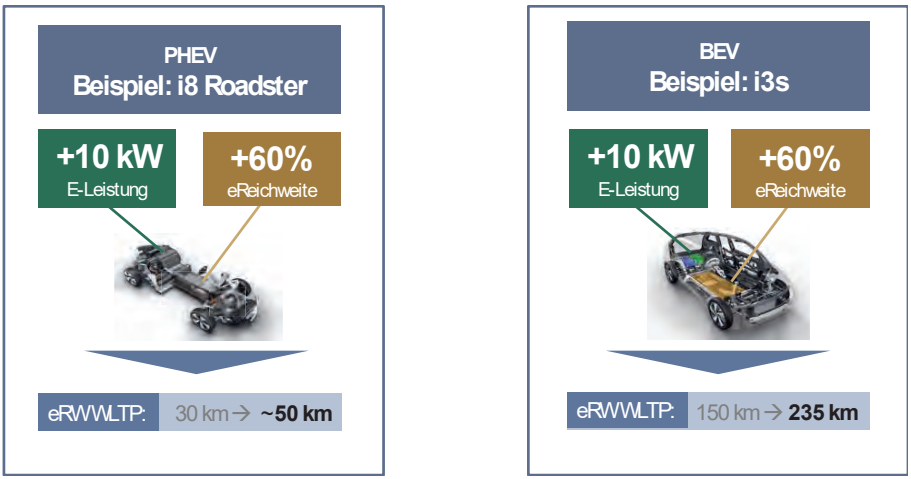


Abbildung 4: Emotionalisierung und Reichweitensteigerung aktueller PHEVs und BEVs

Der neue i8 Roadster (Abbildung 5) stellt die Speerspitze im PHEV-Portfolio der BMW Group dar. Ein rahmenloses Flügeltürkonzept unterstreicht – gepaart mit der flachen, schnellen Dachlinie – das einzigartige Design. Die E-Reichweite wird von 30 km auf über 50 km WLTP gesteigert, was unter anderem durch eine Kapazitätserhöhung der verbauten Zellen von 20 Ah auf 34 Ah erreicht wird.
Die Weiterentwicklung der BMW eDrive-Technologie sorgt auch in diesem Fahrzeug für für eine Leistungssteigerung auf nun 105 kW. Damit kann der Anteil der Fahrsituationen ausgeweitet werden, in denen der i8 Roadster rein elektrisch fährt. Mit der Reichweitensteigerung auf über 50 km sind rein elektrische Fahrten auch außerhalb über das urbane Umfelds möglich. Im Standard-Fahrmodus werden rein elektrische Geschwindigkeiten bis 105 km/h, nach Drücken der eDrive-Taste bis 120 km/h möglich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das weiterentwickelte, intelligente Energiemanagement beinhaltet unter anderem die Vorausschau-Funktion. Auf Basis von Navigations-Daten wird die optimale Betriebsstrategie des E-Antriebs ermittelt und somit die Verfügbarkeit des elektrischen Fahr- und Boostbetriebs deutlich gesteigert.



Abbildung 5:Seitenansicht i8 Roadster

4. Modularer E-Baukasten Gen5

Der xEV-Antriebsbaukasten der fünften Generation, die sogenannte „Gen5“, ist der Enabler für ein breites, skalierbares Antriebsangebot in einem Fahrzeugportfolio mit Millionen Einheiten über Laufzeit. Unsere Kunden werden in jedem elektrifizierten Fahrzeug die Wahl zwischen unterschiedlichen Reichweiten und Leistungen haben und können sich so ihr maßgeschneidertes Fahrzeug wählen. Gleichzeitig macht die Gen5 einen großen Sprung in den Kategorien Leistungsdichte, Energiedichte und Kosteneffizienz.

4.1. Baukastenansatz E-Achse

Im modularen Baukastenansatz für E-Achsen kommt die sogenannte hochintegrierte elektrische Antriebskomponente zum Einsatz. Sie bündelt E-Maschine, Inverter und Getriebe in einem Gehäuse (vgl. Abbildung 6). Dadurch kann gegenüber mehreren Einzelkomponenten das Gewicht je kW deutlich reduziert werden (ca. -20 %). Hinzu kommt, dass Stecker und Verbindungskabel entfallen können. Durch den

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Integrationsansatz steigt die Leistungsdichte. Akustik und Kühlung, aber auch Bauteilauslegung und Dimensionierung werden vereinfacht. Neue Halbleitertechnologien, wie SiC (Siliziumkarbid) oder GaN (Galliumnitrid) ermöglichen die Steigerung der Inverterleistungsdichte. Im breiten Fahrzeugportfolio kommen nur zwei verschiedene Durchmesser zum Einsatz. Die Skalierbarkeit wird im Wesentlichen durch Veränderung der Rotorlänge erreicht. Dabei setzt der Gen5 Baukasten auf den Verzicht von seltenen Erden, also auf magnetlose E-Maschinen. Sie bieten höchste Effizienz ohne Einbußen bei der Leistungsdichte.
Genau wie das System selbst ist auch das Produktionssystem der BMW Group modular aufgebaut, um schnellstmöglich auf Marktschwankungen bzw. Stückzahlanpassungen reagieren zu können. Innerhalb eines Jahres ist es möglich, die Ausbringung um mehr als das Doppelte zu steigern, wenn es die Nachfrage erfordert.



Abbildung 6: Übergang zur hochintegrierten Baukastenlösung bei der BMW Group

4.2. Baukastenansatz BEV-Hochvoltspeicher

Die Hochvoltspeicher des Gen5-Baukastens können in BEVs aller Fahrzeugklassen mit nur geringen, fahrzeugspezifischen Anpassungen (Anbindungskonzept, Anschlussleitungen, etc.) eingesetzt werden.
Bei der HVS-Dimensionierung allgemein gilt es, im vorhandenen Bauraum ein optimales Verhältnis zwischen Energieinhalt (= elektrische Reichweite) und zur Verfügung stehender Leistung zu finden und dabei bezüglich der Fahrdynamik ein für den Kunden über weite Betriebsbereiche nachvollziehbares Verhalten des elektrischen Antriebssystems sicherzustellen. Die Anzahl der unterschiedlichen Zellmodule wird durch den Baukastenansatz auf ein Minumum beschränkt, um die Komplexität im Design, der Absicherung und Produktion zu senken. Die Skalierung von E-Reichweite und elektrischer Leistung erfolgt durch Hinzufügen oder Entfernen ganzer Modulreihen – je nach zur Verfügung stehendem Radstand im Fahrzeug und gewünschter Performance (Abbildung 7). Im Gen5 Baukasten werden zwei grundsätzliche Batteriehöhen unterschieden: Optimale Auslegung für X-Fahrzeuge (hohe Batterien) und für Limousinen/Coupes (flache Batterien). Der grundsätzliche Aufbau ist dabei identisch.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kostenpotentiale konnten im Hochvoltspeicher vor allem durch die Erhöhung des Einzel-Zellvolumens, die Reduktion der Verbindungstechnik der einzelnen Zellmodule und die Verringerung der Gehäusekomplexität erzielt werden.



Abbildung 7: Modularer BEV-Speicherbaukasten mit minimaler Varianz

4.3. Skalierbarkeit

Die Skalierung der einzelnen Baukastenkomponenten erfolgt in Abhängigkeit von Fahrzeugausprägung und Leistungsklasse. In Abbildung 8 sind die jeweiligen Skalierungsmöglichkeiten im Elektrifizierungs-Baukasten dargestellt: Bei den hochintegrierten elektrischen Antriebskomponenten wird zwischen Einstiegs-BEV und TOP-BEV vor allem in der Anzahl der e-Achsen unterschieden. Haupt- und Nebenachse unterscheiden sich dabei nur in der Länge des Blechpaketes der E-Maschine. Bei den PHEVs wird für die P2-Topologie eine deutlich leistungsgesteigerte, getriebeintegrierte E-Maschine zum Einsatz kommen, die Achshybrid-Topologie bedient sich aus dem Baukasten der hochintegrierten elektrischen Antriebskomponente.
Beim Hochvoltspeicher wird über eine lösungsoffene Bauraumdefinition ein Modulkonzept ermöglicht, welches mit unterschiedlichen Zellarten befüllt werden kann. Somit erfolgt keine Festlegung auf den prismatischen oder Pouch-Zelltyp. Damit besteht die Möglichkeit auf technische bzw. betriebswirtschaftliche Potentiale kurzfristig zu reagieren ohne die Modulstruktur und damit die Modulbefüllung der Speicher überarbeiten zu müssen. Der Baukastenansatz erlaubt eine Perfomance- und Kostenskalierung innerhalb der einzelnen Module. In den gleichen HVS-Bauräumen kann je nach Anforderung an das Fahrzeug eine kostenoptimale-Zelle mit geringerer Leistung oder eine Performance-Zelle mit hoher Leistungsfähigkeit eingebracht werden.
Bei den Ladeeinheiten wird ebenfalls ein Gleichteilansatz verfolgt. Um unseren Kunden ein Maximum an Komfort beim Laden zu bieten, sind im Portfolio der BMW Group aktuell verschiedene, sogenannte Combined Charging Units (CCUs) geplant. Sie ermöglichen Laden mit unterschiedlichen Leistungen (einphasig / dreiphasig) von 3,7 kW bis 22 kW.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

DC-Laden mit dem CCS (Combined Charging System)-Stecker, welcher durch die CharIN-Initiative weltweit standardisiert wird, ist bis weit über 150kW Ladeleistung darstellbar. Die Option, das Fahrzeug induktiv zu Laden ist bereits im 530e iPerformance erhältlich. Hier ist bei einer Ladeleistung von 3,7 kW ein vollständiges Aufladen des integrierten Hochvoltspeichers in 3,5 Stunden möglich. Der Kunde muss sein Fahrzeug nur noch über der Offboard-Einheit am Boden positionieren - Kabelhandling bzw. An- und Abstecken an der Ladesäule enfällt. Für die Folgegeneraton ist eine deutliche Steigerung der induktiven Ladeleistung geplant sowie weitere Funktionen für noch komfortableres, automatisiertes Laden.

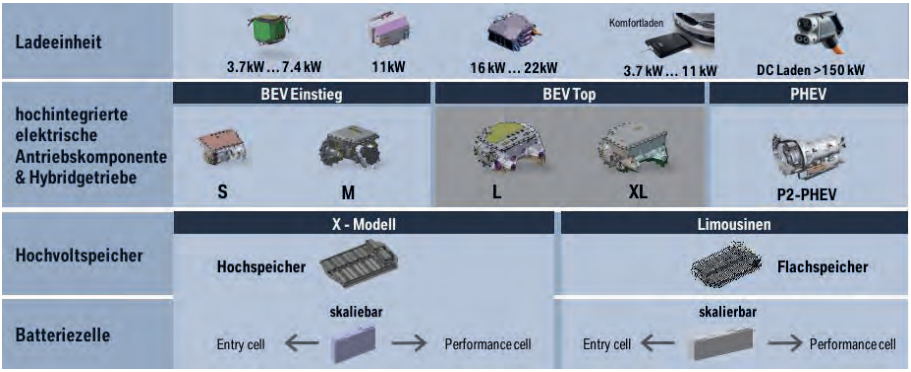


Abbildung 8: Skalierbarkeit der Ladeeinheit, Hochintegierte elektrische Antriebskomponente, HVS und Zellen

5. Synergien zwischen ICE, PHEV und BEV bei der BMW Group

Um flexibel auf den Ersatz von konventionellen, rein verbrennungsmotorischen Antrieben durch MHEVs, PHEVs und BEVs reagieren zu können, sind Antriebskonzepte mit maximalen Synergien aus den drei Welten anzustreben. Der Einsatz von Gleichteilen über Architekturgrenzen und Fahrzeugklassen hinweg ist einer der entscheidenden Erfolgsfaktoren.

Der bei der BMW Group verfolgte Ansatz stellt sicher, dass in eine Fahrzeugplattform alle drei Antriebstopologien integrierbar sind, ohne größere Anpassungen an der Karosserie vornehmen zu müssen (siehe Abbildung 9). Nur so kann auf zukünftige Marktschwankungen schnell und ohne großen finanziellen Aufwand in der Produktion reagiert werden. Zudem reduzieren sich durch eine einheitliche Plattform die Entwicklungszeiten für neue Derivate.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

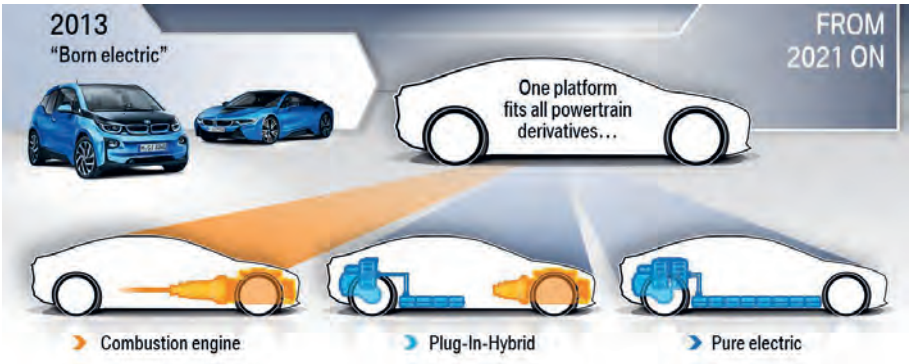


Abbildung 9: Integrierbarkeit aller Antriebstopologien in eine Fahrzeugplattform

Die Baukastenmotoren und die Inline Getriebe kommen sowohl bei den reinen Verbrennern, bei den MHEVs (48V-Elektrifizierung) und den PHEVs zum Einsatz. Die Entwicklungsaktivitäten werden so auf wenige Varianten beschränkt, gleichzeitig können Marktschwankungen über abtauschflexible Systeme ausgeglichen werden. Auch bei den elektrischen Achsen wird ein hochkommunaler Ansatz verfolgt. PHEVs mit achsindividuellen Antrieben greifen auf die für den BEV-Baukasten entwickelten Achsen zurück.

Bei den Batteriezellen steht die Erreichung der funktionalen und betriebswirtschaftlichen Ziele mit einer minimalen Zellvariantenzahl im Fokus. Der Einsatz von identischen Zellformaten für BEVs hoher Leistungsklasse und PHEVs stellt hohe Beschaffungsmarktvolumen sicher. Das neu gegründete BMW Group Kompetenzzentrum Batteriezelle mit einem Investitionsvolumen von 200 Mio € wird 2019 eröffnet. Es bietet rund 200 Mitarbeitern Forschungsmöglichkeiten und eine prototypische Zellfertigung. Der Fokus der Aktivitäten liegt auf der Erforschung neuer Materialien für Kathoden und Anoden in den Batteriezellen. Ziel ist die Senkung der Zellkosten bei gleichzeitiger Optimierung der Leistungsfähigkeit und Langlebigkeit.

Eine weitere kommunale Komponente zwischen PHEVs und BEVs ist die Combined Charging Unit (CCU). Sie fasst die AC-Ladeeinheit, den Hochvolt / 12V-Wandler zur Bordnetzversorgung und die Steuerelektronik des elektrifizierten Antriebs in einem hochintegrierten Bauteil zusammen.

Die beiden Fahrzeugarchitekturen für Front- und Heckantrieb werden in einer weiterentwickelten Form in der Lage sein, alle Ausprägungen von Elektrifizierung darstellen zu können. Der Elektrifizierungsbaukasten der fünften Generation ist kompatibel zu beiden Fahrzeugarchitekturen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 10: Elektrifizierungsbaukasten der BMW Group ab 2022+

6. Zukünftige Herausforderungen

Neben der beschriebenen Notwendigkeit von Flexibilität und Skalierbarkeit aller xEV Antriebe wird sich vor allem die nächste Generation der PHEVs deutlich weiterentwickelt müssen. Die Herausforderung ist, im gegebenen Bauraum den konventionellen und elektrifizierten Antriebsteil ohne Kompromisse im Innenraum, Kofferraum oder beim Tankvolumen darzustellen. Gleichzeitig werden wir die elektrische Reichweite deutlich steigern, um den Alltag nahezu vollständig zu elektrifizieren (Abbildung 11).
Mit der Weiterentwicklung unserer Antriebsbaukästen und der beiden Fahrzeugarchitekturen für Front- und Heckantrieb sind wir auf dem richtigen Weg, unseren Kunden in naher Zukunft ein kompromissloses, voll alltagstaugliches und hoch emotionales Angebot zu machen. Der BMW Plugin Hybrid der Zukunft wird in allen Eigenschaften einen großen Schritt machen und vom Einstiegs- bis zum TOP-Segment überzeugen.

Abbildung 11: Der BMW Plugin Hybrid der Zukunft

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Sae Hoon Kim, Ki Sang Lee MSc,
Hyundai Motor Company, Gyeonggi-do, Korea:

The Next Generation Fuel Cell Electric Vehicle from Hyundai Motor Company

Die nächste Generation Brennstoffzellen-Auto von Hyundai Motor Company

Abstract

The demand for environmentally friendly vehicles coming from industry, government, and the general public has never been stronger. Fuel Cell Electric Vehicles (FCEVs) are one of promising candidates to replace the conventional vehicles as already proved by the fact that more and more carmakers have announced the inclusion of FCEVs in their line-ups. FCEVs use hydrogen as fuel and emit only water and heat when they run, which makes them perfect in regard to the environmental impact.

Hyundai Motor Company that launched the world's first mass-produced FCEV, Tucson ix35 Fuel Cell, in 2013, will continue to lead in the market by introducing the next generation FCEV in early 2018. The new FCEV features all the technological advances made during the past 5 years and more, and shows better performance in every aspect than its predecessor.

The efficiency of the fuel cell system has been improved from 55% to 60%, and the driving range has been extended from 415km to 600km. The system power has been increased by 20% to exert 163hp. In addition, the vehicle has cold start capability at -30℃. The durability of the fuel cell system also has been considerably enhanced.

Along with the technical specifications of the next generation FCEV, the design concept and the details of engineering implementation are described.

Kurzfassung

Die Nachfrage nach umweltfreundlichen Fahrzeugen von Seiten der Industrie, der Regierung und der Öffentlichkeit war niemals so groß wie heute. Brennstoffzellen-Fahrzeuge stellen eine vielversprechende Alternative zu konventionellen Fahrzeugen dar, wie auch nachweislich daraus hervorgeht, dass immer mehr Autohersteller ihre Absicht bekanntgegeben haben, ihr Sortiment durch solche Autos zu erweitern. Der Treibstoff von Brennstoffzellen-Fahrzeugen ist Wasserstoff, sodass bei ihrem Betrieb lediglich Wasser und Wärme als Emissionen auftreten. Somit handelt es sich dabei um eine perfekte umweltfreundliche Lösung.

Die Hyundai Motor Company, die im Jahre 2013 das erste Brennstoff-zellenauto der Welt, den Tucson ix35, herausbrachte, wird sich mit der Einführung der nächsten Generation von Brennstoffzellenautos anfangs 2018 weiterhin als Marktführer behaupten. Im neuen Brennstoffzellenauto wurden alle technischen Fortschritte, die in den letzten Jahren und davor erzielt wurden, umgesetzt, sodass seine Leistung in jeder Hinsicht die des Vorgängermodells übertrifft.

Der Wirkungsgrad konnte von 55.3% auf 60.0% gesteigert und die Reichweite von 415km auf 600km erhöht werden. Die PS-Leistung konnte um 20% auf 163PS angehoben werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Darüber hinaus hat das Fahrzeug die Fähigkeit, bei -30° Celsius einen Kaltstart sicherzustellen. Ebenso konnte das Brennstoffzellensystem erheblich verbessert werden.
In diesem Vortrag werden neben den technischen Daten der nächsten Generation von Brennstoffzellenfahrzeugen auch das Konstruktionskonzept sowie die Einzelheiten der technischen Umsetzung beschrieben.

1. Introduction

Hyundai's next generation FCEV was designed to incorporate performance and style. The new FCEV with impressive capabilities and striking design will keep the leadership in the market as a successor to the world's first mass-produced FCEV, Tucson ix35 Fuel Cell, released in 2013. The new model will also accelerate rollout of green vehicles, as part of Hyundai's new eco-vehicle development road map.



Figure 1. Hyundai's next generation FCEV

The new SUV uses Hyundai's fourth generation of hydrogen fuel cell technology. The vehicle, its capabilities, and fuel cell technologies are the result of Hyundai's global research, development, and real-world evaluation programs. The new fuel cell model was developed on four key pillars that focus on fuel cell system efficiency, performance, durability, and hydrogen storage density.

Fuel cell system efficiency
By enhancing fuel cell performance, reducing hydrogen consumption, and optimizing key components, the vehicle's efficiency has been greatly improved compared to its predecessor, Tucson ix35 Fuel Cell. The new SUV boasts an efficiency level of 60%, or 9% increase from the ix35's 55%. With the enhanced system efficiency, the new model targets a driving range of more than 600km on a single charge (based on Korean testing standards).

Performance (maximum output)
The new model's maximum output is enhanced by 20% compared to its predecessor, boasting an impressive power of 163PS. The cold start capability of the new vehicle is also

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

improved, overcoming the challenges of starting the fuel cell stack in temperatures below freezing point. The vehicle's architecture is optimized to allow it to be started at -30℃, by incorporating key components in the fuel cell stack developed by Hyundai Motor. In addition to boosting the new car's capabilities, the enhanced components, such as Membrane Electrode Assembly (MEA) and bipolar plates, contribute to the reduction of production costs.

Durability

By employing highly durable catalyst technology, the new hydrogen-powered SUV ensures even greater longevity without sacrificing the performance than its predecessor. In addition, the lifetime of the vehicle has been significantly increased by the improved onboard health care system which includes various sensors to monitor the physical quantities, real-time controllers to diagnose the health status of the fuel cell system and determine the optimal operational conditions in various situations, and Balance of Plant (BOP) to realize the required conditions.

Hydrogen storage

The next generation vehicle adopts hydrogen tanks with significantly improved hydrogen storage density. The tank package now features three equally-sized tanks, as opposed to two of different sizes. World-class gravimetric storage efficiency of the tanks (stored hydrogen mass per tank weight) was achieved through innovations of the plastic liner technology and efficient layering pattern of the supporting structure.

2. Fuel cell system

Compared to the previous Fuel Cell System (FCS) for ix35 FCEVs, the vehicle assembly productivity of the next FCS was highly improved by integrating a motor drive system into the FCS (Figure 2). Because of this integration, the vehicle with the fuel cell powertrain can be assembled at a conventional mass-production line since it has similar configuration to internal combustion engines. The mounting arrangement of the FCS and the structure of the fuel cell stack were optimized to protect the system from low-speed collisions, vibrations, and debris from road surfaces. Moreover, the volumetric power density of FCS was significantly improved by the compact design of the fuel cell stack, various stack components, and BOP.

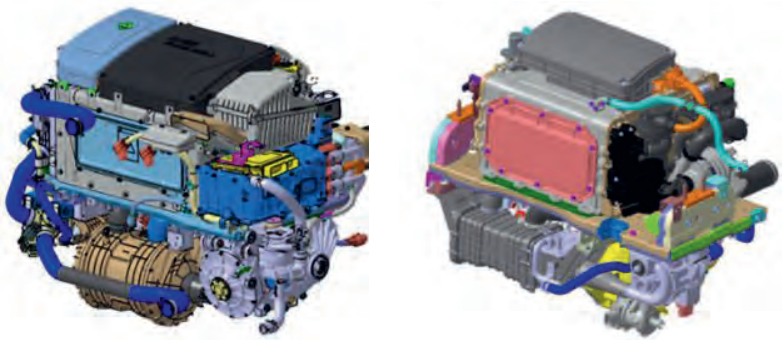


Figure 2. Fuel cell systems of ix35 FCEV (left) and the next generation FCEV (right)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

While the FCS of ix35 FCEV was operated under near ambient pressure, the next generation FCS adopts variable pressure operation, which minimizes the loss of hydrogen fuel by changing the system pressure depending on the power demand: e.g. near ambient pressure for normal condition and high pressure for rapid acceleration. The improvement in fuel cell components, such as Membrane Electrode Assembly (MEA), Gas Diffusion Layer (GDL), and bipolar plates, significantly enhanced the performance of fuel cells at not only low current density regions but also high current density regions. Furthermore, the parasitic power consumption was reduced by simplifying or designing more efficient BOP. These improvements and new control logic increased the efficiency of the new FCS by as much as 9% compared to the previous one for ix35 FCEVs. Also, the design optimization and the use of lightweight materials enabled 9% reduction of the total weight of the new FCS.

3. Fuel cell stack

Figure 3 shows the fuel cell stacks for ix35 FCEV and the next generation FCEV. Compared with the former one, the new stack is considerably smaller and lighter due to the followings: reduction of the cell width and active area of unit cells, utilization of lightweight materials, such as Glass Fiber Reinforced Plastic (GFRP) and Copper-Clad Aluminum (CCA), and newly-designed interfaces which allow a direct coupling of the fuel cell stack with peripheral parts. As a result, the total volume and weight of the stack decreased by 18% and 14%, respectively, compared to the previous one, and thus the power density of the stack increased (Figure 4).

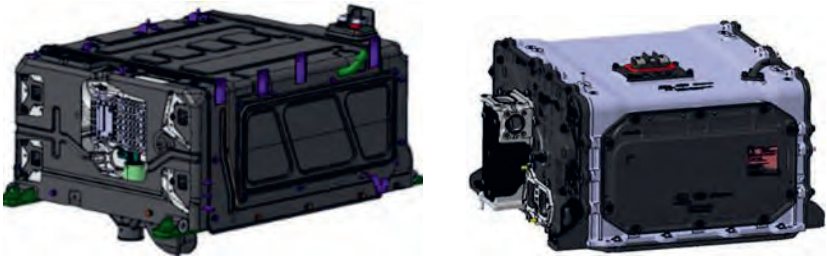


Figure 3. Fuel cell stacks of ix35 FCEV (left) and the next generation FCEV (right)

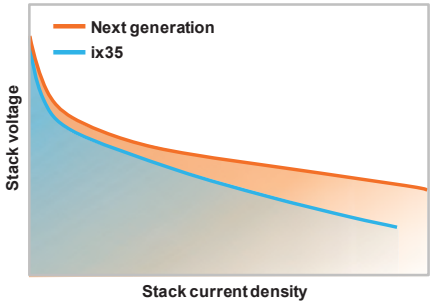


Figure 4. Performance improvement of the fuel cell stacks

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The performance of an FCEV is directly related to the power density of the fuel cell stack of serially connected unit fuel cells (Figure 5). Because the electrochemical reaction between hydrogen and oxygen typically generates less than 1 volt, a serial connection among individual cells is necessary to obtain the required voltage for the drive motor, which is commonly a few hundred volts. A unit fuel cell has a layered structure, where an MEA is located between a pair of bipolar plates and GDLs.

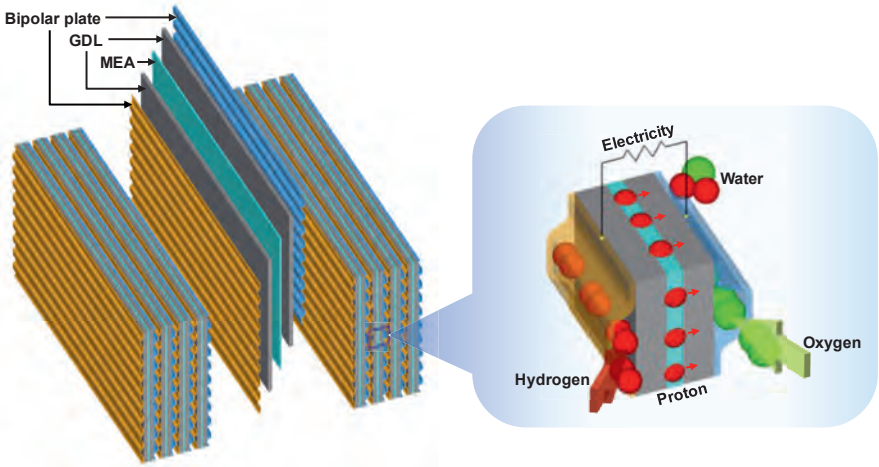


Figure 5. Schematic of a fuel cell stack (left) of serially connected unit fuel cells (right)

Membrane Electrode Assembly (MEA)

An MEA is a proton-conducting membrane coated on both sides with two electrodes: anode and cathode. When hydrogen and oxygen are supplied to the anode and cathode, respectively, the hydrogen atoms are split into protons and electrons. Then, the membrane selectively conducts protons to the cathode, whereas the electrons go through an external electric circuit to reach the cathode and generate electricity. Finally, water is produced at the cathode by combining protons, electrons, and oxygen. Since this electrochemical reaction is spontaneous but slow, catalysts, which are commonly platinum, are mixed into the electrodes. Therefore, the electrodes of a fuel cell are produced from a sophisticated mixture of catalyst, electron conductor, and proton conductor. Careful choices of the ingredients, composition, and coating process have contributed to the increase in electric power generation per unit area of MEAs. In addition, the use of thin and mechanically strong membranes has further increased the power density by enhancing the proton conductivity and reducing the thickness of the fuel cell stack.

Bipolar plate

The bipolar plates function as a current collector serving electrical connection among the unit cells stacked and clamped by mechanical means. Also, they separately supply the reactant gases (hydrogen and air that contains oxygen) and discharge generated water and the remaining gases through the flow channels which are formed on bipolar plates. Therefore, adequate mechanical and chemical stability, high electric conductivity, corrosion resistance, and wettability are required for efficient fuel cell stack operation. Hyundai Motor has actively investigated metal-based bipolar plates which satisfy these requirements.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

A key achievement is the development of a 3-dimensional porous metal plate which is applied to the cathode bipolar plate. As shown in Figure 6, a number of micro holes are uniformly formed through a thin stainless steel based metal plate, which leads to the enhancement of reaction efficiency of the fuel cells. Specifically, the optimized pattern of the porous structure improved the diffusion of the reactant gases and the ability to discharge water, thereby increasing the volumetric power density of the stack by 6.9% and enhancing the voltage stability.

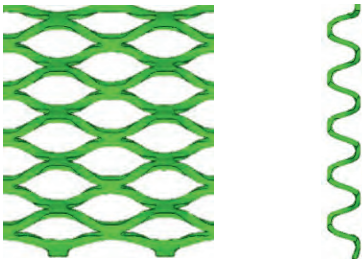


Figure 6. 3-dimensional porous metal plate: view from the top (left) and side (right)

Gasket

A suitable gasket material and an appropriate gasket design have to be developed for a highly durable fuel cell sealing because a failure of fuel cell sealing results in a leakage of reactant gases and eventually reduces the overall cell performance and durability. For cost-effective mass production of the next generation FCEVs, specially optimized Ethylene Propylene Diene Monomer (EPDM) gaskets have been applied to each cell of the fuel cell stack. The EPDM gasket shows good low-temperature flexibility and does not contain any components which may seep out and damage the catalyst and membrane of MEA.

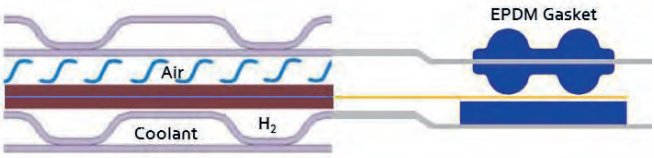


Figure 7. Design concept of fuel cell sealing

The gasket plays an important role in both compensating tolerances within the assembled stack and preventing over-compression of stack components. In order to improve the long term sealing durability and structural stability of the fuel cell stack, flat and profiled gaskets have been applied to the anode and cathode bipolar plates, respectively, by means of an injection molding process (Figure 7). It raised the internal pressure limit by 25% and significantly improved the sealing performance at extremely low and high temperatures.

Fuel cell stacks are typically operated in a temperature range from -30 to 90°C. Under this temperature cycling, the gasket is subjected to thermal degradation and permanent deformation which can lead to the loss of sealing. Conventional methods for evaluating the sealing performance were not sufficient for testing fuel cell gaskets. Instead, a leak test of the assembled stack placed in an environmental chamber was conducted using helium gas at a temperature of -35°C after a scheduled temperature cycling (from -35 to 95°C) of

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the stack. It has been demonstrated that the stack has a sufficient resistance to thermal shock, and the fuel cell gaskets retain sealing capability even after 50 temperature cycles.

Gas Diffusion Layer (GDL)

GDL is a porous media made of Micro Porous Layer (MPL) placed on a carbon fiber substrate (Figure 8). GDL positioned between a bipolar plate and an MEA plays critical roles of transporting reactant gases, removing heat and water, providing electrical connection between bipolar plate and MEA, and supporting MEA mechanically.

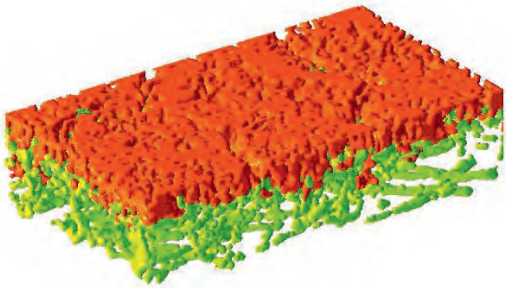


Figure 8. Micro CT image of GDL (red: MPL, green: substrate)

The performance and durability of GDL was improved by modifying the structures of MPL and substrate. For example, 31% decrease in thickness, compared to the previous one, and the optimization of MPL thickness reduced the through-plane mass transfer resistance. For the improvement of durability, the interfacial bonding strength between MPL and substrate was augmented more than double. Also, the optimal content of long carbon fibers and binder in the substrate led to the improvement of structural stability of the fuel cells through enhancing the mechanical strength of the substrate. Figure 9 indicates that the improved GDL is less damaged under compression by bipolar plates and the amount of intrusion into the channel is reduced.

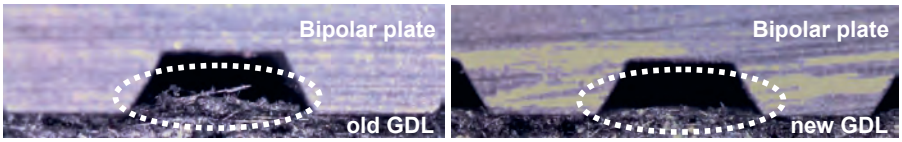


Figure 9. Deformation of carbon fiber substrate under compression

Figure 10 illustrates the molar fraction of air diffusing through GDL, which was calculated using an equivalent pore network model extracted from 3-dimensionally scanned images of GDL. In addition, the effective diffusion coefficient of water through GDL was calculated. The diffusion coefficients of the GDL under channel and land regions of bipolar plates were 7.05m^2/s and 5.81m^2/s, respectively, which means that the both regions had a sufficient capability of transferring the reactants and products of fuel cell reaction.

The 3-dimensional porous metal plate also contributes to the management of water in GDLs. An in-situ analysis via synchrotron radiation clearly indicated that significantly more water was accumulated under the land regions of a bipolar plate with multiple parallel straight flow channels (Figure 11) than a 3-dimensional porous metal plate, under which

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the overall amount of water in GDL dramatically lowered and the water distribution was uniform (Figure 12).

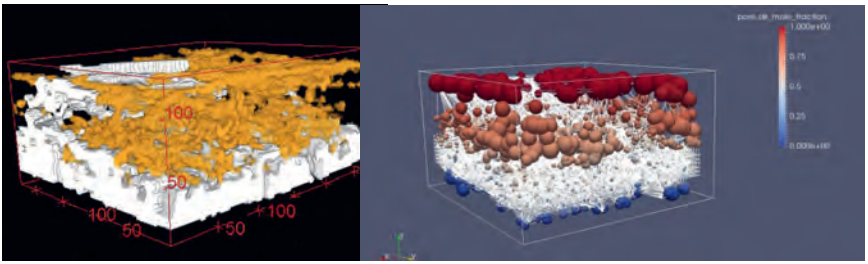


Figure 10. 3D structure of GDL (left) and equivalent pore network model (right)

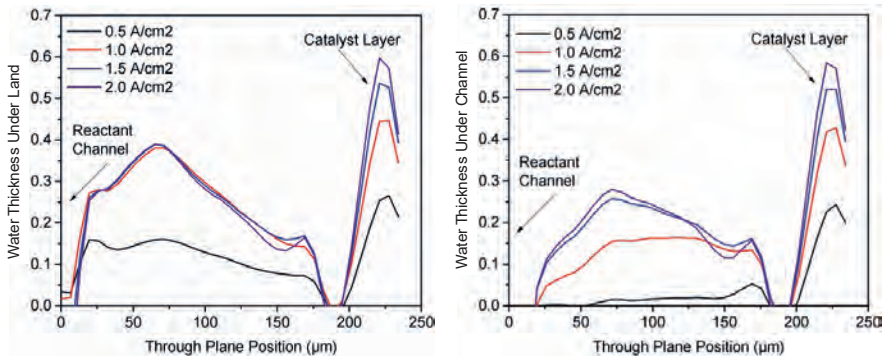


Figure 11. Water in GDL under a bipolar plate with flow channels (left: land region, right: channel region) as a function of current density

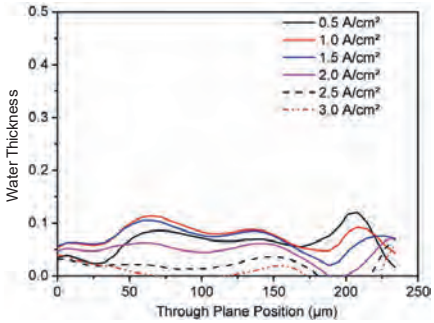


Figure 12. Water in GDL under a 3-dimensional porous metal plate as a function of current density

Clamping mechanism

The fuel cell stack is clamped by tension bars holding end plates positioned at both ends of the fuel cell stack. Hot forged metal inserts shown in Figure 13 are applied to the end plates which uniformly distributes the clamping force exerted by the tension bars to the

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

entire area of the fuel cell stack. This newly designed end plates exhibits equal mechanical strength to the previous ones with 4-piece fine blanked inserts, in spite of 20% decrease in thickness, which results in not only the reduction of the total volume of the stack but also the reduction of material cost up to 25%.



Figure 13. Hot forged metal insert in end plate

Stack heater and bypass passage

A component with thin-film surface heating elements and bypass passages is inserted between the end plate and the fuel cell stack, which enhances the operational stability of the fuel cell stack under various conditions. The heating elements prevent a heat loss at both ends of the stack in extremely cold weather, and enable the vehicle to start up at a temperature as low as -30℃. A test result indicated that the fuel cell voltages measured during an event of cold start rose from the end of the stack to the middle, which clearly demonstrated the effect of the surface heating elements.

Impact beam

Because the applied clamping mechanism is designed to ensure a sufficient clamping pressure on the fuel cell stack, it may result in a lack of strength in the perpendicular direction to the stacking direction. To solve this problem, impact beams are attached at the front and rear sides of the fuel cell stack, which prevent the buckling of the stack when a lateral force is applied. The validity and effect of the impact beam was verified by sled tests representing 32kph collision (Figure 14). The test results showed that the deformation of the stack was substantially decreased with the impact beams applied, and the deformation even at the lower limit of clamping force satisfied the design criteria required for the protection of wires attached to the stack and the integrity of the fuel cell system (Figure 15). Furthermore, the structural stability of the stack was successfully proved by various types of vehicle collision tests, such as head-on, broadside, and offset collision.

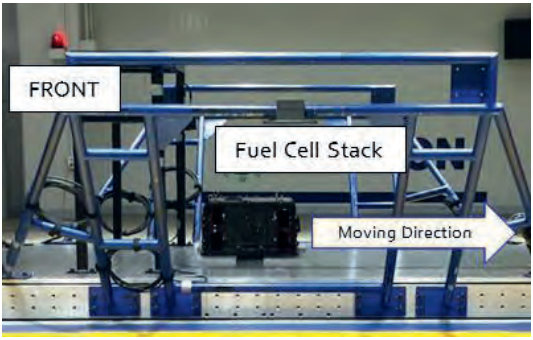


Figure 14. Sled test on a fuel cell stack to verify the effect of impact beams

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

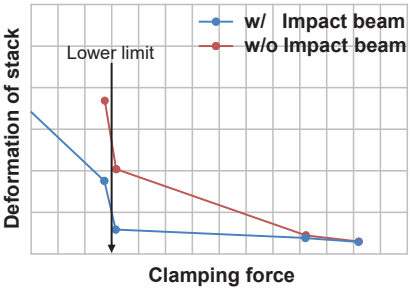


Figure 15. Deformation of a fuel cell stack with and without impact beams as a function of clamping force

Bus bar

Since the fuel cell stack generates high power electricity which is required for the drive motor, inverter, and high voltage batteries, the electrical connection between the stack and the power distribution unit is made by a set of bus bars. Instead of copper-based bus bars which were used for ix35 FCEVs, the new FCEV adopts Copper-Clad Aluminum (CCA) bus bars of which the weight and cost are reduced by 50% and 30%, respectively.

Enclosure

The fuel cell stack is encased in an enclosure and protected from vibration, moisture, and dust. In addition, the manifold blocks and side covers installed on both sides of the fuel cell stack function as an interface to supply reactant gases and coolant, and provide a secure mounting of the stack on the vehicle.

The enclosure manufactured by tilt casting is designed to have structural strength and corrosion resistance which is obtained by anodizing the surface. The results of high-pressure spray test shown in Figure 16 demonstrated its watertight performance. Another distinguishing feature of the enclosure is a ventilation system to remove a vapor condensation inside the enclosure, which can be caused by the accumulation of humidity and the temperature difference between inside and outside of the enclosure. Connecting the air intake with a vent pipe located inside of the enclosure forces air in the enclosure to circulate by negative pressure induced by the air intake.



Figure 16. High-pressure spray test to verify the watertight performance of the enclosure

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The manifold block and the side cover shown in Figure 17 are made of Glass Fiber Reinforced Polymer (GFRP). The design for rigid mounting structures and the employment of steel-plastic composite material result in resistance to vibration, mechanical strength against collision, and improved electric insulation, while decreasing the weight and cost by 40% and 50%, respectively.



Figure 17. Manifold block (left) and side cover (right)

4. Balance of plant and hydrogen storage system

The function of Balance of Plant (BOP) and hydrogen storage system is to supply oxygen and hydrogen to the fuel cell stack so that the fuel cell system can produce electric power (Figure 18). They control the electrochemical reaction of the fuel cell depending on the power demand, and manage the heat and water produced during the reaction. BOP consists of Air Processing System (APS) to supply air, Fuel Processing System (FPS) to supply hydrogen, and Thermal Management System (TMS) to maintain the temperature of the stack.

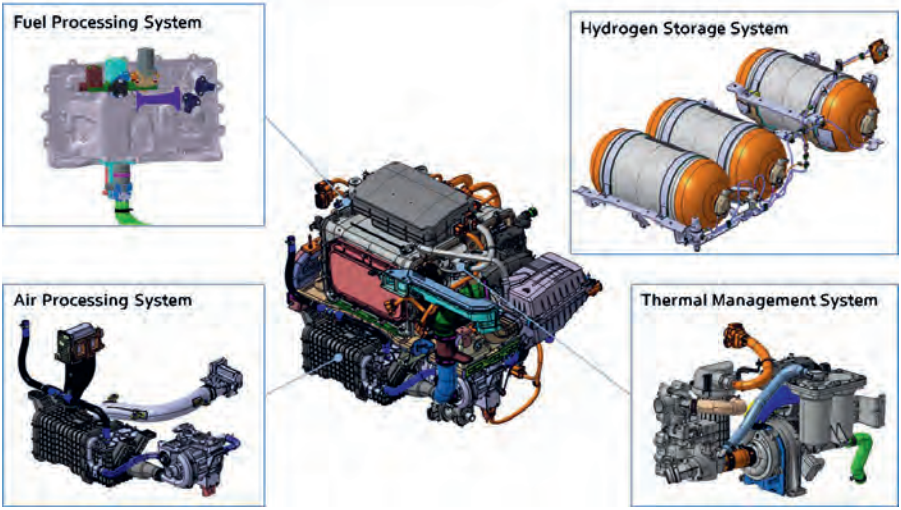


Figure 18. Balance of plant and hydrogen storage system

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Development concept

The system components have been miniaturized to develop a fuel cell powertrain that has a similar configuration to conventional internal combustion engines, while the performances are maintained or even improved compared to the previous fuel cell system. By modularization and integration of the functions of the individual system components, the weight and volume of each subsystem have been reduced, thus the power density of the fuel cell system has been increased.

Variable pressure operation is a technique that operates the fuel cell system at normal pressure to increase the efficiency and minimize NVH when low power output is required, while a high pressure is applied when high power output is required or the temperature of the system is high. By increasing the pressure of the system, a desired level of humidification and cooling capability can be achieved. Although variable pressure operation enhances the overall efficiency and stability of the fuel cell system, it must be accompanied by the development of high performance parts, such as high pressure air compressors and high pressure control valves. In addition, pipes, tubes, and couplings need to satisfy strengthened specifications for airtightness at high pressure.

Water, which is the product of electrochemical reaction between hydrogen and oxygen, is always present in a fuel cell system. When water in the fuel cell system freezes, it may cause many problems, such as delay in starting the vehicle due to insufficient supply of reactant gases, malfunction of valves, failure of sealing, permanent damage of the fuel cell stack due to volume expansion of ice. In addition, when a fuel cell stack is started in cold weather, it is required to raise the temperature of the fuel cell stack since the optimal temperature for fuel cells is in the range of 60 - 80℃. The fuel cell system of the next generation FCEV has cold start capability at as low temperature as -30℃. To this end, each component of the system has been designed to properly operate at temperatures between -40℃ and 105℃, and some critical parts are equipped with heaters to raise the temperature quickly. Purge of the system to remove internal water during or after the system operation and multiple coolant loops to control the coolant flow and help rapid increase of temperature are also applied to improve cold start capability.

Air Processing System (APS)

APS supplies humidified and pressurized air to the fuel cell stack according to operating conditions. As shown in Figure 19, APS includes an air compressor, a humidifier, valves, air cooler and Intake, and exhaust duct assembly.

The air compressor and the pressure control valve are key components for variable pressure operation which controls the flowrate and pressure of air, so that the fuel cell stack can be operated at optimal conditions regardless of the power demand and the external environment. With the introduction of variable pressure operation to the new FCEV, the maximum outlet pressure of the air compressor has increased to 220% of that for the previous FCEV. In addition, the maximum rotation speed of the air compressor has been raised to 100,000 RPM for improved compression efficiency, and air-foil bearings support the high speed rotor.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

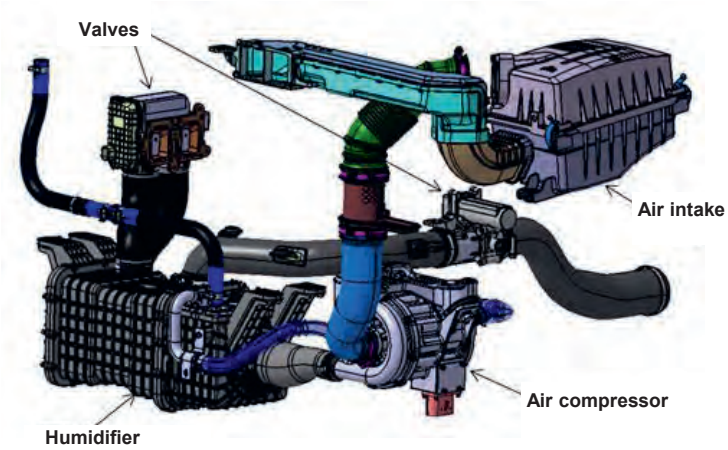


Figure 19. Air processing system

Because proton conducting membranes used in a fuel cell stack require humidity for proton conduction, air needs to be humidified before entering the stack. The new FCEV is equipped with a gas-to-gas humidifier with thousands of hollow fiber membranes. By optimizing the hollow shape and the membrane material, volume of the humidifier has been reduced to 58% of that for the previous FCEV. Despite the reduction of volume, the humidifying capacity is maintained even under harsh conditions, such as high temperature and high power output. The rectangular shape of the humidifier is another new feature, which minimizes dead space of the fuel cell system and allows compact packaging.

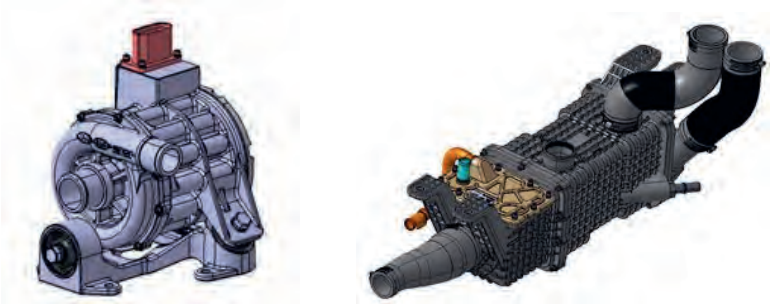


Figure 20. Air compressor (left) and humidifier (right)

An air cutoff valve is also applied to improve the durability of the fuel cell stack through preventing the fuel cell components from being exposed to air when the vehicle is not in use.

Fuel Processing System (FPS)

By reducing the number of parts and modularizing, FPS has been simplified, and the weight and cost have been significantly decreased. Specifically, whereas the fuel

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

recirculation system for the previous FCEV had a dual ejector and a recirculation blower in line, that for the new FCEV has a single ejector. In addition, the control function of each valve is integrated to the host controller, and the parts are modularized so that they can be directly mounted on the manifold block. As a result, the number of components decreased from 17 to 10, and the volume and weight were reduced by 29% and 48%, respectively (Figure 21).

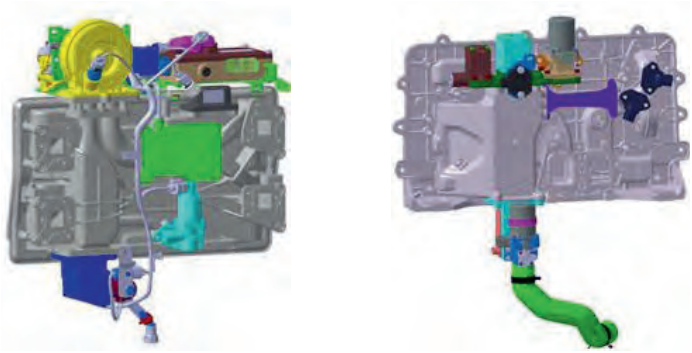


Figure 21. Fuel processing system of ix35 FCEV (left) and the next generation FCEV (right)

Since FPS handles hydrogen, it is crucial for all the components of FPS to have sufficient capability of sealing and durability. The valves for controlling fuel supply have been developed to satisfy higher specifications than required for variable pressure operation. The valves for purging hydrogen and draining accumulated water, which are frequently exposed to water, have been designed with highly durable materials under wet environment and a wide range of temperature. The fuel cutoff valve has also been developed to ensure airtightness, and the power consumption has been greatly reduced by optimizing the duty control.

Thermal Management System (TMS)

In order to operate the fuel cell stack in optimal conditions, it is important to keep the stack in a proper temperature range. In normal operating conditions, heat, which is generated by the electrochemical reaction in the fuel cell stack, must be removed to maintain the temperature at a certain level. On the other hand, in the case of cold start, the stack needs to be heated to reach a desired temperature quickly. The temperature control in these various conditions is performed by TMS, which consists of a TMS module, a stack cooling pump, a coolant heater, a bypass valve, and an ion filter (Figure 22). The TMS for the next generation FCEV has been developed to achieve sufficient thermal management capability even in extreme conditions, such as cold start at -30°C and full acceleration at 40°C.

The parts of the TMS have been modularized to reduce the volume and cost, so that the main components are integrated and assembled into subsystems. By sharing an actuator for multiple valves and minimizing hose and pipe connections, additional cost reduction was possible. The service life of the ion filter has been extended by increasing the ionic resin capacity. Coolant for the TMS has been developed to keep antifreeze property at as low temperature as -40°C or less.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

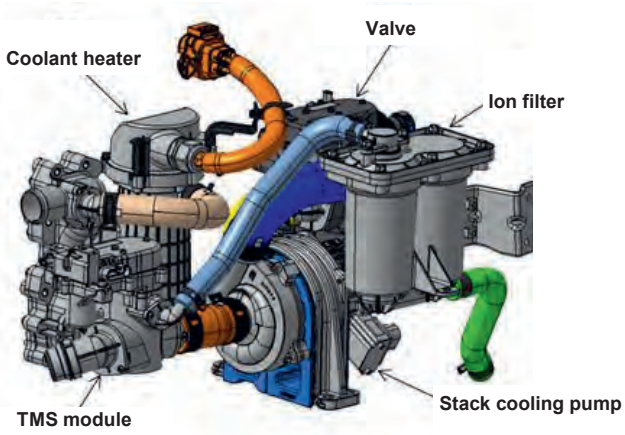


Figure 22. Thermal management system

Hydrogen Storage System

Hydrogen is stored in high pressure tanks of which the maximum operating pressure is 70 MPa or 700 times atmospheric pressure. While 2 tanks with different capacities were used for ix35 FCEV, the next generation FCEV adopts 3 tanks with an identical capacity, which reduced the development and manufacturing cost (Figure 23). Moreover, the optimization of the Carbon Fiber Reinforced Polymer (CFRP) layers of the tank not only increased the gravimetric storage efficiency, which is the ratio of stored hydrogen mass to the total mass of the tank, but also decreased the material cost by using less amount of carbon fiber. In addition, the hydrogen storage system was designed to charge and discharge hydrogen through a common piping system, which also increased the volumetric storage efficiency and allowed more space for cabin and trunk.

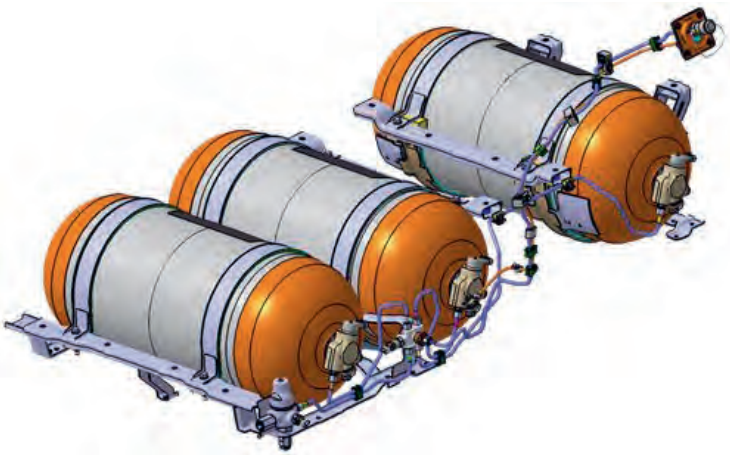


Figure 23. Hydrogen storage system

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

It is crucial to verify the safety and durability of the hydrogen storage system, because hydrogen is readily flammable when it is mixed with oxygen in the air and ignited. To this end, the safety and functionality of hydrogen tanks were tested and certified by authorized institutions. The test protocol is extensive and includes leakage, charge and discharge cycle, drop, burst, bonfire, bullet, etc. To the relief of the end-users, the related regulations have been strengthened, which require a single tank to pass a series of tests instead of multiple tanks to pass individual tests. Finally, FCEVs with hydrogen tanks should pass various crash tests to ensure the safety before customers can buy them as usual vehicles. Therefore, FCEVs are at least as safe as any other conventional vehicle.

5. Summary

The new model will act as the spearhead of Hyundai Motor's plans to accelerate development of low emission vehicles, in line with Hyundai Motor Group's renewed goal of introducing 31 eco-friendly models (Hyundai Motor and Kia Motors combined) to global markets by 2020. This new development roadmap also represents the next step for Hyundai Motor and its affiliate toward realizing the ultimate ambition of creating a cleaner environment through eco-friendly vehicles.

Hyundai Motor plans to take a multi-pronged approach to its eco-vehicle program. The company is committed to a future vehicle line-up comprising a variety of powertrain options – electric, hybrid, and fuel cell – to suit customers' varied lifestyles.

Spurred on by greater global demand for fuel-efficient and eco-friendly vehicles, Hyundai Motor will strengthen its global leadership in hydrogen fuel cell technology. This will center on enhancing research and development efforts to boost FCEV performance and durability, while also making the technology smaller and cheaper so that it can be applied to smaller sedans.

Hyundai Motor, the world's first automaker to introduce a mass production line for hydrogen fuel cell cars, has supplied fuel cell vehicles since 2013, and now sells them in 18 countries around the world. Through numerous years of development and production, Hyundai Motor has proved that fuel cell vehicles are as competitive as internal combustion engine cars in terms of safety and reliability.

Hyundai Motor will reveal the new hydrogen SUV in early 2018 in Korea, followed by the North American and European markets. The company will also consider expanding availability of its new fuel cell model to markets with high growth potential for eco-friendly vehicles, such as China.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Masaki Toriumi
Nissan Motor Co., Ltd., Kanagawa, Japan

Nissan’s Electric Powertrain Strategy

Nissan's elektrische Antriebsstrang Strategie

Abstract

Nissan’s powertrain development strategy to achieve sustainable mobility is based on two pillars: zero emissions and internal combustion engine (ICE) evolution. In 2010 Nissan introduced the Nissan Leaf; the world’s first mass production battery electric vehicle (EV), taking the lead on a zero emission strategy based on EVs. Our vision of EV development is aimed at providing affordable mass market EV’s that everyone can enjoy and that deliver a smooth, quiet and quick acceleration response, a key advantage for EV powertrains. Expansion of EV sales volume promotes zero emission mobility and also reduces CO_2 emissions and improves air quality.

In developing components for EVs we pursue compactness, light weight and high efficiency. Since the introduction of the 1st generation LEAF we have continued to develop electric components in line with this strategy. Electric components are developed not only through parts evolution but also through the improvement of design methods, for example telematics data was utilized to simulate Li-ion battery capacity deterioration. Incorporating advanced component technologies the 2nd generation Nissan LEAF introduced in 2017 improved every performance attribute to satisfy more global customer requirements with high reliability.

A key factor to enable future EVs meet global market requirements is an improvement in high speed driving efficiency. For the electric motor, a rotor design for reducing eddy current loss and optimisation of magnetic flux are effective measures for achieving high speed efficiency. For the inverter, energy loss of power devices is a dominant factor of high speed efficiency. To reduce power device loss, pulse width modulation (PWM) control is an effective measure for reducing current switching loss and field weakening loss by digitizing pulses and increasing the voltage applied to the electric motor. Together with battery evolution for improvements in power and energy density we will improve the next generation of various EV models.

In 2016, Nissan introduced a new electric powertrain called e-POWER. e-POWER provides all-electric motor drive with the electric power for the traction motor being supplied by an ICE-based power generation unit. e-POWER delivers the same excellent Nissan EV acceleration feeling while also advancing the strategy of EVs for everyone. Technical evolution of EV components was optimized for e-POWER to improve high-speed efficiency for global markets. Nissan will expand electric powertrain vehicles in global markets through EVs and e-POWER for sustainable mobility and improving performance through component evolution.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Nissans Entwicklungsstrategie für einen Antriebsstrang, der nachhaltige Mobilität ermöglicht, beruht auf zwei Säulen: Null-Emissionen und ICE-Evolution. Nissan hat 2010 den „Nissan LEAF“, das erste globale Elektroauto (E-Auto) mit Batterie in Serienfertigung, als führendes auf der Null-Emissionsstrategie basierendes E-Auto vorgestellt. Unsere Vision der E-Auto-Entwicklung basiert auf dem Ziel, „E-Autos für alle“ anzubieten, deren ausgezeichnetes Fahrgefühl der „sanften, ruhigen und schnellen G-Reaktion“ zu erschwinglichen Verkaufspreisen im Serienproduktionsfahrzeugsegment erhältlich ist, ein Schlüsselvorteil für den EV Antriebsstrang. Die Expansion von E-Auto-Verkäufen fördert die Null-Emissionsmobilität, reduziert auch die CO2-Emissionen und verbessert die Luftqualität.

In der Komponentenentwicklung für E-Autos streben wir nach „Kompaktheit, leichtem Gewicht und hoher Effizienz“. Seit dem LEAF der ersten Generation haben wir uns daran gehalten, elektrische Komponenten kontinuierlich nach dieser Strategie zu entwickeln. Elektrische Komponenten werden nicht nur mit der Teileentwicklung, sondern auch mit der Verbesserung der Designmethodik entwickelt. Um die Verschlechterung der Batteriekapazität von Lithium-Ionen-Akkumulatoren einzuschätzen, werden Telematik Daten genutzt. Diese fortgeschrittenen vereinenten Komponententechnologien, verbesserte der 2017 vorgestellte LEAF der zweiten Generation alle Attribute, um zuverlässig mehr globale Kundenansprüche zufriedenzustellen.

Damit das E-Auto der Zukunft den globalen Marktansprüchen gerecht wird, ist effizientes Fahren mit Hochgeschwindigkeiten ein Schlüsselfaktor. Für Elektromotoren sind ein Rotordesign, der Wirbelströme und Eisenverlust reduziert, sowie die Optimisierung des magnetischen Flusses effektiv für effizientes Fahren mit Hochgeschwindigkeiten. Bei einem Inverter ist der Energieverlust des Leistungsgeräts für die Hochgeschwindigkeits-Effizienz dominant. Um den Verlust des Leistungsgeräts zu reduzieren, ist PWM-Übermodulationskontrolle eine effektive Maßnahme, sodass Verluste beim Stromschalten und bei der Feldabschwächung verringert werden, indem Pulse dezimiert und die am Elektromotor angelegte Spannung erhöht werden. Zusammen mit der Weiterentwicklung der Batterie und der Verbesserung der Energiedichte werden wir das E-Auto der nächsten Generation in verschiedenen Fahrzeugmodellen verbessern.

2016 hat Nissan den neuen elektrischen Antriebsstrang „e-Power“ vorgestellt. e-Power bietet 100%-iges Fahren mit Elektromotor in E-Autos. Elektrischer Strom für den Fahrmotor wird durch konventionelle ICE-Motoren bereitgestellt. e-Power bietet die gleiche ausgezeichnete Beschleunigungsleistung wie ein Nissan-EV-Auto und soll das „E-Auto für alle“ sein. Die technische Evolution der E-Auto-Komponenten ist auch für e-Power optimiert worden, um Hochgeschwindigkeitseffizienz auf dem globalen Markt zu verbessern.
Nissan wird das Angebot an Autos mit elektrischem Antriebsstrang durch E-Autos und e-POWER für verträgliche Mobilität auf den Weltmarkt erweitern und seine Leistungen durch Komponentenweiterentwicklung verbessern

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Introduction

For sustainable mobility Nissan has adopted a long-term vision of CO_2 emission reduction and set a target of reducing CO_2 emissions from the company's new cars by 90% by 2050 compared with 2000. To achieve this target, our powertrain development strategy is based on two pillars; zero emissions and ICE evolution.

2. Zero emission leadership: EVs for everyone

Zero emission mobility is necessary to accelerate the transition to a renewable energy society. Nissan introduced battery electric vehicles (EVs) to demonstrate zero emission leadership. Our vision of EV development is aimed at providing affordable mass market EV's that everyone can enjoy and that deliver a smooth, quiet and quick acceleration response, a key advantage for EV powertrains. Expansion of EV sales volume promotes zero emission mobility and also reduces CO_2 emissions and improves air quality. Key factors to spread zero emission vehicles are technical innovation in EVs along with a comprehensive effort to expand charging stations and other necessary infrastructure. As shown in Figure 1, Nissan is committed to the promotion of zero emission mobility through comprehensive activities; including partnerships with national and local governments, electric power companies and other organizations.



Figure 1. Stakeholders of BEV Society

To achieve a renewable energy society, diversity of energy sources must be increased such as the use of hydrogen and biofuels in addition to electricity and fossil fuels. Hydrogen and biofuel energy can be transformed into electrical power through use of fuel cells or by ICE-based generation units using fossil fuels. As shown in Figure 2, Nissan intends for electric powertrains and batteries to be core technologies, providing excellent driving performance and efficiency through all-electric motor drive and with the flexibility to accommodate diverse energy sources using different powertrain technologies. Electric powertrain development following the zero emission strategy can be applied to all diverse energy sources, as well as to EVs.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

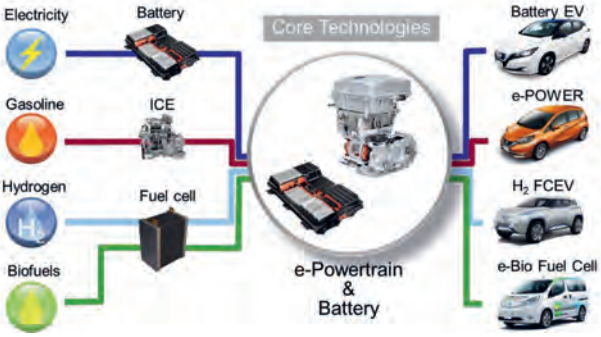


Figure 2. Core technologies for energy diversification

3. Electric powertrain development for first mass-produced EV

From the world's first mass-produced EV; the Nissan LEAF in 2010, Nissan has pursued EVs for everyone by continuously expanding the EV market and customer base. Vehicle performance was improved through two minor-model changes in 2013 and 2016 model years. Cumulative global sales of Nissan LEAF have surpassed 283,000 units since 2010 as shown in Figure 3.

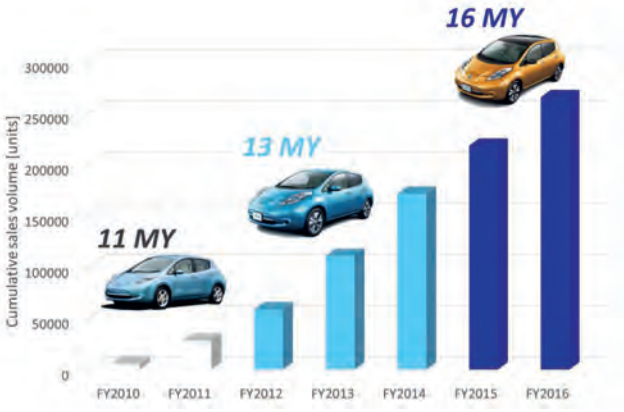


Figure 3. Cumulative sales results for first generation Nissan LEAF

In developing components for EVs we pursue compactness, light weight and high efficiency. Since the 1st generation LEAF we have continued to develop electric components based on this strategy. To improve performance, compact and lightweight component packages have been developed not only through parts evolution, but also by improving design methods. Some examples include a direct cooling power module, new DC bus capacitor, thin laminated electromagnetic steel sheet for the rotor and reduction of rare earth elements for motor magnets. Telematics data is utilized for various purposes in

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Li-ion battery development. For example, battery data parameters are monitored to prevent system failure. If we find any information that shows the possibility of failure we can communicate with global customers to prevent problems in advance.
In other cases telematics data is utilized to simulate battery capacity deterioration in fleet testing as shown in Figure 4. Simulation results and fleet survey results for the battery are correlated as shown in Figure 5 and 6 and a method of simulating battery capacity deterioration has been established. Backed by this development, the Li-ion battery warranty has been improved from 5 years or 100,000 km for the 1st generation LEAF to 8 years or 160,000 km for the 2nd generation model as shown in Figure 7.

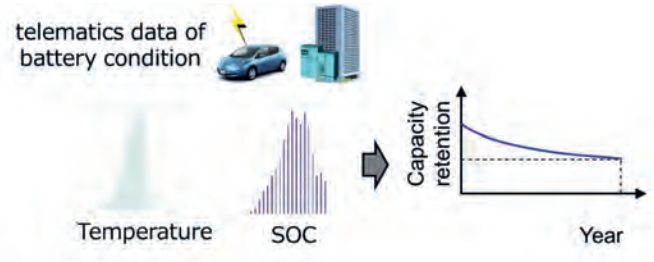


Figure 4. Battery capacity estimation using telematics data

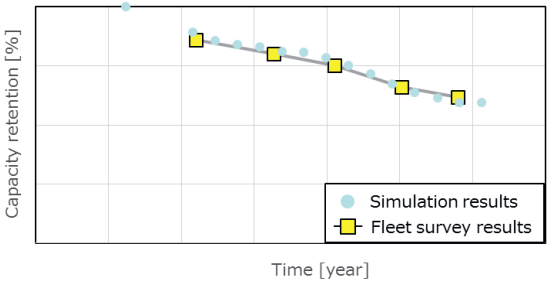


Figure 5. Battery capacity correlation between fleet test data and estimation

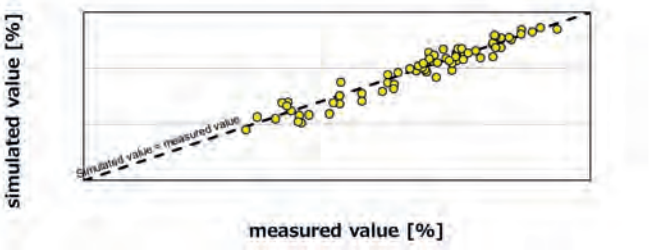


Figure 6. Li-ion battery deterioration correlation

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

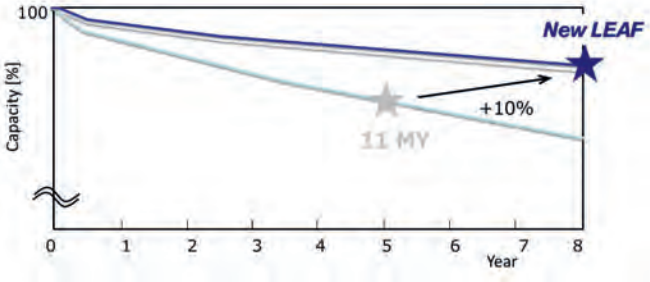


Figure 7. Reduction of Li-ion battery deterioration

The 2nd generation Nissan LEAF as shown in Figure 8, launched in 2017 and featured improvements in every area of performance to satisfy more global customer requirements, with high reliability and incorporating the latest component technologies as shown in Figure 9.
The electric motor's size and weight are almost the same but torque and output power have been improved to 320 Nm and 110 kW, up from 280 Nm and 80 kW, thereby greatly expanding the region of high efficiency as shown in Figure 10. The inverter of the 2nd generation Nissan LEAF was reduced in volume from 18L to 9L and in weight from 16.8 kg to 11.4 kg compared with the 1st generation model as shown in Figure 11. The Li-ion battery pack is the same size, but thanks to improvements in cell energy density and cell / pack volume ratio as shown in Figure 12, its capacity was increased from 24 kWh to 40 kWh. Moreover, as shown in Figure 13, the driving range of the 2nd generation LEAF is double that of the 1st generation model, an improvement from 200 km to 400 km under Japan's JC08 emission test mode. The high-performance Nissan LEAF model announced for 2018 is equipped with a battery pack having improved capacity while maintaining the same size.



Figure 8. 2nd generation Nissan LEAF

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Figure 9. Technologies applied to Nissan LEAF since 2010

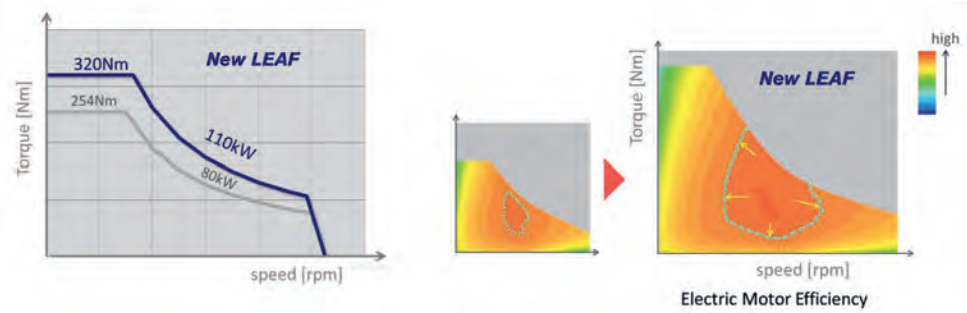


Figure 10. Improvement of electric motor performance and efficiency

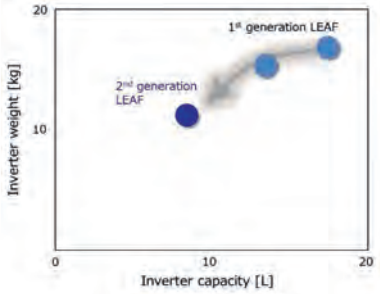


Figure 11. Inverter size reduction

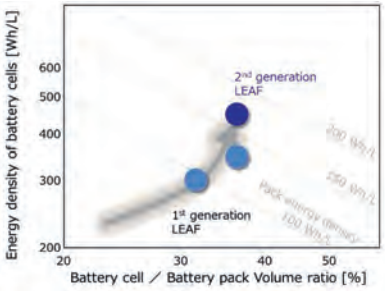


Figure 12. Battery improvement

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

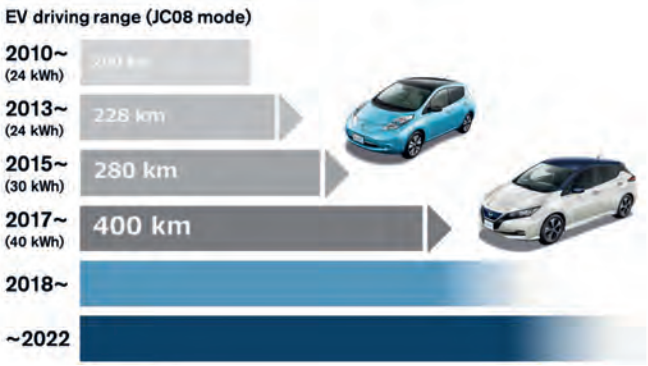


Figure 13. Driving range of new Nissan LEAF and future forecast

4. For future EV evolution

For future EV evolution, based on the technical assets of current ePT components, we will continue to develop electric components to achieve more compactness, lighter weight and higher efficiency. To meet global market requirements high speed driving efficiency is a key factor to be improved over current EVs. For the electric motor, as shown in Figure 14, a rotor design for reducing eddy current loss and optimisation of magnetic flux are effective measures for achieving high speed efficiency. For parts designed for high speed operation, high speed efficiency enables maximum torque reduction with a lower reducer gear ratio, thereby, improving electric component packaging and cost. For the inverter, power device loss is a dominant factor of high speed efficiency. To reduce power device loss PWM control is an effective measure for reducing current switching loss and field weakening loss by digitized pulses and increasing the voltage applied to the electric motor. Along with battery evolution through improvement of power and energy density as shown in Figure 15, we will improve the next generation of various EV models.

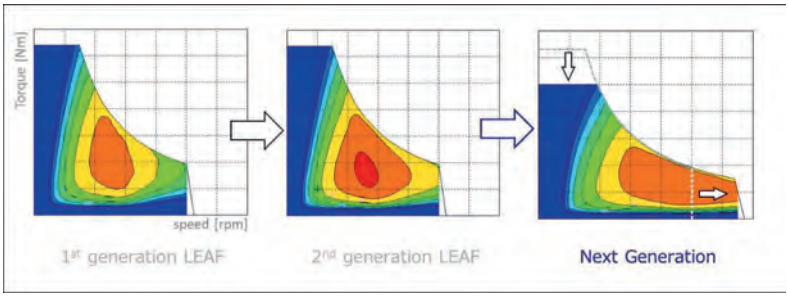


Figure 14. Electric motor evolution in the next generation

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

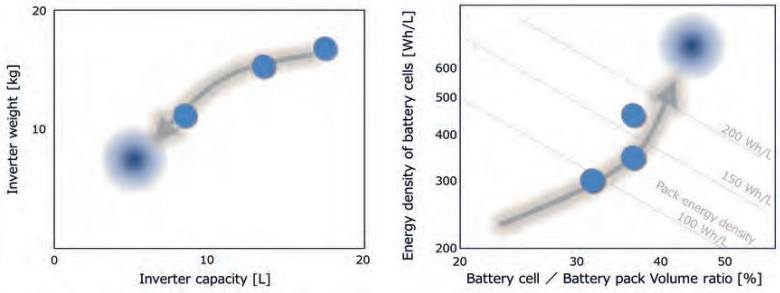


Figure 15. Inverter and battery evolution in the next generation

5. Application for “e-POWER”

In 2016 Nissan introduced the new e-POWER electric powertrain that provides all-electric motor drive, with electric power for the traction motor supplied by ICE-based generation. Figure 16 shows the powertrain comparison of EV vs e-POWER. From the first generation Nissan LEAF we have aimed at achieving EVs for everyone, emphasizing the excellent acceleration performance obtained with the electric motor that delivers smooth, quiet, and quick acceleration response. e-POWER acceleration performance is the same as that of Nissan EVs and represents another step toward EVs for everyone.

Technical evolution of EV components was also optimized for e-POWER to improve high-speed efficiency for the global market. Along with further ICE evolution we will deploy e-POWER in markets worldwide and in various vehicle segments, with its compact, lightweight, and highly efficient electric components.

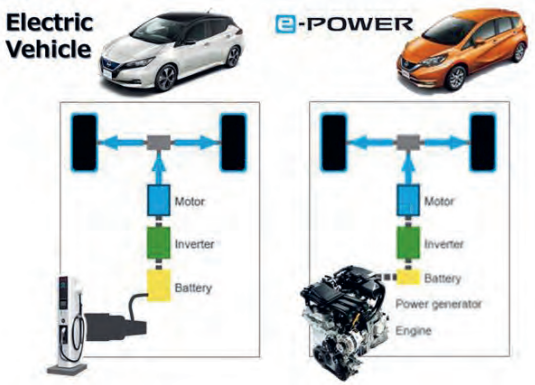


Figure 16. Powertrain comparison: EV vs e-POWER

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6. Summary

- Nissan's powertrain development strategy has two pillars for achieving the company's long-term CO_2 reduction target: zero emissions and ICE evolution. For zero emissions, based on our aim of providing EVs for everyone, we will continue supplying more EVs to the market by improving the powertrain so as to accomplish the ultimate goal of sustainable mobility in a renewable energy society.

- In developing components for EVs we will pursue compactness, light weight and high efficiency. Since the introduction of the 1st generation LEAF we have continued to develop electric components in line with this strategy through parts evolution and improvement of design methods by using global market data. The 2nd generation Nissan LEAF introduced in 2017 incorporates the resultant technologies.

- For future EV evolution ensuring efficiency in high speed driving conditions is key to expanding EVs in global markets. Following the component development strategy Nissan continues to promote advanced engineering of electric powertrains.

- The e-POWER electric powertrain provides the same excellent acceleration as Nissan EVs and represents another pillar of the EVs-for-everyone strategy. EV component evolution was optimized for e-POWER. Nissan will continue to provide more electric powertrain vehicles to global markets through EVs and e-POWER for advancing sustainable mobility.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Ingo Steinberg, Dr.-Ing. Gereon Hellenbroich, Dr.-Ing. Jan Nowack,
FEV Europe GmbH, Aachen

Effizienter Getriebebaukasten für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge – Trends und Lösungen

Efficient transmission kit for battery electric vehicles – Trends and solutions

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt eine Getriebefamilie für rein elektromotorisch betriebene Fahrzeuge (BEV, Battery Electric Vehicle) vor. Die Getriebefamilie eignet sich auch für den elektromotorischen Teil von P4-Hybridfahrzeugen (HEV, Hybrid Electric Vehicle), bei denen in der Regel die Hinterräder elektromotorisch und die Vorderräder verbrennungsmotorisch angetrieben werden.

Der Beitrag zeigt Entwicklungstrends auf. Basierend auf der Erfahrung der Autoren wird aktuell die Komplexität der Getriebe für elektromotorische Antriebsstränge gesteigert. Neben der das Volumen dominierenden 1-Gang-Variante beschreibt der Beitrag auch eine 2-Gang-Variante, die sowohl Lastschaltfähigkeit als auch Segelbetrieb zusätzlich zur Rekuperation gewährleistet.

Ziel des Beitrags ist es, einen Getriebebaukasten mit geringer Bauteilkomplexität bis zu einem maximalen Elektromaschinendrehmoment von 600 Nm vorzuschlagen. Der Antriebsstrang ist quer zur Fahrtrichtung eingebaut. Der Baukasten erfüllt die Anforderungen unterschiedlicher Fahrzeugklassen, wie Mittelklasselimousine, SUV (Sports Utility Vehicle), Transporter der 3,5-Tonnen-Klasse sowie auch von Anwendungen mit schmaler Spur, z.B. Kehrmaschinen für den innerstädtischen Bereich.

Einleitung

Rein elektromotorisch angetriebenen Fahrzeugen kommt eine hohe Bedeutung zu, um zukünftige Fahrzeugflottenziele hinsichtlich der Emissionen, wie CO_2, NO_x und Feinstaub, zu erreichen. Insbesondere in großen Städten kann der Beitrag dieser Fahrzeuge zur Luftreinhaltung erheblich sein. In Fahrzeugflotten zur Verteilung von Gütern in Städten und im stadtnahen Bereich werden sich rein elektromotorisch betriebene Fahrzeuge schnell durchsetzen. Das Fahrzeug-Lastkollektiv sowie die vergleichsweise einfache Einrichtung einer Ladeinfrastruktur, die Fahrzeuge kommen täglich zu einer Sammelstelle zurück, begünstigen die schnelle Einführung rein elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge. Selbiges gilt für kleine Kommunalfahrzeuge, wie Kehrmaschinen oder Vorderkipper, welche überwiegend in innerstädtischen Bereichen im Einsatz sind. Auch Hybridfahrzeuge leisten ihren Beitrag in den großen Städten unter der Voraussetzung, dass der Fahrer den Fahrzeugakkumulator über das Stromnetz lädt und nicht über die Verbrennungskraftmaschine.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für viele Fahrzeuge sind 1-Gang-Getriebe ausreichend. In vielen Anwendungen können 2-Gang-Getriebe aber bei unverändert guter Anfahrleistung sowohl Reichweite als auch Endgeschwindigkeit steigern.

Der Beitrag stellt einen Getriebebaukasten vor, der bei geringer Bauteilvielfalt unterschiedliche Varianten, gekennzeichnet durch die Anzahl der Gänge, Ausführung der Parksperre, Ausführung des Ausgleichsgetriebes sowie Lastschaltfähigkeit, abdeckt.

Entwicklungstrends

Die Autoren beobachten aktuell einen Anstieg der Komplexität bei den Getrieben für elektromotorische Antriebe. Die Aufgabe der Produktentwickler ist es, diese Komplexität und die damit gesteigerten Produktkosten in Grenzen zu halten. Das Bild 1 fasst die aktuellen Entwicklungstrends aus Sicht der Autoren zusammen, ausgehend vom 1-Gang-Getriebe mit integrierter Parksperre, der Ausführung mit der aktuell höchsten Stückzahl.

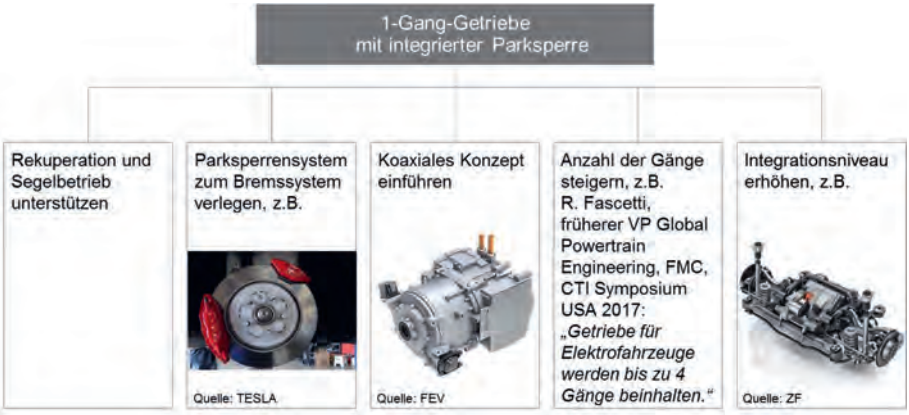


Bild 1: Getriebe für elektromotorische Antriebsstränge – Trends

Neben der Rekuperation während des Fahrzeugschubbetriebs wird auch der Segelbetrieb sinnvoll einsetzbar sein. Die Elektromaschine lässt sich dazu in einer „Neutralfunktion" von den Antriebsrädern entkoppeln. Dies ist von Vorteil, da gerade bei hoher Fahrgeschwindigkeit und damit hohen Wellendrehzahlen die Schleppleistung einer Elektromaschine erheblich sein kann.

Das Sichern des Fahrzeugs gegen unbeabsichtigtes Wegrollen ist eigentlich eine Funktion auf Fahrzeug- und nicht notwendigerweise auf Getriebeebene. Es befinden sich die ersten Fahrzeuge im Markt, bei denen auf die getriebeinterne Parksperre verzichtet wird und bei der zusätzliche elektrische Radbremsen das Fahrzeug sichern. Diese Architektur wird vermehrt Einzug halten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einige Fahrzeugbauräume erfordern koaxial bauende Getriebe, die in Fahrzeuglängsrichtung besonders kompakt ausgeführt werden können. Der Rotor der Elektromaschine wird als Hohlwelle ausgeführt, durch welche eine der beiden Seitenwellen geführt wird. Untersetzungsgetriebe und Ausgleichsgetriebe sind dabei innerhalb der Elektromaschine angeordnet oder koaxial direkt neben dieser Maschine.

Ein großer Teil der aktuellen Entwicklungsaktivitäten betrifft Mehrganggetriebe, die aber lastschaltfähig sein müssen. Umfragen zeigen, dass für Elektrofahrzeuge Schaltungen mit Zugkraftunterbrechungen inakzeptabel sind, da sie nicht das für Elektrofahrzeuge charakteristische, ruckfreie Beschleunigungen ermöglichen. Auf die Beweggründe für den Einsatz von Mehrganggetrieben wird später ausführlich eingegangen.

Ferner steigt als weiterer Trend das Integrationsniveau an. Die elektromotorische Antriebseinheit, bestehend aus Inverter, Elektromaschine, Getriebe und Wärmetauscher, sowie das Fahrwerk verschmelzen weit über den Fahrschemel hinaus zu einer Baueinheit. Dieses sehr umfangreiche Gesamtsystem, vorab „End-of-Line“ getestet, wird direkt dem Fahrzeugwerk zum Einbau in das Fahrzeug zur Verfügung gestellt.

Mehrganggetriebe für den elektromotorischen Antriebsstrang – Warum?

Bei vielen neuen Fahrzeugentwicklungen öffnet sich die Schere zwischen geforderter Anfahrleistung und Endgeschwindigkeit immer weiter. Dies gilt für BEVs und für HEVs. Bei gleichbleibender Anfahrperformance reicht dann eine Steigerung des Drehzahlbereichs der Elektromaschinen nicht in jedem Fall aus, um die maximale Fahrgeschwindigkeit zu erreichen. Für den Fall eines 1-Gang-Getriebes wäre eine größere, teurere Elektromaschine und für weite Betriebsbereiche des Fahrzeugs überdimensionierte Maschine notwendig, um eine längere Übersetzung des Getriebes zu kompensieren. Schon ein zweiter Gang reicht oft aus, um diesen Zielkonflikt zu lösen. Dies soll am Beispiel eines leichten Nutzfahrzeugs der 3,5-Tonnen-Klasse als BEV verdeutlicht werden. Die Eingangsdaten für die Simulation lauten:

- Anfahren an 30% Steigung bei voller Beladung möglich mit einem Fahrzeuggesamtgewicht von 3.500 kg
- Gewicht im Fahrzyklus gleich Leergewicht plus 50% Nutzlast; 2.810 kg
- Realistischer Fahrwiderstand aus Ausrollversuchen ermittelt
- Dynamischer Radius des Rades: 0,371 m
- Variante I mit 1-Gang-Getriebe und Übersetzung 10,592
- Variante II mit 2-Gang-Getriebe und Übersetzungen 12,300 und 8,483
- Elektromaschine YASA P400S @ 400V, siehe [1]
- Inverter SEVCON Gen4 Size10, siehe [2]
- Testzyklus WLTP Klasse 2 (22 kW/t < fahrzeugspezifische Leistung ≤ 34 kW/t); maximale Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h

Das Bild 2 beinhaltet die Simulation des Achsdrehmomentes. In Verbindung mit dem 1-Gang-Getriebe und der Anforderung voller Steigfähigkeit bei 30% kann eine maximale Fahrgeschwindigkeit von 105 km/h beim Fahren in der Ebene sowie einer Steigung von 3% erreicht werden. Die Fahrgeschwindigkeit ist begrenzt durch die maximale Drehzahl und nicht durch die Leistungsfähigkeit der Elektromaschine. Erst bei Einsatz des 2-Gang-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Getriebes kann eine höhere Fahrgeschwindigkeit, hier maximal 145 km/h, erreicht werden. Die Elektromaschine ist dann in ihrer Leistungsfähigkeit voll ausgenutzt.

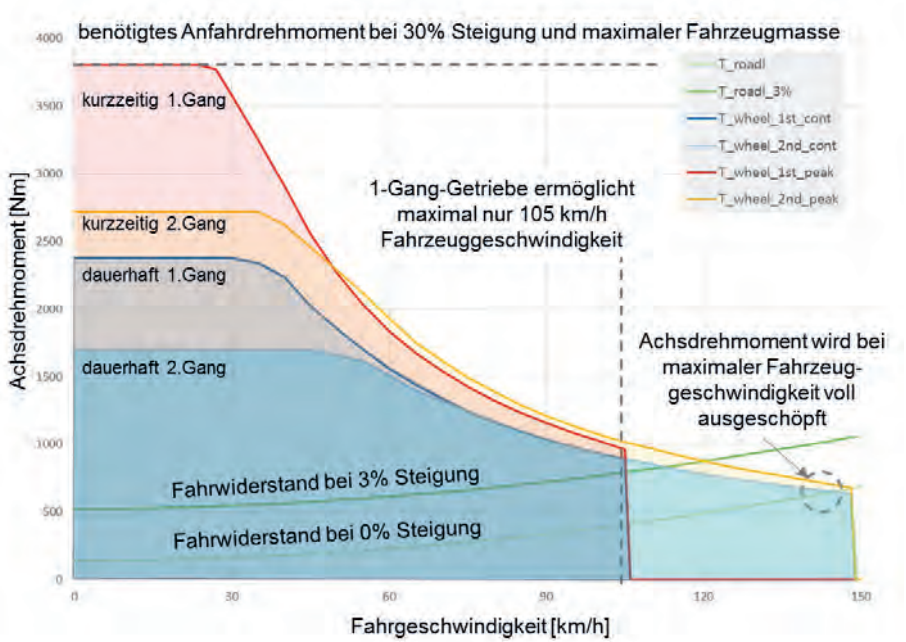


Bild 2: Simulation des Achsdrehmomentes am Beispiel eines leichten Nutzfahrzeugs; 3,5t

Das Bild 3 stellt die Simulation desselben Fahrzeugs im WLTP dar. Die Darstellung enthält die Elektromaschinendrehzahl, das Elektromaschinendrehmoment, die der Batterie entnommenen und im Schubbetrieb auch zugeführten Leistung, den akkumulierten Energiebedarf sowie die Fahrgeschwindigkeit. Hinsichtlich des Energiebedarfs im WLTP ist der Unterschied gering. Während das Fahrzeug mit dem 1-Gang-Getriebe einen Bedarf an elektrischer Energie von 24 kWh/ 100 km aufweist, benötigt das Fahrzeug mit dem 2-Gang-Getriebe 23 kWh/ 100 km. Dieser verhältnismäßig kleine Vorteil von 4% rechtfertigt noch nicht den Wechsel von einem 1-Gang-Getriebe zu einem 2-Gang-Getriebe. Erst bei häufigem Betrieb mit hoher Fahrgeschwindigkeit zeigt sich der Vorteil des 2-Gang-Getriebes deutlich. Das Fahrzeug mit 1-Gang-Getriebe benötigt 41 kWh/ 100 km und damit im Gegensatz zur 2-Gang-Variante 6 kWh/ 100 km mehr bei Konstantfahrt mit 105 km/h. Dieser Vorteil von 14% rechtfertigt die Investition in ein 2-Gang-Getriebe.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

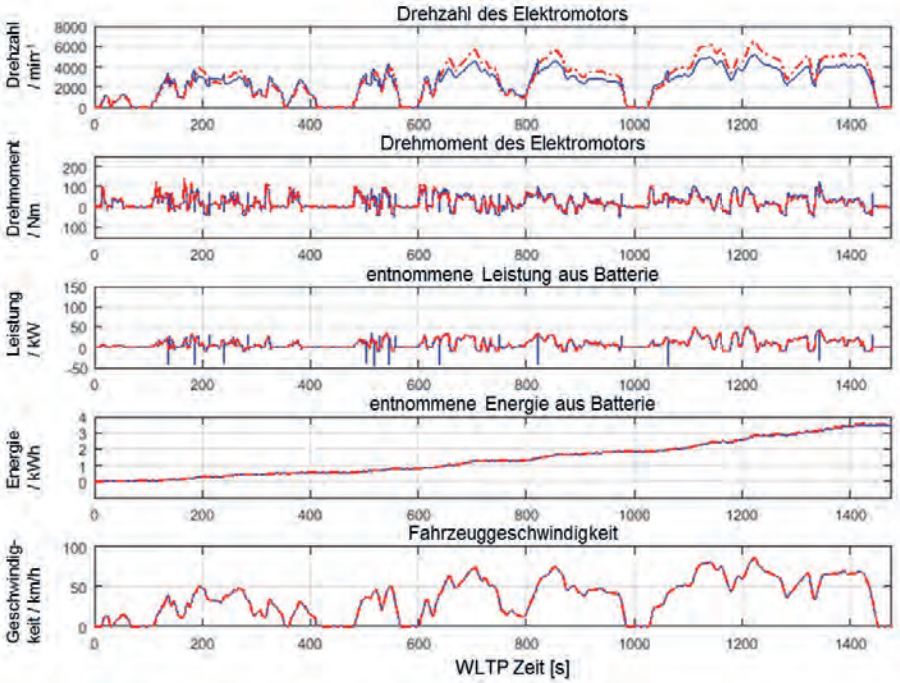


Bild 3: Simulation WLTP (Gestrichelte Linie: 1-Gang-Variante; Durchgezogene Linie: 2-Gang-Variante)

Getriebefamilie

Für den konventionellen, verbrennungsmotorischen Antriebsstrang im Quereinbau decken die meisten Fahrzeughersteller den geforderten Drehmomentbereich bis 600 Nm Eingangsdrehmoment mit drei Getrieben ab. Teilweise beinhalten diese Getriebe jedoch unterschiedliche Getriebeteilsysteme, weil deren Eigenschaften nur für einzelne Fahrzeugklassen passen. So eignen sich trockenlaufende Kupplungen als Anfahrelement in automatischen Getrieben auf Grund ihrer geringeren thermischen Belastbarkeit eher für leichtere Fahrzeuge, während nasslaufende Kupplungen eher für schwere Fahrzeuge zur Anwendung kommen. Das Bild 4 stellt beispielhaft eine Getriebefamilie für den konventionellen Antriebsstrang dar. Es handelt sich um die Doppelkupplungsgetriebefamilie für quer zur Fahrtrichtung eingebauten Antriebsstrang der Volkswagen AG.

Es ist wichtig, dass die Komplexität strikt in Grenzen gehalten wird, weil diese die Produktkosten entscheidend beeinflusst. Dies gilt besonders für Getriebe mit mehreren Gängen, weil diese durch die Schaltelemente erheblich komplexer sind. Um diese Komplexität zu verringern und Teilsysteme aus Getrieben für den konventionellen Antriebsstrang auch für den elektrischen Antriebsstrang zu nutzen, hat die FEV ein 2-Gang-Getriebe entsprechend Bild 5 konzeptioniert [3].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

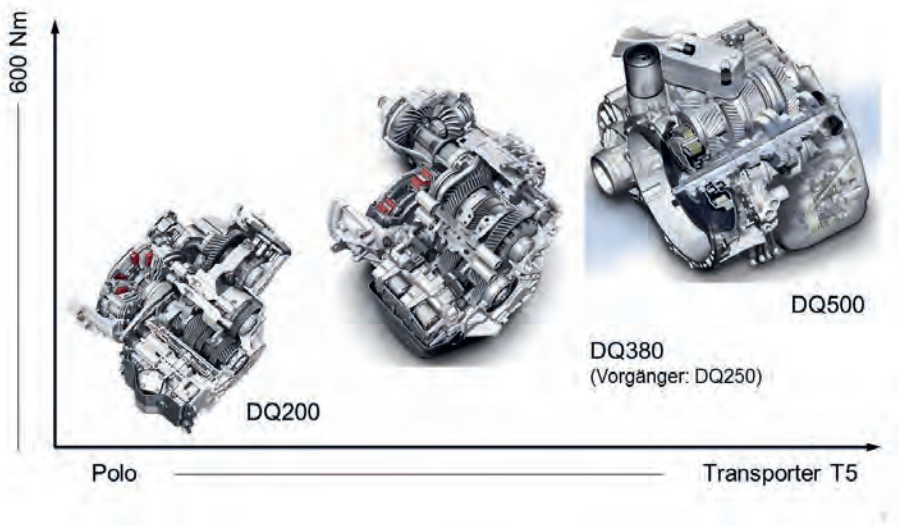


Bild 4: Doppelkupplungsgetriebefamilie für quer eingebauten Antriebsstrang der Volkswagen AG

Dieses Getriebe erfüllt die Anforderung der Lastschaltfähigkeit über eine trockenlaufende Doppelkupplung und elektromechanische Aktuatoren, jeweils bereits für den verbrennungsmotorischen Antriebsstrang im Großserieneinsatz. Die Anforderungen an die Kupplungen sind beim 2-Gang-Getriebe für den elektromotorischen Antriebsstrang geringer, weil diese Kupplungen vorwiegend als Schaltkupplungen verwendet werden und die Schalthäufigkeit niedriger ist. Hinsichtlich der thermischen Belastung sind hierfür quer über die Fahrzeugklassen trockenlaufende Kupplungen ausreichend. Die Schleppdrehmomente sind gegenüber nasslaufenden Kupplungen deutlich geringer. Dies ist sehr wichtig, weil bei einem Konzept mit nur zwei Gängen und ohne Gangschaltaktuatorik im jeweils freien Teilgetriebe kein Gang ausgelegt werden kann. Der erste Gang G1 mit dem treibenden Rad auf der Eingangswelle EW1 ist der Kupplung K1 zugeordnet. Der zweite Gang G2 mit dem treibenden Rad auf der Eingangswelle EW2 ist der Kupplung 2 zugeordnet. Die Triebwelle TW trägt die beiden getriebenen Gangräder, die als Festräder ausgeführt sind. Falls das Getriebe auch eine Parksperrenfunktion beinhalten soll, so kann optional noch ein Parksperrenrad P eingeführt werden. Gemeinsam mit der YASA P400S Axialfluss-Elektromaschine und dem Inverter des Herstellers SEVCON bildet das Konzept eine sehr kurz bauende Antriebseinheit. Die Leistung der Elektromaschine YASA P400S beträgt bei 400 V Batteriespannung 90 kW Spitze und 70 kW kontinuierlich. Das drehmomentbegrenzende Bauelement ist bei diesem Konzept die trockenlaufende Doppelkupplung mit einer maximalen Drehmomentkapazität von 300 Nm als Übernahmeteil aus der Großserienfertigung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

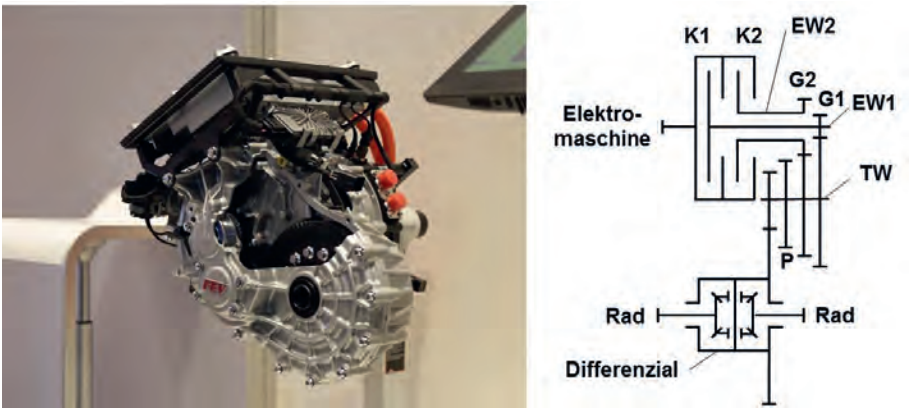


Bild 5: Elektrische Antriebseinheit mit 2-Gang-Lastschaltgetriebe der FEV

Aufgrund der Ausführung als Vorgelegetriebe sind die Übersetzungen in weiten Grenzen wählbar. Für die vorliegende Anwendung eines Nutzfahrzeugs der 3,5-Tonnen-Klasse wurden die Gangübersetzungen entsprechend der dargestellten Simulation ausgewählt.

Die Erfahrung zeigt, dass auch bei einem elektromotorischen Antriebsstrang im Hinblick auf eine komfortable, „weiche" Schaltung der Stufensprung den Wert 1,6 nicht übersteigen sollte. Dieser Wert entspricht dem Stufensprung zwischen dem ersten und dem zweiten Gang eines Schaltgetriebes für den konventionellen Antriebsstrang. Der hier gewählte Stufensprung von 1,45 liegt unterhalb dieses Grenzwertes.

In Verbindung mit der YASA P400-Elektromaschine und deren Maximaldrehzahl von 8.000 min^{-1} ist dies ein schnell auf den Markt zu bringendes lastschaltfähiges Getriebekonzept inklusive einer Neutralfunktion. Auf Grund der Berstdrehzahlen trockenlaufender Reibscheiben eignet sich das Getriebe jedoch nicht für höherdrehende Elektromaschinen. Zusätzlich wünschen Anwender eine Lösung für höhere Drehmomente über 300 Nm hinaus. Aus diesen beiden Gründen, Drehzahlfestigkeit sowie Drehmomentkapazität, hat sich die FEV entschieden für den Getriebebaukasten ein neues 2-Gang-Konzept zu erarbeiten.

Getriebebaukasten

Das Bild 6 beschreibt in Kurzform den Aufbau des Baukastens. Der Baukasten besteht in Summe aus vier Derivaten, zwei Drehmomentklassen mit 300 Nm und 600 Nm maximalen Elektromaschinendrehmoments sowie mit jeweils einem Gang oder zwei Gängen.

Die beiden Varianten mit nur einem Gang sind stark auf niedrige Kosten getrimmt, d.h. auch eine Neutralfunktion, den Segelbetrieb ermöglichend, fehlt. Aus akustischen Gründen lautet die Empfehlung, bei herkömmlichen Stirnradgetrieben auf Zahnradanordnungen mit Mehrfacheingriff zu verzichten, um mehrere Zahneingriffe mit gleicher Zahneingriffsfrequenz zu vermeiden. Hinsichtlich Zahnradheulen würde das Getriebe erheblich an Robustheit gewinnen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

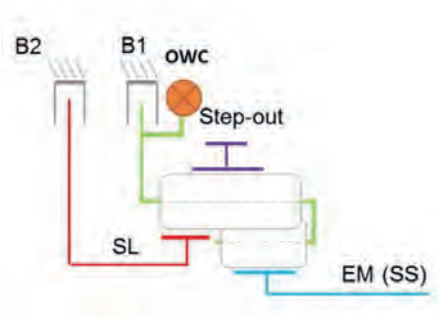
	1-Gang	2-Gang	Option: Parksperre
300 Nm 120 kW kont.	▪ bis Eingangsdrehmoment von 300 Nm ▪ nur Rekuperation	▪ bis Eingangsdrehmoment von 300 Nm ▪ lastschaltfähig ▪ Rekuperation und Segelbetrieb (Neutralfunktion)	1 Ausführung „Park-by-Wire" für alle Anwendungen
600 Nm 200 kW kont.	▪ bis Eingangsdrehmoment von 600 Nm ▪ nur Rekuperation	▪ bis Eingangsdrehmoment von 600 Nm ▪ lastschaltfähig ▪ Rekuperation und Segelbetrieb (Neutralfunktion)	

Bild 6: Konzept eines Getriebebaukastens

Die Ausführung der Parksperre, falls innerhalb des Getriebes gefordert, erfolgt unabhängig von der Drehmomentklasse. Dieses Parksperrensystem ist kostengünstig und mit großem Sperrenrad für alle Anwendungen identisch ausgeführt. Die Parksperre wird elektromechanisch betätigt. Diese „Park-by-Wire"-Systeme werden Standard und erlauben gegenüber dem rein mechanischen System eine größere Flexibilität im Design der „Mensch-Maschine-Schnittstelle".

Technisch anspruchsvoller ist die lastschaltfähige 2-Gang-Variante. Gegenüber der bereits beschriebenen Ausführung als 2-Gang-Doppelkupplungsgetriebe kommt aus Gründen höherer Elektromaschinendrehzahlen sowie höheren Drehmomentbedarfs ein Planetengetriebe entsprechend Bild 7 zum Einsatz. Es handelt sich um einen Ravigneaux-Satz. In Verbindung mit diesem einfachen reduzierten Koppelgetriebe reichen zwei Bremsen B1 und B2 aus, um zwei Gänge zu realisieren. Das kleine Sonnenrad dient als Antrieb. Über das für beide Teilgetriebe gemeinsame Hohlrad wird die Leistung abgeführt. Wahlweise werden der Planetenradträger mit der Bremse B1 oder die Sonne des Minusgetriebes mit der Bremse B2 festgesetzt. Mit diesem Radsatzkonzept lassen sich die Differenzdrehzahlen an offenen Schaltelementen und damit die Schleppverluste reduzieren. Außerdem lassen sich Bremsen über die Dicke ihrer (stillstehenden) Stahllamellen ohne negativen Einfluss auf rotierende Massenträgheiten in ihrer Wärmekapazität skalieren. Die Verwendung ausschließlich von Bremsen war daher ein wichtiges Kriterium bei der Konzeptauswahl. Bremsen vermeiden gegenüber Kupplungen den Einsatz von Drehdurchführungen oder Einrücklagern zur Betätigung der Schaltelemente und sind damit deutlich kostengünstiger. Die Kombination der Bremse B1 mit einem Freilauf erlaubt eine kleinere Ausführung der Bremse selber und verringert die Schleppverluste weiter.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



B1 – Bremse1
B2 – Bremse2
SL – großes Sonnenrad
SS – kleines Sonnenrad
OWC – Freilauf
Step-out – Getriebeausgang

Schaltschema:

	B1	B2	OWC
1. Gang	X		(X)
2. Gang		X	

Bild 7: 2-Gang-Konzept auf Basis des Ravigneaux-Satzes

Die Bilder 8 und 9 zeigen unterschiedliche Ansichten des lastschaltfähigen Getriebes. Die Betätigung beider Bremsen erfolgt über eine in Serie befindliche, bedarfsgerechte Aktuatorik der Firma LuK. Die auch als HCA, Hydrostatic Clutch Actuator [4], bekannte Einheit arbeitet mit einem bürstenlosen Elektromotor pro Schaltelement, der über eine Spindel einen hydraulischen Stellkolben betätigt. Durch die leckagefreie Betätigungsstrecke ist dieses System sehr effizient. Alternativ können durch die gute axiale Zugänglichkeit der Bremsen auch elektromechanische Betätigungskonzepte zum Einsatz kommen.

Die Elektromaschine und der Inverter bilden eine kompakte Einheit und werden mit dem Getriebe verschraubt. Beide Teilsysteme, Inverter und Elektromaschine, sind in der Serienentwicklung weit fortgeschritten. Sie ermöglichen damit eine kurze Entwicklungsdauer der gesamten Antriebseinheit und damit eine schnelle Markteinführung. Aufgrund der speziellen Bauform des Elektromotors als Axialflussmaschine ist eine Ölkühlung notwendig. Wegen dieses Umstands und im Sinne möglichst einfacher Schnittstellen der Antriebseinheit zum Fahrzeug verwenden Motor, Inverter und Getriebe einen gemeinsamen Ölhaushalt. Eine elektrische Ölpumpe saugt Öl aus dem Sumpf des Getriebes an und führt es über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher dem Inverter zu. Von dort fließt das Öl durch den Elektromotor und anschließend zurück in das Getriebe. Hier wird der Volumenstrom aufgeteilt. Ein erster Teil wird in die Hauptwelle des Getrieberadsatzes eingeleitet, von wo er nicht nur den Radsatz schmiert, sondern auch bedarfsgerecht zur Kühlung der Bremsen verwendet wird. Der übrige Teil wird nicht in den Sumpf abgelassen, sondern in einem getriebeinternen Vorratsbehälter zwischengespeichert. Von hier aus werden über verschiedene Kanäle weitere Bauteile beölt, unter anderem Zahneingriffe und die Lagerung der Zwischenwelle. Über eine intelligente Regelungsstrategie der Ölpumpe kann der Füllstand des Vorratsbehälters und damit auch der Ölstand im Getriebe variiert werden, was einen großen Beitrag zur Reduzierung von Planschverlusten und somit zur Wirkungsgradsteigerung leistet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

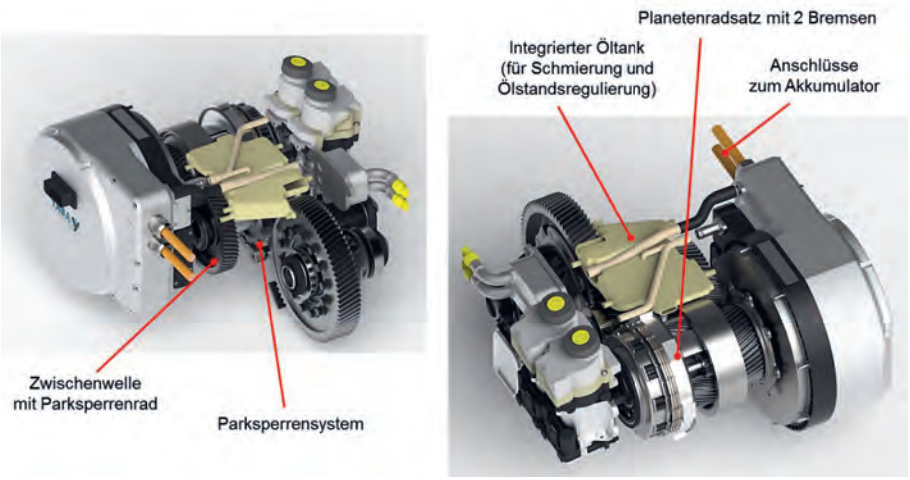


Bild 8: Innenansichten des 2-Gang-Lastschaltgetriebes

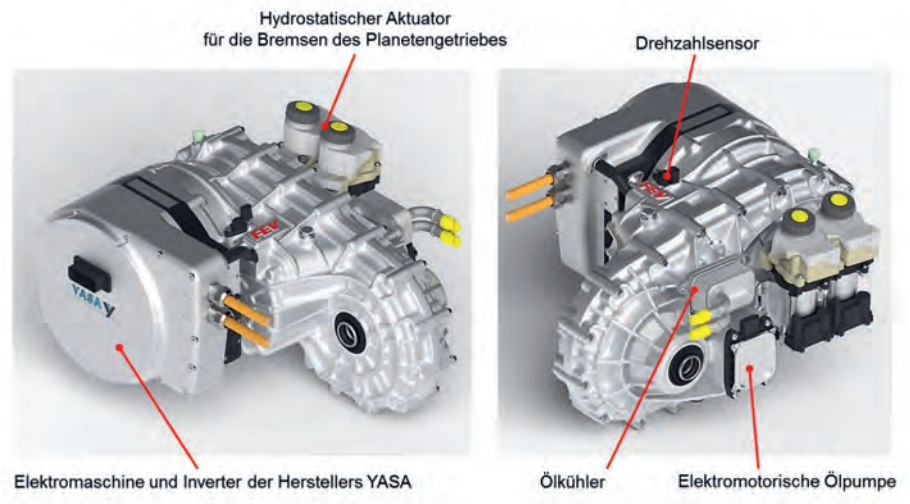


Bild 9: Außenansichten des 2-Gang-Lastschaltgetriebes

Durch die kompakt bauende Einheit aus Elektromotor und Inverter und die darauf abgestimmte Architektur der Getriebe können innerhalb des vorgestellten Baukastens elektrische Antriebseinheiten von hoher Leistungsdichte dargestellt werden. Sie beträgt für die leistungsstärkste 2-Gang-Variante hervorragende 0,6 kg/kW, die einfacher aufgebauten 1-Gang-Varianten liegen noch darüber. Gleichzeitig werden durch die Verwendung von

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

erprobten Serienkomponenten, speziell im Bereich der Aktuatorik und Kühlung, kurze Entwicklungszeiten ermöglicht.

Ausblick

Rein elektrisch angetriebene Fahrzeuge benötigen gegenüber dem verbrennungsmotorischen Antriebsstrang einfachere Getriebe. Die Anforderungen an einzelne Attribute, insbesondere der Getriebeakustik und der Drehzahlfestigkeit, steigen deutlich an.

Für die meisten Elektrofahrzeuge werden 1-Gang-Getriebe ausreichen. Erst der Bedarf nach besonders hohem Anfahrdrehmoment oder nach hoher Höchstgeschwindigkeit rechtfertigt die Investition in ein 2-Gang-Getriebe. 3-Gang Getriebe werden nach heutigem Kenntnisstand ausschließlich für Nischenanwendungen, wie z.B. Sportwagen, benötigt.

Ein 2-Gang-Getriebe muss lastschaltfähig sein, weil eine Zugkraftunterbrechung während der Schaltung von elektromotorisch betriebenen Fahrzeugen vom Kunden nicht akzeptiert wird. Bei einer Investition in ein 2-Gang-Getriebe ist gleich die Neutralfunktion, die Elektromaschine kann von den Rädern entkoppelt werden, einzuplanen. Der in diesem Beitrag vorgestellte Vorschlag erfüllt beide Anforderungen.

Aus Sicht der Autoren muss ein Getriebebaukasten für den quer zur Fahrtrichtung eingebauten Antriebsstrang Elektromaschinen bis zu einem Drehmoment von 600 Nm bedienen können. Gegenüber Getrieben mit hoher Gangzahl für den konventionellen Antriebsstrang kann die Drehmomentabstufung pro Derivat vergrößert werden, weil bei geringer Anzahl an Gängen auch der Gewichtsvorteil kleiner ist. In Summe sind vier Derivate für das Fahrzeugvolumensegment, Quereinbau des Antriebs, ausreichend:

1-Gang-Getriebe bis 300 Nm
1-Gang-Getriebe bis 600 Nm
2-Gang-Getriebe bis 300 Nm
2-Gang-Getriebe bis 600 Nm

Idealerweise eignen sich diese vier Derivate auch für ERAD-Systeme (Electric Rear Axle Drive) von P4-Hybridfahrzeugen. Damit lässt sich das Volumen pro Derivat weiter steigern.

Eine Parksperre, sofern diese im Getriebe angeordnet ist, muss „Park-by-Wire“ fähig sein. Die Ausführung der Parksperre wird nicht durch unterschiedliche Fahrzeugdrehmomente oder Leistungen beeinflusst. Ein für alle vier Derivate einheitliches Design reicht aus.

Literatur

[1] YASA-P400 Series Produktinformation, YASA Motors Limited, Abington, UK
[2] SEVCON Gen4 Size 10 AC Motor Controller Produktinformation, Tyne and Wear, UK
[3] G. Hellenbroich, P. Janssen, H.-P. Lahey, I. Steinberg; Integrated Electric Drive Units including up-to 2 Speeds; Aachen Colloquium China; Beijing; 2017
[4] 10th Schaeffler Colloquium 2014, Solving the Powertrain Puzzle, Transmission Actuators

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr Christopher Hilton, Protean Electric Ltd, Farnham, UK

ProteanDRIVE®: a Digital Propulsion System in the Wheels
ProteanDRIVE®: ein digitales Antriebssytem in den Rädern

Abstract

The notion of a high-bandwidth, digitally controlled propulsion system as a module housed within the wheels is attractive to vehicle designers and dynamics engineers. From both mechanical and control perspectives the simple interfaces to the vehicle make this type of system attractive as a solution for modular vehicle architectures, enabling designers to re-imagine the vehicle free of the need to accommodate traditional powertrain components. Vehicle dynamics engineers have access to independent four-quadrant torque control at the wheels with very fast response times for torque vectoring and traction control. Without half-shafts transferring drive from transmission to the wheels greater manoeuvrability is possible.

The ProteanDRIVE system combines a direct-drive electric motor with motor control, inverter and friction brake into a single package that offers a practical powertrain option for electric and hybrid vehicles. Developing the system to fit within such a confined space and to survive the harsh environment has led to a high level of integration of sub-systems which brings challenges but also opportunities. The resulting product offers mass, inertia and efficiency advantages over conventional electric powertrains.

More than a century after Ferdinand Porsche designed electric hub motors for horseless carriages at the Lohner-Werke in Vienna an updated version may be uniquely placed to take a significant role in the future of mobility.

Kurzfassung

Die Idee eines digital kontrollierten Antriebssystems hoher Bandbreite, das in den Rädern positioniert ist, ist reizvoll für Fahrzeug Designer und Fahrdynamik Ingenieure. Sowie für Mechanik als auch Kontrolle stellt das einfache Interface zum Fahrzeug eine attraktive Lösung für modulare Fahrzeugarchitektur dar. Es ermöglicht Designern, das Fahrzeug vollkommen neu zu gestalten, frei von der Notwendigkeit traditionelle Antriebskomponenten unterbringen zu müssen. Fahrdynamik Ingenieure haben Zugang zu unabhängiger Vier-Quadrant Drehmoment Kontrolle in den Rädern mit schnellen Reaktionszeiten für Torque-Vectoring und Traktionskontrolle. Ohne Halbachsen, die Antrieb vom Getriebe in die Räder übertragen müssen, ist größere Manövrierfähigkeit möglich.

Das ProteanDRIVE System verbindet einen Direktantriebs-Motor mit Motorkontrolle, Inverter und Bremse in einer einziger Komponente und bietet somit eine praktische Option eines Antriebssystems für Elektro- und Hybrid-Fahrzeuge. Die Entwicklung die dazu geführt hat, dass dieses System in solch einen begrenzten Raum passt und in einer rauen Umgebung überlebt, führte zu einem hohen Maß an Integration von Sub-Systemen, was Herausforderungen stellt aber auch neue Möglichkeiten eröffnet. Das daraus resultierende Produkt bietet Vorteile in Masse, Trägheitsmoment und Leistungsfähigkeit gegenüber konventionellen elektrischen Antriebssystemen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Über ein Jahrhundert nachdem Ferdinand Porsche in den Lohner-Werken in Wien elektrische Radnabenmotoren für pferdelose Kutschen entworfen hat, könnte eine aktualisierte Version sehr gut positioniert sein, um eine bedeutende Rolle in der Zukunft der Mobilität zu spielen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Protean Electric

Protean Electric is an automotive technology company founded with the initial goal of developing an electric in-wheel motor system for the passenger car and commercial vehicle. Over one hundred people are currently employed, primarily at the technology centre in the UK, at the engineering and customer support office in Shanghai and at the manufacturing centre of excellence in Tianjin. After ten years of focused development, including four major iterations of product design, the first ProteanDRIVE products are rolling off the production line and ready for mass market adoption.

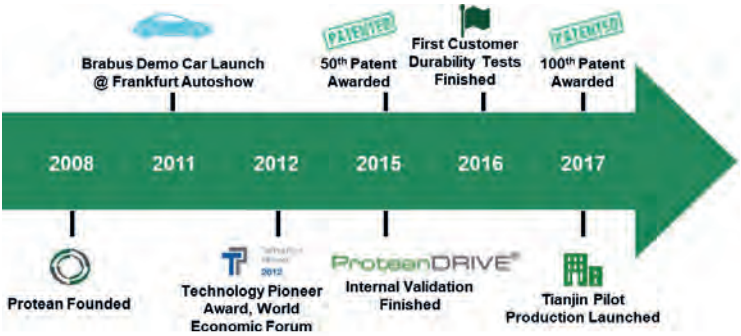


Figure 1 A brief history of Protean Electric

Motivation For Developing ProteanDRIVE

At the turn of the 19th to 20th centuries Ferdinand Porsche, working at the Lohner-Werke in Vienna, developed a number of vehicles powered by electric in-wheel motors. Both pure electric and hybrid vehicles were built. Were it not for the superior vehicle range offered by automobiles powered by petroleum the electric in-wheel motor might have become the favoured powertrain system from that time onwards.

Removal of transmission components simplifies vehicle design with consequent development cost and time savings and simplification of the supply chain and manufacturing. Since the in-wheel power-train has minimal impact on the design of the vehicle body it supports modularity of vehicle design, allowing many vehicle models to be built on common platforms. Furthermore, taking account of the space saving on the vehicle body the vehicle designer can focus on occupant space and access, aerodynamic design, crash safety and design, all unencumbered by the need to house a powertrain.

Without transmission losses there is potential for a greater vehicle range or reduced battery size and lower running costs. Advanced vehicle dynamic features such as torque vectoring, traction control and ABS can be implemented and optimized without the addition of further components taking advantage of the very rapid response times and bi-directional torque capability of the motors with independent control at the different wheels.

The in-wheel motor system has the versatility to smooth the transition through hybrid to full electric vehicles since it can be added to existing platforms with much less impact than other

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

systems while also providing sufficient torque and power to act as the sole means of propulsion.

After a century dominated by the internal combustion engine we find a rapid evolution of new hybrid and electric powertrains in support of low-emission transportation goals. The trend in electric drive is towards more tightly integrated systems with the state-of-the-art being in the form of electric axles [1]. A logical next step in this migration is to house the powertrain in the wheels so that the only moving parts are the wheels themselves, returning to the configuration of the Lohner-Porsche. Mature products have not existed to support this move but there are significant advantages to an in-wheel system which motivate the effort to overcome the design challenges.



Figure 2 A Lohner-Porsche from 1900 (left [*Unknown/Wikimedia Commons/Public Domain*]) and a contemporary in-wheel motor vehicle by Brabus & Protean (right)

ProteanDRIVE

The System

A family of models of the ProteanDRIVE in-wheel motor system is designed to support a wide range of applications from city cars up to large SUV's and light commercial vehicles in 2 or 4 wheel drive configurations, pure electric or hybrid, and also electric axles in heavy goods vehicles. The PD18 motor is shown in Figure 3 and has been designed to fit in commercially available 18" wheel rims with head-line performance figures of 1250 Nm, 80 kW and a maximum vehicle speed of 225 km/h with a supply voltage of 400 Vdc. Other models in the range are differentiated on size and performance specification but share common technology elements.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Figure 3 An exploded view of the PD18 in-wheel motor system.

The system is a tightly integrated combination of electric motor, inverter, controller and friction brake. Since there is no gear, producing sufficient torque in a confined space becomes a governing factor in design decisions related to the electric motor which is a permanent magnet synchronous motor with outer rotor. The outer rotor option becomes more practical due to the low motor speed and maximizes the radius of the air-gap which in turn results in higher torque and efficiency.

The integration of the electronics and control into the package is motivated by the desire to create a propulsion system that is as simple as possible to integrate within the vehicle with minimum impact on the vehicle design. The electrical interfaces to the system are HV DC positive and negative and a third cable housing the low voltage supply lines, a redundant hardware disable line and CAN (Controller Area Network) wires. The vehicle controller communicates with the motors via CAN messages demanding torque or other available operating modes and receiving information back related to motor state-of-health and current performance limits. In this sense the ProteanDRIVE system is a digital propulsion system; delivering the demanded torque, positive or negative, according to digital signals from the vehicle. The system itself takes care of accurate and rapid delivery of torque across all operating conditions and will self-protect in case of abuse.

The wheel-bearing is a standard part and serves also as the motor bearing. In order that the air-gap is protected during cornering the bearing is required to maintain a specified stiffness which is in the range of widely used wheel-bearings.

Although the motor is capable of regenerative braking this does not remove the need for a friction brake. An inside-out brake disc has been adopted which transfers braking loads through the motor's rotor. The caliper is a standard hydraulic brake caliper which has been designed to present the same characteristics as the original brake system to the brake control unit on the vehicle.

In future the concept of a digital propulsion system could be extended to include an electronically actuated brake and the inclusion of traction control and other vehicle dynamics functions as a part of the system, potentially replacing some of the incumbent systems.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The system performance of the PD18 is shown in Figure 4 and Figure 5. Torque and power represent the peak capability of one PD18 motor system as measured at the wheel rim. Likewise the system efficiency represents the entire system from DC electrical input to the inverter through to the wheel-rim, so includes motor losses, inverter losses and mechanical losses in the bearing and seal. It is therefore equivalent to the efficiency map for an entire conventional electric powertrain system including inverter, motor, gear, differential, CV joints and wheel-bearings. The total torque and power output of a pair of PD18 motors is similar to the output from a BMW i3 power-train and therefore suitable as the powertrain for a family car.

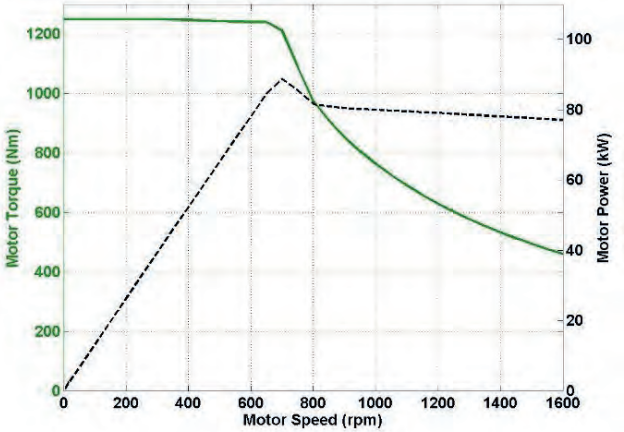


Figure 4 Measured maximum torque and power output of PD18

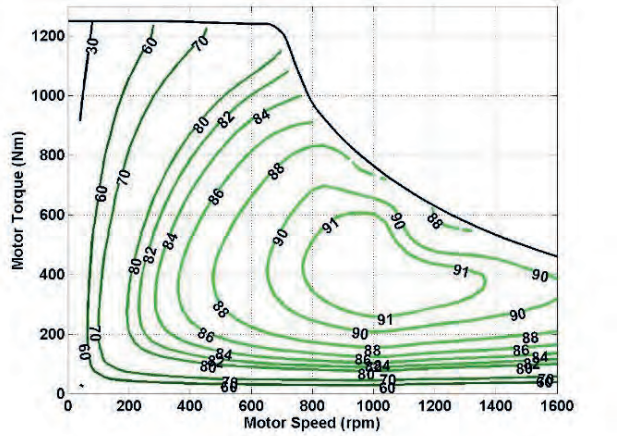


Figure 5 Measured system efficiency of PD18; inverter HV input to motor mechanical output at the wheel hub

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The independent control at each powered wheel means that in-wheel motors are ideal actuators for traction control functions, including ABS, and Electronic Stability Control (ESC). For optimal vehicle control capability the PD18 system responds to changes in torque demands in the order of 2 ms as shown in Figure 6 in which a series of step changes are demanded over CAN at intervals of 10 ms with the resultant measured torque at the wheel shown.

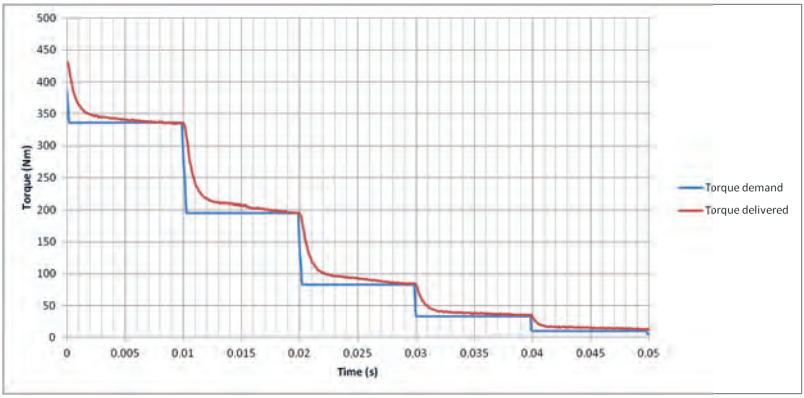


Figure 6 Measured response to step changes in torque demands in PD18 system.

The PD18 motor results in an increase of 36 kg mass to the wheel end and has a moment of inertia of 0.4 kg.m2. Typically this results in an overall weight saving for a vehicle, primarily due to the removal of transmission components. Taking the example of the BMW i3, a powertrain consisting of 2 PD18 motors would be around 30% lighter than the incumbent powertrain while delivering equivalent performance. Due to the absence of gear ratios in the in-wheel motor powertrain and consequently the absence of fast rotating parts, the effective inertia of a direct drive in-wheel motor powertrain is also significantly lower than in conventional powertrains.

Design Challenges and Validation

Unsprung Mass

Increased unsprung mass is a concern to OEM's as it impacts the ride and handling performance of the vehicle. Without suspension modification the natural frequencies of the suspension system are reduced and the relationship between front and rear frequencies is upset with negative consequences for ride and handling. Two studies have been carried out, by Lotus Engineering [2] and Corum Technology [3] respectively, to quantify the effects and assess how far suspension modification can recover performance. Both studies concluded that the impact of unsprung mass addition typical of an in-wheel motor powertrain was substantially mitigated by suspension tuning, directionally towards a stiffer system. The results of the Corum Technology study are summarized in Figure 7. Here a VW Golf was modified with the addition of PD18 motors in the rear wheel and a battery over the rear axle. The resulting ride and handling can be seen to be significantly worse than in a stock VW Golf GTE. Following re-tuning of the suspension using off-the-shelf components the performance was recovered to be comparable with the baseline vehicle.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Figure 7 VER (Vehicle Evaluation Rating) result from the Corum Technology study. Results show a standard VW Golf GTE (green), a VW Golf after the addition of 2 PD18 motors (blue), and then after re-tuning of the suspension (red). Higher numbers are better.

Vehicle Control Complexity

The Vehicle Control Unit (VCU) in an in-wheel motor vehicle needs to communicate with multiple inverters rather than the single inverter in a conventional electric vehicle with a centrally mounted motor. This added complexity for the VCU can be set against the simplicity with which functions like torque vectoring and traction control can be achieved when compared to existing solutions such as active differentials and ABS units.

To minimize complexity the in ProteanDRIVE system presents a simple CAN control interface and includes functions to manage potential hazards internally. A single CAN command message from the vehicle controller is received by both motors on an axle. In the most simple implementation the vehicle controller demands equal torque of both motors on an axle, resulting in behavior equivalent to an open differential. However, torque vectoring and other vehicle dynamics functions require that different torque demands are sent to each motor. The safety implications of creating a potential hazard have to be managed in this case.

In-Wheel Motor System Design

Designing an in-wheel motor system starts with the identification of requirements. The target is for the product to be suitable for the life-time of the target vehicle without replacement or servicing. This means meeting the expectations of the OEM customer associated with each of the sub-systems applicable to the system as illustrated in Figure 8. While there is no existent in-wheel motor standard the system must meet standards, legislation and OEM guidelines related to suspension, powertrain, high voltage, electronic and brake components. Additionally certain requirements are a unique feature of the ProteanDRIVE system, for instance the need to withstand bearing deflection resulting from cornering loads, the need to tolerate cable flexing that results from suspension movement and steering articulation, and the need for the friction brake, inverter and motor to operate in close proximity.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

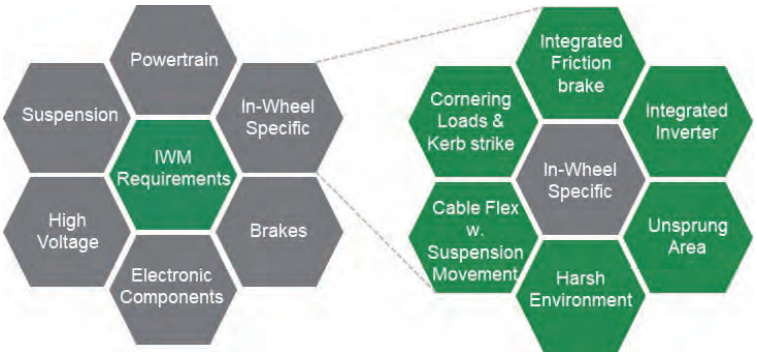


Figure 8 Key elements of building a requirements set for an in-wheel motor system.

The approach taken is to create a validation plan from a superset of standards, legislation and OEM guidelines from the US, Europe and China, always choosing the worst case where there are variations across standards bodies or from OEM to OEM. This creates, as far as possible, a universal product that can be adopted readily by most potential customers.

Since the control and inverter is included in the package the design must follow the functional safety standard ISO26262. While most of the hazards associated with an in-wheel motor powertrain are the same as those in a conventional electric powertrain, for instance unintended acceleration or movement, the in-wheel motor system presents the additional hazard of unintended vehicle yaw resulting from a one-sided failure. This hazard carries the highest ASIL (Automotive Safety Integrity Level) and so demands that processes and analyses are carried out accordingly to detect and mitigate the potential hazard.

Designing an in-wheel motor system presents some challenges beyond those faced in the development of a conventional powertrain. Most notable are packaging, sealing, brake integration and shock and vibration. Additionally there are perceived complexities associated with integrating in-wheel motors into a vehicle design including added unsprung mass and control complexity.

The packaging challenge is to meet the torque and power requirements while fitting within the confines of a standard wheel rim and not interfering with the hard-points of the suspension and steering systems. Key elements of the solution can be seen in Figure 3, in particular the outer rotor permanent magnet machine with concentrated windings to minimize machine axial length, the distributed power electronics and circular bus-bar and capacitor assembly. Four independently controlled three-phase inverters are distributed around the motor which improves packaging and heat management but also offers reliability, safety and efficiency advantages.

The outer rotor configuration and the fact that the wheel-bearing serves as the motor bearing make sealing more challenging. Although all electronics components can be protected by static seals which are not subject to vehicle loads, the coils and magnets are protected by a large diameter seal which must be tolerant to bearing deflection. A compact viton seal has been selected with a geometry which ensures that the seal is functional when cornering. Internally the coil windings are encapsulated in an epoxy potting compound which is

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

selected to prevent water ingress after thermal cycling and vibration equivalent to a vehicle life-time.

The inside-out brake disc is adopted to package within the wheel without interfering with the suspension geometry and designed to the same specification as the brake system that is being replaced. Laboratory testing has established that the heat from the brake is not sufficient to damage the electronics or to raise the magnet temperatures to an extent where demagnetization may occur, as shown in Figure 9 and Figure 10. Significant track and road testing on a range of vehicles has proved the concept to be viable.

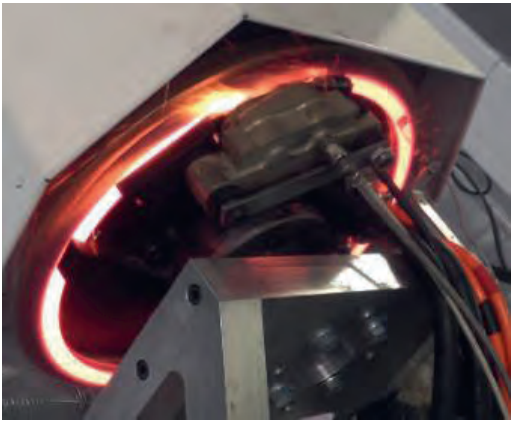


Figure 9 Brake dynamometer testing showing the brake disc at maximum temperature

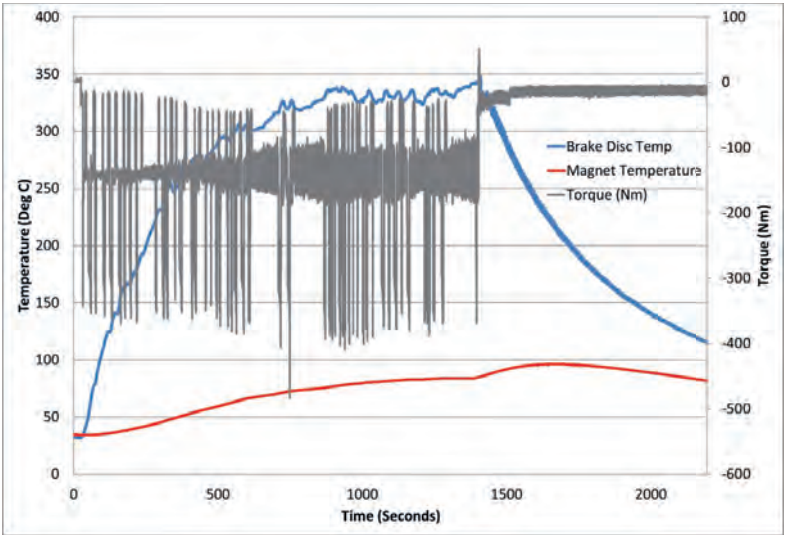


Figure 10 Brake dynamometer testing: alpine descent results showing brake disc and magnet temperatures

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Shock and vibration is a particular concern in the wheel. Laboratory testing has been developed in line with General Motors Worldwide (GMW) specification for in-wheel components which require 11g RMS vibration in all axes for a total of 96 hours with a thermal cycling profile overlaid and 20 100g shock events in each of the 6 axes. Additionally vehicle testing follows a standard structural durability schedule including Belgian pave surfaces and pot-holes. In design particular attention is applied to interfaces which may move relative to one another, and in electronics to ensure that components on PCB's are low-profile.

The PD18 motor has been verified against the requirements set out proving the capability of the technology to survive a vehicle life-time and meet OEM expectations.

Value

A key value proposition for in-wheel motor powertrain systems is the flexibility in providing different drive configurations with a common component, and also in providing different powertrain specifications on common platforms. This can be imagined with reference to Figure 11 which shows a "skateboard" vehicle architecture with an underfloor battery and 4 in-wheel motors.



Figure 11 A "skateboard" vehicle architecture with 4 in-wheel motors.

Without impacting the skateboard chassis it is possible to

- Create front-wheel drive, rear-wheel drive and four-wheel drive vehicles
- Create vehicles with different performance specifications by using different ProteanDRIVE models which have common vehicle interfaces.

As a result a single platform can be the basis for a wide range of vehicle models.

The skateboard architecture is particularly favourable in creating space for passengers and goods with a low floor and easy access, allowing OEM's greater freedom to develop vehicles that reflect their customers' needs.

Additionally high steering angles can be achieved on all wheels due to the lack of half-axles, providing very high vehicle maneuverability as shown in Figure 12.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Figure 12 Flexible steering options with in-wheel motors.

The simplicity of the in-wheel motor vehicle architecture and the flexibility in supporting multiple vehicle models on common platforms has the potential to create cost and development time benefits for OEM's. It supports the current effort to create vehicle ranges with as much commonality in components and systems as possible.

Further value can be gained by taking advantage of lower vehicle consumption resulting from the reduced powertrain mass and inertia and the elimination of transmission losses which are typically of the order of 3-5% in an indirect drive electric vehicle [4].

Premium vehicle handling functions such as torque vectoring, which normally require complex mechanical systems, can be created with no added components through digital control and improved by extending into the braking domain. Torque vectoring can be implemented to improve the agility of a vehicle at low speed and stability at high speed while also improving cornering [5]. This electronic version of stability control has the potential to replace mechanical methods such as toe-in with consequential advantages for tyre wear and vehicle consumption.

In addition to the benefits in new vehicle design the in-wheel motor offers a low impact solution for the conversion of existing vehicles. Motors can be added without modifying the existing vehicle body so enabling conversion of internal combustion engine vehicles to hybrid or the creation of a four-wheel drive option for an existing two-wheel drive vehicle.

Conclusion and Outlook

In-wheel electric motor systems have meaningful advantages in terms of vehicle design and performance both in today's vehicles and in the vehicles of the future. They represent a

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

logical next step in the evolution of the electric powertrain which will provide OEM's with greater freedom to design vehicles to reflect their customers' desires.

The ProteanDRIVE system has been developed and verified to meet OEM's expectations for a powertrain component and to enable a simplified mechanical and control architecture in the vehicle with easy extensibility to premium functions through digital control.

After a pause of over a century a powertrain concept conceived in Vienna by Ferdinand Porsche is once again available for vehicle designers.

References

[1] Bosch AG, "Bosch Mobility Solutions eAxle," [Online]. Available: http://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/electric-drive/eaxle/. [Accessed 2 January 2018].

[2] M. Anderson und D. Harty, „Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities," in *AVEC 10*, Loughborough, 2010.

[3] CORUM Technology, „VW Golf Demo Vehicle Suspension Tuning," Unpublished, 2016.

[4] E. Grunditz und T. Thiringer, „Characterizing BEV Powertrain Energy Consumption, Efficiency, and Range During Official and Drive Cycles From Gothenburg, Sweden," *IEEE Transactions on Vehicular Technology,* June 2016.

[5] P. v. Vliet, „Torque Vectoring for Improved Vehicle Dynamics," in *Vehicle Dynamics Expo*, Stuttgart, 2010.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Andreas Eilenberger, Dipl.-Ing. Roland Hintringer, MBA,
Dipl.-Ing. Mateo Primorac, Dipl.-Ing. David Scherrer; Miba AG Laakirchen

Hocheffiziente Elektromotoren mit Formstabwicklung für die Serienproduktion

High efficient electric motors with bar windings for serial production

Abstract

Elektromotoren mit Formstabwicklung stellen eine der wichtigsten Innovationsrichtungen im Bereich der Elektrifizierung von Automobilen dar. Im Vergleich zu Runddrahtwicklungen in Einziehtechnik haben Formstabwicklungen mitunter einen höheren Kupferfüllfaktor in der Nut und eine bessere thermische Anbindung. Dadurch ergeben sich Vorteile in der Effizienz und der Leistungsdichte. Erste Anwendungen von Formstabwicklungen (Hair-Pin) sind bekannt von amerikanischen und japanischen Automobilherstellern. Weitere Vorteile ergeben sich durch den Einsatz von geraden Formstäben (I-Pin). Insbesondere lässt sich durch die Verwendung von I-Pins die thermische und elektrische Effizienz verbessern. Die thermische Effizienz wird mittels einer hochflexiblen Wickelkopfkühlung durch ein effizientes Wärmetransportverhalten sichergestellt. Die elektrische Effizienz erfolgt durch die Anwendung von parallelen Pins zur Senkung der auftretenden Stromverdrängungseffekte bei höheren Frequenzen. Zusätzlich ist eine flexiblere Gestaltung von unterschiedlichen Leistungs- bzw. Momentenklassen möglich durch den Einsatz von ungeradzahligen Pins. Darüber hinaus sind durch den einfacheren Prozess bei I-Pins Kosten- und Qualitätsvorteile in der Produktion erzielbar. Die unerwünschten und komplexen Prozessschritte der Herstellung von Hair-Pins, des Einfügens in das Blechpaket und des Schneidens entfallen. Dies wirkt sich vor allem bei hochvolumiger Serienproduktion auf die Bauteilkosten aus. Aufgrund der angeführten Vorteile sind wir davon überzeugt, dass die nächsten Generationen von hocheffizienten und hochserientauglichen Elektromotoren auf i-Pin Technologie basieren werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einführung

Die Automobilindustrie befindet sich im Wandel: Digitalisierung und Elektrifizierung sind die zwei bestimmenden Zukunftsthemengebiete. Vor allem im Bereich der Elektrifizierung ist der Innovationsdrang von Automobilfirmen und -zulieferer aufgrund der einfacheren Bauweise vom elektrischen im Vergleich zum konventionellen Antriebsstrang gegeben.

Wurden bisher vorwiegend Elektromotoren mit Runddrahtwicklung in Einziehtechnik eingesetzt, geht der Trend zum Einsatz von Formstabwicklungen in diversen Elektrofahrzeugen zu sehen, allen voran bei GM und Toyota. Formstabwicklungen stellen heute eine der wichtigsten Innovationsschritte in Hybrid- und Traktionsmotoren dar. Gekennzeichnet durch das Einschieben von vorgebogenen rechteckigen Kupferdrähten (bekannt als Hair-Pin) anstatt dem Einziehen von Runddrahtwicklungen ergibt sich mitunter ein deutlich höherer Kupferfüllfaktor, ein besseres thermisches Wärmetransportverhalten und somit eine verbesserte Effizienz und Leistungsdichte. Weiters ermöglicht die Formstabtechnologie eine vollständige Automatisierung der Produktion. Rechteckige Kupferdrähten (bekannt als i-Pin) sind für eine Vollautomatisierung bei sehr hohen Stückzahlen (> 200.000 Einheiten pro Jahr) besonders gut geeignet. Dieser Umstand schlägt sich bei hochvolumiger Serienproduktion in Kostenreduktionspotentialen nieder.

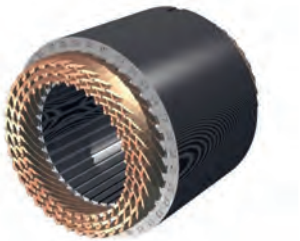


Bild 1: Stator eines Elektromotors mit Formstabwicklung in i-Pin Technologie

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Heutige Formstabdesigns weisen üblicherweise zwischen 2 und 8 Pins pro Nut auf, welche in der entsprechenden Verschaltung auf der Anschlussseite verschränkt und verschweißt werden. Bei i-Pins sind diese zwei Arbeitsschritte zusätzlich auf der Gegenseite notwendig.



Bild 2: Schematische Darstellung einer Statornut mit 2 Pins pro nut (links) und erhöhter Anzahl an Pins pro Nut (rechts)

Miba stellt in diesem Paper vier Optimierungspotentiale für Formstabwicklungen ausgehend von der i-Pin Technologie vor, welche die thermische und elektromagnetische Effizienz des Motors weiter verbessern und den Einsatz für die hochvolumige Serienproduktion erlauben. Die Potentiale werden in der nächsten Generation von Traktionsmaschinen mit Formstabwicklungen Verwendung finden.

Nr.	Potential / Thema	Auswirkung / Erläuterung
1	Wickelkopfkühlung	Thermische Effizienz (**Dauerleistung**) durch bessere mechanische Anbindung an der Gegenseite
2	Parallele Pins	Elektrische Effizienz (**Effizienz**) durch geringeren AC Widerstand
3	Ungeradzahlige Pins	Einfachere Realisierung von Leistungs- und Drehmomentklassen (**Flexibilität**)
4	Optimierter Fertigungsprozess	Einsatz für Serienproduktion (**Kosten- und Qualitätsvorteil**) / Dauerleistung bzw. Dauer der Spitzenleistung durch geringere Fertigungstoleranz bei i-Pins (erhöhter Kupferfüllfaktor)

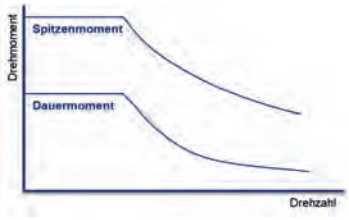
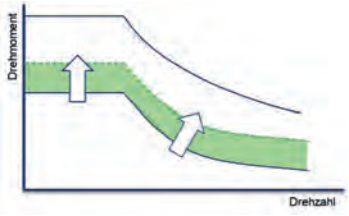
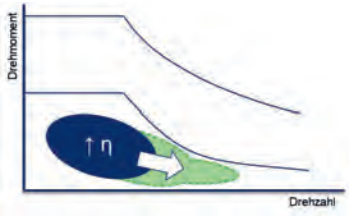
Die Optimierungspotentiale werden hinsichtlich Leistungsdichte (Dauerleistung und Dauer der Spitzenleistung), Effizienz und Kosten quantitativ beurteilt. Es wird darauf hingewiesen, dass aufgrund der Abhängigkeit zur Geometrie und Motortopologie nur

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

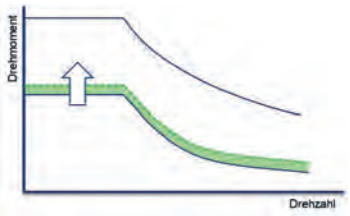
eine Indikation abgegeben werden kann. Eine typenbezogene Beurteilung der Potentiale muss gesondert durchgeführt werden.

2. Optimierungspotentiale für hocheffiziente Elektromotoren

Die Optimierungspotentiale werden anhand einer Momenten-Kennlinie für eine Permanentmagnetische Synchronmaschine (PSM) veranschaulicht. Ähnliche Auswirkungen werden für anderwärtige Topologien von Radialflussmaschinen erzielt.

Auswirkungen auf Momenten-Kennlinie	Beschreibung
	PSM Momenten-Kennlinie Basis
	Optimierungspotential Wickelkopfkühlung • Erhöhung der **Dauerleistung** durch effektive Kühlung der Wicklung an beiden Wickelköpfen • Verlängerung der thermisch bedingten Lebensdauer des eMotors
	Optimierungspotential Parallele Pins • Ausweitung der Effizienz bei hohen Drehzahlen durch Verringerung der Stromverdrängung (Skineffekt) in Pins • Verringerung der Batteriegröße bzw. Erhöhung der Reichweite

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

	Optimierungspotential Optimierter Fertigungsprozess • **Kosten- und Qualitätsvorteil** durch Wegfall von Hair-Pin Herstellung und Einführung ins Blechpaket • Dauerleistung: Erhöhung der Leistung durch geringere Toleranzen (höhere Kupferfüllfaktoren, verbesserte thermische Übergänge) • Spitzenleistung: bei Verwendung eines entsprechenden Umrichters

2.1 Wickelkopfkühlung

Während die Spitzenleistung von Elektromotoren beschränkt wird durch magnetische Faktoren (magnetische Sättigung des Elektroblechs und Stabilität der Magnete bei erhöhten Temperaturen), ist die Dauerleistung beeinflusst von thermischen Faktoren.

Diverse Kühlkonzepte sind derzeit in Evaluierung, wobei zwei grundlegende Typen unterschieden werden können. Auf der einen Seite wird eine passive Beeinflussung durch verbesserte Materialien und optimiertes Design (Wärmeleitung) angestrebt. Auf der anderen Seite spielt eine aktive Beeinflussung durch Fluidkühlung der Wickelköpfe, des Statorblechs oder der Statornut (Konvektion) eine signifikante Rolle.

Wir sehen das größte Potential in der Kühlung der Wickelköpfe des Stators. Unser Ansatz verfolgt eine Kombination von aktiver und passiver Beeinflussung durch den Einsatz einer hochflexiblen Wickelkopfkühlung. Die daraus resultierenden Vorteile sind die verbesserte Anbindung der Wärmespots an die umgebende Kühlung (1) und eine direkte Wärmeabfuhr über das Fluid (2). Dabei werden entweder mehr Dauerdrehmoment bei selber Temperatur, oder geringere (thermisch bedingte) Kupferverluste bei gleichem Drehmoment erzielt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

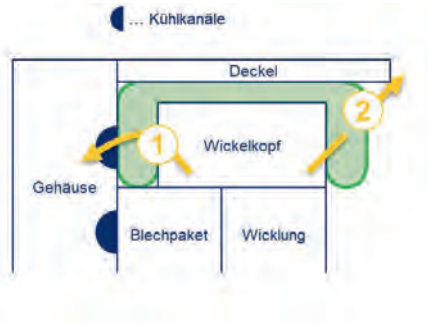


Bild 3: Schematische Darstellung eines Stators mit angrenzendem Gehäuse. Die Kühlung des Elektromotors wird mittels einer hochflexiblen Wickelkopfkühlung (grün) sichergestellt.

Zusätzlich wird das Know-how von bestehenden Miba Divisionen genutzt. Mit der Miba Coating Group wird an einer verbesserten Beschichtung des Blechpakets gearbeitet. Die daraus resultierenden Vorteile sind für die thermische Anbindung wertvoll, vor allem in kleineren Hybridmotoren. Mit der Miba Power Electronics Group wird an dem Einsatz von adaptiven Heat pipes für eine direkte Statornutkühlung in Kombination mit etablierten Partnern gearbeitet. Die Vorteile dieses Kühlkonzepts sehen wir vor allem in Traktionsmotoren.

Leistungsdichte	↑↑
Effizienz	-
Kosten	↓

2.2 Parallele Pins

Skin-, Proximity- oder auch Stromverdrängungseffekte genannt stellen gerade bei Leitern mit größeren Querschnitten und bei höheren Frequenzen eine Herausforderung dar, da durch das elektromagnetische Feld des Stroms im Leiter die Stromdichte an den Rand des Leiters gedrängt wird, eine Widerstandserhöhung stattfindet und die Verluste erhöht.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

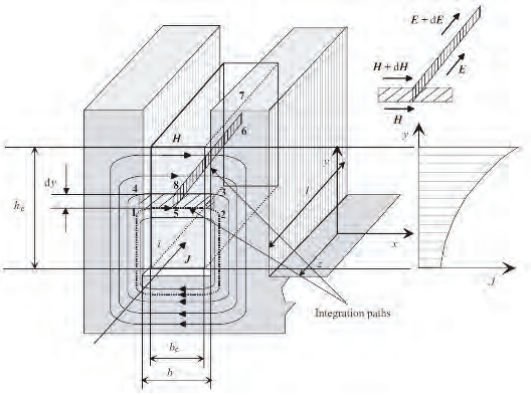


Bild 4: Darstellung Skineffekt in einem Formstab. Die Folge ist eine ungleiche Verteilung der Stromdichte j in einem Leiter.
Quelle: Design of Rotating Electrical Machines - Juha Pyrhönen (Seite 257), ISBN 978-0-470-69516-6, John Wiley & Sons

Man spricht von der äquivalenten Leitschichtdicke, welche abhängig vom Material und der Frequenz die Verdrängung und damit die Widerstandserhöhung des Leiters beschreibt.

Die Leitschichtdicke ist proportional dem Kehrwert der Wurzel der Frequenz, sprich bei hohen Frequenzen wird der effektive Widerstand des Leiters erhöht.

Relevant wird der Skineffekt üblicherweise ab einer Motorgrundfrequenz von ca. 700 Hz was vor allem bei Überland- und Autobahnfahrten auftritt. Gerade hier stellt die Reichweite ein entscheidendes Kriterium dar, weshalb Optimierungsstrategien notwendig sind.

Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Phänomens ist das Teilen und elektrische Isolieren des Leiters. Jeder Pin wird dabei geteilt und an den Enden wieder miteinander verbunden. Üblicherweise werden Kupferpins für die Produktion bereits isoliert verarbeitet, was sich in einer doppelten Isolationsschicht in der Teilungsebene wiederfinden würde.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

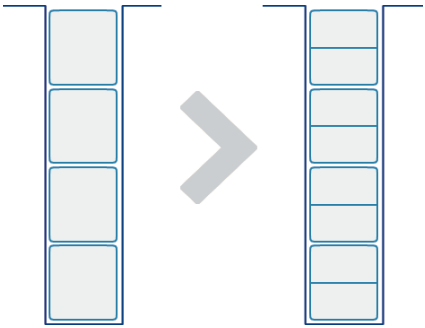


Bild 5: Schematische Darstellung der Parallelisierung von Leitern: 4 Pins (links) werden aufgeteilt in 8 Pins pro Nut (rechts).

Da die Isolation in der Teilung aber im Gegenteil zur Nutgrundisolation keine Potentialdifferenz erfährt und dadurch auch nicht doppelt ausgeführt sein muss, stellt eine Standardherstellmethode hier eine Verschwendung und Verschlechterung des Kupferfüllfaktors dar.

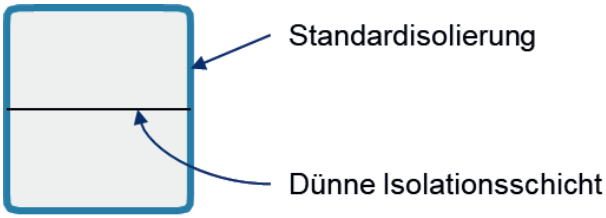


Bild 6: Schematische Darstellung eines parallelisierten Pins.

Miba entwickelt ein Verfahren zur Parallelisierung von Leitern. Diese können im Nachhinein im Montageprozess wie ein Leiter verwendet werden. Die Prozessschritte Twisten und Schweißen können gegebenenfalls mit den üblichen Verfahren durchgeführt und der Wechselstromwiderstand signifikant verbessert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

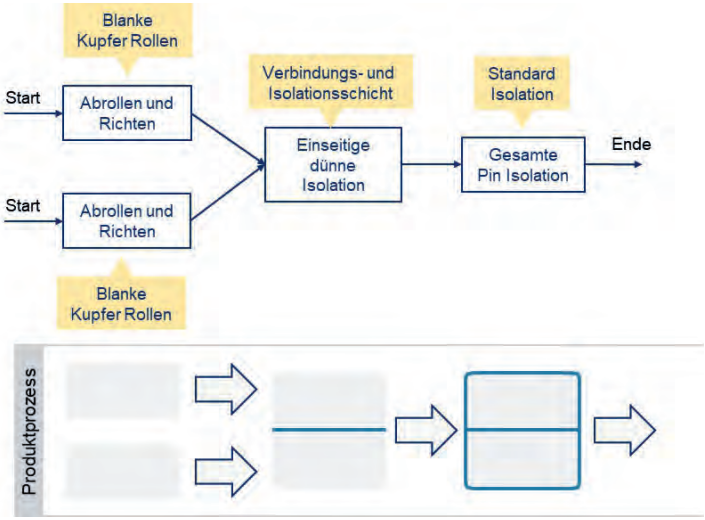


Bild 7: Schematische Darstellung eines möglichen Herstellverfahrens parallelisierter Pins.

Die Herausforderung bei diesem Verfahren besteht vor allem in der Verarbeitung der Pin-Enden, welche für den späteren Schweißprozess keine Einschlüsse und Isoliermaterial beinhalten dürfen. Eine Verbindung der Pins ohne negativen Einfluss auf die Schweißbarkeit stellt dabei eine Herausforderung dar.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Parallelisierung der Leiter maßgeblichen Einfluss auf den Wechselstromwiderstand und damit die Reichweite von Fahrzeugen im Überland- und Autobahnverkehr hat.

Bei derzeitigen Batteriekosten im Bereich von 10.000 EUR, stellen 1% Effizienzgewinn bereits eine Kostenreduktion von 100 EUR dar, welche die erhöhten Produktionskosten der Kupferpins bei weitem überragt. Dadurch ist es möglich bei gleicher Reichweite Kosten zu sparen oder die Reichweite zu erhöhen ohne den Bauraum der Batterie zu verändern.

Leistungsdichte	-
Effizienz	↑↑
Kosten	-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.3 Ungeradzahlige Pins

Bei Elektromotoren ist es üblich mehrere Leistungs- und Drehmomentklassen über die Länge oder gegebenenfalls den Außendurchmesser zu skalieren. Diese Variationen sind im Allgemeinen verbunden mit Adaptionen der Werkzeuge oder einzelner Prozessschritte. Geringfügige Änderungen von Anforderungen (wie z.B. ein höheres Drehmoment bei Derivaten) sind mit bestehenden Blechschnitten und Strom- / Spannungsniveaus in Grenzen einstellbar.

Durch den Einsatz von ungeradzahligen Pins pro Nut (d.h. einer zusätzlichen Lage) ist eine Erhöhung (nahezu Verdoppelung) der Wicklungsvariationen möglich. Dadurch können unterschiedliche Anforderungen bei Derivaten von Fahrzeugmodellen bewerkstelligt werden. Ein einfaches Berechnungsbeispiel soll die Verwendung von ungeradzahligen Pins verdeutlichen.

Beispiel: Elektromotor mit M_{max} = 600 Nm @ 600 Arms mit a = 8 parallelen Wicklungszweigen Ziel: Geringfügige Variation der Anforderung im Drehmoment	
Einstellmöglichkeit mit Hair-Pin → Moment durch Verwendung von 6 Pins pro Nut	Einstellmöglichkeit mit i-Pin → Moment durch Verwendung von 7 Pins / Nut
$M_{max,neu} = \frac{M_{max}}{a} * 6 = 450\ Nm$	$M_{max,neu} = \frac{M_{max}}{a} * 7 = 525\ Nm$
$\Delta = 25{,}0\%$	$\Delta = 12{,}5\%$

Die zusätzliche Lage ist bei Verwendung von i-Pins ohne großer Aufwände möglich. Die Verwendung von ungeradzahligen Pins zieht eine Verschaltung auf der Gegenseite vor, zusätzlich zur Verschaltung auf der Anschlussseite.

Somit entfallen die durch Adaptionen oder Neudimensionierungen (Blechschnitte, Strom- / Spannungsniveaus) entstehenden Kosten. Die Flexibilität für Derivate in der Serienproduktion ist gegeben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Leistungsdichte	-
Effizienz	- (Vorteil der Flexibilität)
Kosten	↑

2.4 Optimierter Fertigungsprozess

Die Hair-Pin Technologie hat im Vergleich zur i-Pin Technologie zwei Stärken. Neben einer niedrigeren Wickelkopfhöhe auf der Gegenseite entfallen bedingt durch den vorgebogenen Leiter die Vermeidung von Prozessschritten. Vor allem die doppelte Anzahl an Schweißstellen und Isolierstellen wird oft als kritisch angesehen.

Den Vorteilen stehen jedoch auch nicht zu vernachlässigende Nachteile gegenüber. Drei Prozessschritte beeinflussen die Fertigungstoleranz im negativen Sinne: das Biegen der geraden Leiter zu Hair-Pins, das komplexe Einfügen der Hair-Pins in das Blechpaket (vor allem bei gesehnten Wicklungen oder Bruchlochwicklungen) und das Schneiden der angespitzten Hair-Pins (mit Anfall von Spänen beim Fräsen) in Vorbereitung auf das Schweißen der Pinenden. Die Folge ist eine negative Beeinflussung der Fertigungstoleranzen, die sich vor allem beim Einsatz von dünneren Drähten in der Statornut bemerkbar macht.

Die zuvor erwähnten drei Prozessschritte sind bei i-Pins nicht notwendig. Dies hat einerseits zur Folge, dass Anlagenkosten (und somit in weiterer Folge Bauteilkosten) reduziert werden. Diese Reduktion ist abhängig von Stückzahl und Bauteildimension im Bereich von 5 – 10% bei Bauteilkosten. Zusätzlich ist eine höhere Fertigungstoleranz erzielbar, die sich in der Leistungsdichte durch Erhöhung des Kupferfüllfaktors bzw. Verbesserung der thermischen Eigenschaften auswirkt.

Bei i-Pins beträgt die Umlauftoleranz generell unter 0,1 mm (Anmerkung: bereits realisiertes Projekt, weitere Leitergeometrien müssen gesondert betrachtet werden). Im Vergleich zu Hair-Pins mit durchschnittlich 0,2 mm bietet dieser Umstand eine beachtliche Auswirkung von ca. 8 – 15% verbessertem Kupferfüllfaktor. (Berechnungsgrundlage: 8 Pins pro Nut, gängige Statornut-, Isolationsmaterial- und Kupferdimensionen). Bei erhöhter Anzahl von Pins pro Nut werden höhere prozentuelle Vorteile im Kupferfüllfaktoren erzielt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zu erwähnen ist an dieser Stelle, dass dieser Gewinn im Kupferfüllfaktor bedingt durch die geringere Toleranz der i-Pins ohne zusätzliche Kosten entsteht. Darüber hinaus sind die kostenintensiven und taktzeitminimierenden Prozessschritte des Hair-Pins (wie oben angeführt) nicht notwendig. Dadurch werden Anlagenkosten, und schlussendlich Bauteilkosten minimiert.

Leistungsdichte	↑↑
Effizienz	-
Kosten	↑

3. Zusammenfassung

Eine der gegenwärtig vielversprechendsten Innovationsstoßrichtungen bei Elektromotoren ist die Verwendung von Statoren mit Formstabwicklungen. Diese weisen in der Regel einen höheren Kupferfüllfaktor in der Statornut und eine bessere thermische Anbindung im Vergleich zu konventionellen Runddrahtwicklungen auf. Zusätzlich ist die Automatisierbarkeit zur Verwendung für hochvolumige Serienproduktionen gegeben. In diesem Paper wurden 4 Optimierungspotentiale der i-Pin Technologie aufgezeigt:

1. Wickelkopfkühlung
2. Parallele Pins
3. Ungeradzahlige Pins
4. Optimierter Fertigungsprozess

Die 4 aufgezeigten Optimierungspotentiale der i-Pin Technologie bieten gegenüber Hair-Pins vor allem in den angeführten Potentialen 2 – 4 einen entscheidenden Vorteil. Es wurde aufgezeigt wie die Leistungsdichte und die Effizienz erhöht, und die Kosten reduziert werden können. Das Potential 1 ist anwendbar bei Hair-Pin Technologie, wobei größere Auswirkungen bei i-Pins durch die beidseitig offenen Wickelköpfe gesehen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Aufgrund der Kosten- und Qualitätsvorteile bei hochvolumiger Serienproduktion und den hier angeführten Vorteilen beim Einsatz von parallelisierten Pins, der Flexibilität bei der Windungszahl durch den Einsatz von ungeradzahligen Pins und der verbesserten Toleranz in der Fertigung sind wir davon überzeugt, dass die nächsten Generationen von hocheffizienten und hochserientauglichen Elektromotoren auf i-Pin Technologie basieren werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Helge Schmidt, Dipl.-Ing. Gregor Zielonka
TÜV NORD Mobilität GmbH & Co. KG, Essen

Worldwide Harmonised Light-duty vehicles Test Procedure (WLTP) in Europa – Gesetzgebung und praktische Umsetzung

Kurzfassung

Bisher war der "Neue Europäische Fahrzyklus" (NEFZ) die Grundlage für die Abgastypprüfung von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen in Europa. Der NEFZ ist nicht mehr ausreichend, um die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch im praktischen Fahrbetrieb realistisch wiederzugeben. Daher wurde 2007 bei der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE) eine Arbeitsgruppe zur Entwicklung eines Prüfverfahrens für die Bestimmung von Abgasemissionen und des Energieverbrauchs von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen ins Leben gerufen, die „Worldwide Harmonised Light-duty vehicles Test Procedure“ (WLTP). Im Mittelpunkt stehen die Entwicklung des Fahrzyklus und der Prüfprozedur. Mit Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 wurde WLTP in der Europäischen Abgasgesetzgebung verankert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einleitung

Die steigende Konzentration von Kohlendioxid (CO2) in der Atmosphäre gilt als Hauptursache für die globale Erwärmung. Im Dezember 2015 wurde auf der UN-Klimakonferenz in Paris das sogenannte „Übereinkommen von Paris“ verabschiedet. Dieses hat unter anderem das Ziel den Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur auf deutlich unter 2℃ über dem vorindustriellen Niveau zu begrenzen. Ziel ist es, damit die Auswirkungen und Risiken des Klimawandels deutlich zu reduzieren. Um dieses Ziel zu erreichen, ist eine dramatische Absenkung der globalen CO2-Emissionen erforderlich. /1/, /2/

Die Europäische Kommission hat sich 2008 zum Ziel gesetzt, die Energieeffizienz bis zum Jahr 2020 um 20% zu verbessern und im gleichen Zeitraum die CO2-Emissionen um mindestens 20% gegenüber dem Stand von 1990 abzusenken. Etwa 20% der CO2-Emissionen in der Europäischen Gemeinschaft werden aktuell durch den Straßenverkehr verursacht. Pkw und leichte Nutzfahrzeuge verursachen etwa 15% der gesamten CO2-Emissionen in der EU. /3/

Mit Einführung der Richtlinie 91/441/EG wurde die Grenzwertstufe „Euro 1“ definiert und der „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) als Grundlage für die Abgastypprüfung von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen in Europa festgelegt. Mit der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 vom 20. Juni 2007 wurden die Grenzwertstufen Euro 5 und Euro 6 für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge definiert. Im Fokus dieser Verordnung stehen insbesondere die Absenkung der Partikel- (Euro 5) sowie der Stickoxidemissionen (Euro 6) und eine Angleichung der Grenzwerte für Fahrzeuge mit unterschiedlichen Antriebskonzepten. /4/, /5/

Obwohl Kohlendioxid für den Treibhauseffekt mitverantwortlich und die klimaschädliche Wirkung bekannt ist, wird es nicht als Schadstoff eingestuft, da es in normaler Konzentration auf den menschlichen Organismus keine toxischen Auswirkungen hat. Die Reduzierung der CO2-Emissionen bei neuen Pkw und leichten Nutzfahrzeugen wurde mit Verordnung (EG) Nr. 443/2009 vom 23. April 2009 durch die Einführung von Flottenzielwerten adressiert. Das langfristige Ziel dieser Verordnung ist die Absenkung der durchschnittlichen CO2-Emissionen von neuen Pkw auf 95 g/km bis zum Jahr 2021. /6/

In Abbildung 1 ist der Neue Europäische Fahrzyklus dargestellt /7/, /8/

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

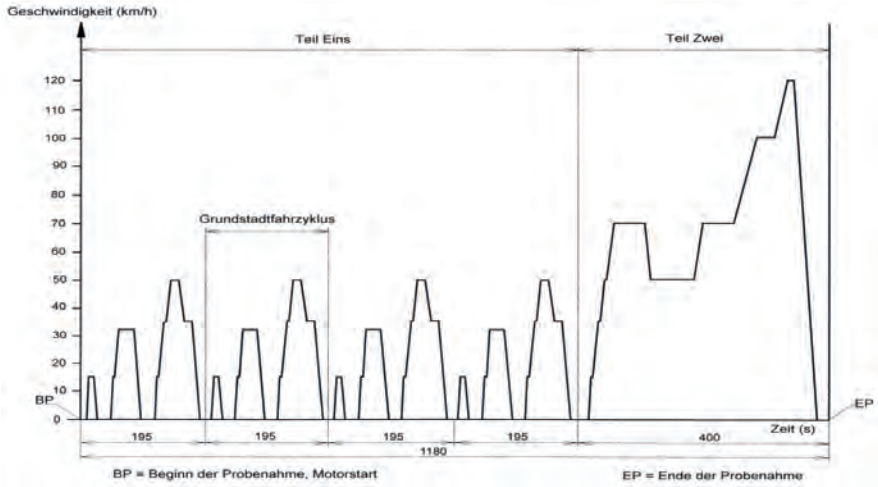


Abbildung 1: Fahrkurve des „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) /7/, /8/

WLTP

Bei der Prüfung im NEFZ wird nur ein Teil der im realen Verkehr auftretenden Fahrzustände erfasst. In der Verordnung (EG) 715/2007 wurde die EU Kommission dazu aufgefordert zu prüfen, „ob der Neue Europäische Fahrzyklus, der den Emissionsmessungen zugrunde liegt, angepasst werden muss. Die Anpassung oder Ersetzung des Prüfzyklus kann erforderlich sein, um Änderungen der Fahrzeugeigenschaften und des Fahrerverhaltens Rechnung zu tragen.“ /5/

In mehreren Forschungsvorhaben der TÜV NORD Mobilität GmbH & Co. KG wurde Verbesserungspotenzial im Hinblick auf eine exakte und jederzeit reproduzierbare Bestimmung der CO2-Emission bzw. des Kraftstoffverbrauchs bei Pkw und leichten Nutzfahrzeugen im Rahmen der Typprüfung aufgezeigt. Grundlage für reproduzierbare und realitätsnahe Ergebnisse bei der Ermittlung des Typprüfwertes sind der Fahrzyklus, das zulässige Toleranzband und die Getriebeschaltpunkte. Bei dem Messverfahren beeinflussen insbesondere die Auswahl des Prüffahrzeugs, die Abstufung und Festlegung der Schwungmassen, die Lasteinstellung des Prüfstands, die Umgebungsbedingungen im Abgaslabor, der Energieverbrauch von Nebenaggregaten und der Batterieladezustand bei Testbeginn die Ergebnisse. /9/, /10/, /11/

Bei der United Nations Economic Commission for Europe (UNECE, dt. Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen) wurde 2007 eine Arbeitsgruppe eingerichtet, um die Bestimmung und die Bewertung der Abgasemissionen und des Energieverbrauchs von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen zu vereinheitlichen (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure; WLTP). Ziel der WLTP-Arbeitsgruppe ist die Erarbeitung eines weltweit harmonisierten Prüfverfahrens für die Bestimmung der Abgasemissionen und des Energieverbrauchs von Pkw und leichten Nutzfahrzeugen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

WLTP soll für die Überprüfung aktueller Fahrzeug- und Antriebskonzepte geeignet und offen für zukünftige technische Entwicklungen sein. Daher werden neben den in der aktuellen Abgasgesetzgebung betrachteten Schadstoffen auch die Kohlendioxidemissionen, der Energieverbrauch und bisher nicht limitierte Komponenten und Schadstoffe berücksichtigt. Außerdem werden nicht nur konventionelle Antriebsarten sondern auch alternative Kraftstoffarten und alternative Antriebe wie hybridelektrische und elektrische Antriebe bei der Entwicklung von WLTP einbezogen.

Im Mittelpunkt der Phase 1 der Arbeiten standen die Entwicklung des Fahrzyklus (Development of the Harmonized Cycle, DHC) und der Prüfprozedur (Development of the Test Procedure, DTP). Wesentliches Ziel bei der Entwicklung von WLTP war die Schaffung eines robusten Messverfahrens, das realistische Ergebnisse gewährleistet. Angesichts der zunehmenden Bedeutung der CO2-Emissionen und des Energieverbrauches für den Klimaschutz, bei der Besteuerung von Kraftfahrzeugen, der Kaufentscheidung der Verbraucher und damit für den Wettbewerb sollen die Randbedingungen bei der Typprüfung so festgelegt werden, dass die Vergleichbarkeit, die Reproduzierbarkeit und die Realitätsnähe der Ergebnisse sichergestellt sind.

Am 12. März 2014 hat das World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP.29) die erste Version der Global Technical Regulation (GTR) No. 15 verabschiedet und damit Phase 1a der WLTP-Entwicklung abgeschlossen. Mit Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 wurde WLTP in der Europäischen Abgasgesetzgebung verankert. /12/, /13/

Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC)

Eine wichtige Grundlage für WLTP ist der Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC). Diese Fahrkurve gibt mit Hilfe eines Geschwindigkeit/Zeit-Profils innerhalb eines Toleranzbandes die Fahrzustände vor, die während der Messung auf dem Rollenprüfstand überprüft werden.

Der WLTC ist ein transienter Fahrzyklus, der entwickelt wurde, um realistische Fahrzustände zu simulieren. Der WLTC basiert auf realen Fahrdaten, die in den teilnehmenden Mitgliedsstaaten gesammelt und entsprechend des relativen Anteils der beteiligten Regionen an der gesamten Fahrleistung gewichtet wurden. Während des Entwicklungsprozesses wurde die Fahrbarkeit des Zyklus durch ein Messprogramm verifiziert. Für Fahrzeuge mit niedrigen Motorleistungen und begrenzten Maximalgeschwindigkeiten wurden spezielle Varianten des WLTC definiert, um die Fahrbarkeit des Testzyklus sicherzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

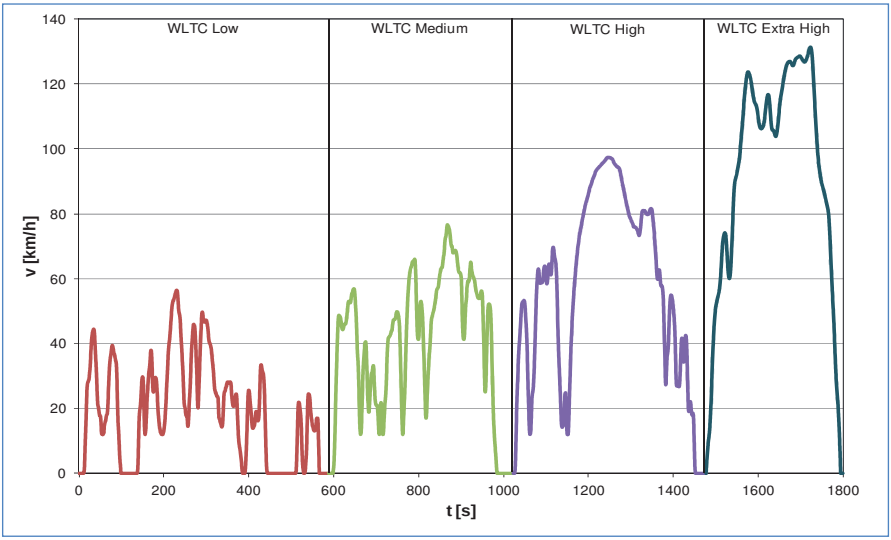


Abbildung 2: Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC) 3b für Fahrzeuge mit einem Verhältnis von Leistung zu Leergewicht > 34 W/kg und einer Maximalgeschwindigkeit vmax ≥ 120 km/h) /13/

Der Worldwide Harmonized Light-Vehicles Test Cycle 3b für Fahrzeuge mit einem Verhältnis von Leistung zu Leergewicht größer als 34 W/kg und einer Maximalgeschwindigkeit vmax ≥ 120 km/h ist in Abbildung 3 dem NEFZ gegenüber gestellt. Der WLTC 3b beinhaltet einen Kaltstart gefolgt von einer Low-Speed Phase (WLTC Low 3, Dauer 589 Sekunden), eine Medium-Speed Phase (WLTC Medium 3-2, Dauer 433 Sekunden), eine High- Speed Phase (WLTC High 3-2, Dauer 455 Sekunden) und eine Extra-High-Speed Phase (WLTC Extra High 3, Dauer 323 Sekunden). Je nach Fahrzeugkategorie (Class) wird der entsprechende, vorgeschriebene Teilzyklus für den jeweiligen Abschnitt gewählt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

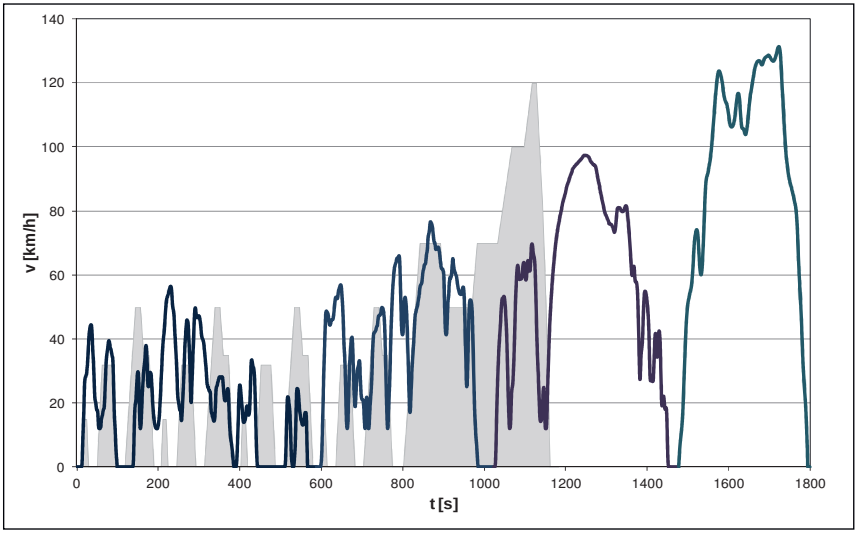


Abbildung 3: Gegenüberstellung NEFZ und WLTC 3b für Fahrzeuge mit einem Verhältnis von Leistung zu Leergewicht > 34 W/kg und einer Maximalgeschwindigkeit vmax ≥ 120 km/h) /13/

Die bei der Typprüfung ermittelten CO2-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch werden durch verschiedene Faktoren beeinflusst. Bei einer vorgegebenen Fahrkurve bestimmt die verwendete Getriebeübersetzung das für den jeweiligen Fahrzustand erforderliche Drehmoment und die Motordrehzahl und damit den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Im NEFZ werden von der Richtlinie für Fahrzeuge mit manuell geschalteten Getrieben feste Schaltpunkte bei bestimmten Fahrgeschwindigkeiten vorgegeben. Diese Vorgaben entsprechen nicht immer der Getriebeauslegung aktueller Fahrzeuge. Im WLTP werden die Schaltpunkte auf Basis von Fahrzeugparametern mit Hilfe eines Algorithmus individuell berechnet. Die Schaltpunkte werden an die jeweilige Fahrzeugcharakteristik angepasst und realistische Fahrbedingungen im Rahmen der Typprüfung erzeugt. In Abbildung ist ein Beispiel für Schaltpunkte im WLTC 3b dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

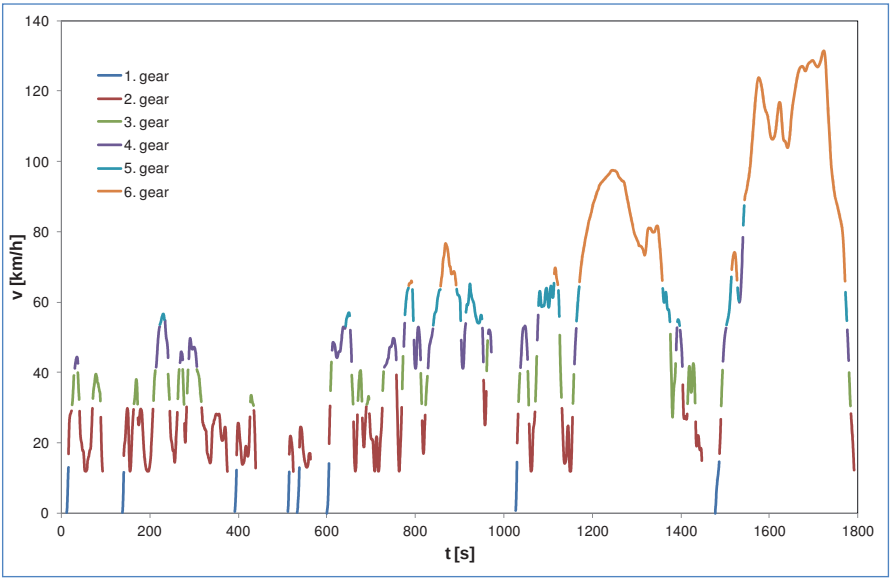


Abbildung 4: Beispiel für Schaltpunkte im WLTC 3b /13/, /14/

In Tabelle 1 sind einige wichtige Parameter von NEFZ und WLTC 3b gegenübergestellt. Im Vergleich zum NEFZ weist der WLTC 3b eine deutlich größere Dynamik, eine größere Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeit auf. Weiterhin ist der Leerlaufanteil im WLTC 3b deutlich geringer als im NEFZ. /12/, /13/, /14/

	NEFZ	WLTC 3b
Kaltstart	ja (20 °C – 30 °C)	ja (23 °C ± 3 °C)
Dauer	1180 Sekunden	1800 Sekunden
Fahrstrecke	ca. 11 km	ca. 23 km
Durchschnittsgeschwindigkeit	33,6 km/h	46,2 km/h
Maximalgeschwindigkeit	120 km/h	131 km/h
Leerlaufanteil	25% (270 s)	13% (224 s)
Schaltpunkte bei manuellen Getrieben	einheitlich, abhängig von Geschwindigkeit	variabel, abhängig von Fahrzeugparametern wie Fahrwiderstand, Leistung und Getriebeabstufung

Tabelle 1: Gegenüberstellung NEFZ und WLTC 3b für Fahrzeuge mit einem Verhältnis von Leistung zu Leergewicht > 34 W/kg und einer Maximalgeschwindigkeit vmax ≥ 120 km/h /14/

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Randbedingungen bei der Prüfung

Entscheidend für realistische und reproduzierbare Ergebnisse bei der Abgastypprüfung sind neben der Fahrkurve die bei der Messung zu Grunde gelegten Randbedingungen. Im Verlauf des WLTP-Prozesses wurden Flexibilitäten in verschiedenen Abgasgesetzgebungen identifiziert und eingeschränkt. Randbedingungen, die einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis der Abgasmessung haben, wurden genau definiert um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu verbessern.

Eine wesentliche Grundvoraussetzung für realitätsnahe Typprüfwerte ist die Wahl eines repräsentativen Prüffahrzeugs. WLTP ermöglicht die Bildung von CO2-Familien, in der Fahrzeuge mit identischen Parametern bezüglich ausgewählter Eigenschaften zusammengefasst werden können. Innerhalb einer Familie ist für die Messung der CO2-Emissionen das Worst-Case-Fahrzeug hinsichtlich der Fahrzeugmasse und des Fahrwiderstands zu Grunde zu legen (Testfahrzeug H). Die Testmasse des Fahrzeugs H (TMH) ergibt sich aus der Masse des fahrbereiten Fahrzeugs der Familie mit maximaler Ausstattung und der Masse für eine repräsentative Zuladung. Zusätzlich besteht die Möglichkeit ein Best-Case-Fahrzeug (Testfahrzeug L) zu prüfen. Die Testmasse des Fahrzeugs L (TML) ergibt sich aus der Masse des fahrbereiten leichtesten Fahrzeugs der Familie mit minimaler Ausstattung und der Masse für eine repräsentative Zuladung. Der individuelle CO2-Wert für ein bestimmtes Fahrzeug aus der Familie wird dann anhand der jeweiligen Ausstattung und der damit verbundenen Fahrzeugmasse und dem Fahrwiderstand mit Hilfe der Regressionsgerade zwischen Fahrzeug L und Fahrzeug H berechnet. Die Testmasse im WLTP ist in Abbildung 5 schematisch dargestellt.

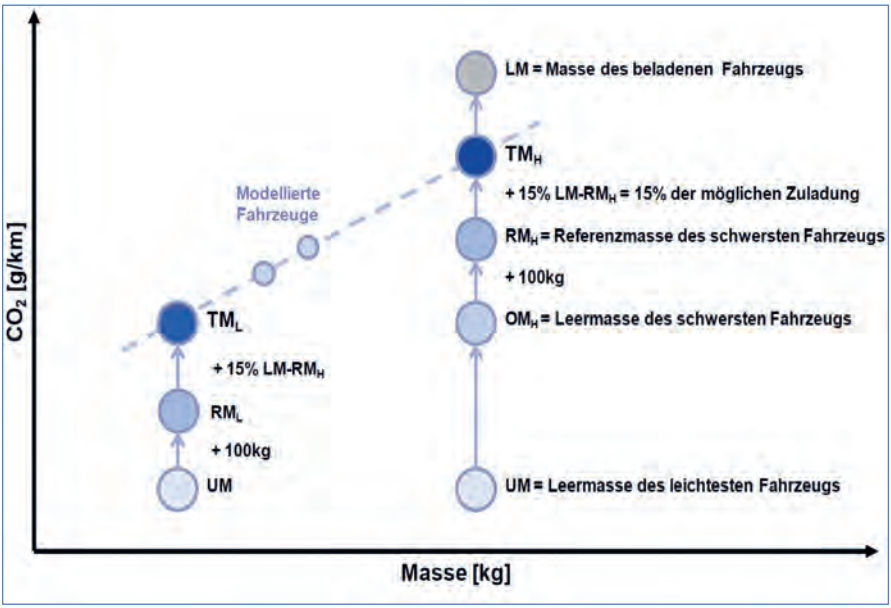


Abbildung 5: Schematische Darstellung der Testmasse im WLTP /13/, /14/

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Massenträgheit des Prüffahrzeugs wird auf dem Fahrleistungsprüfstand mit Hilfe einer rotierenden Schwungmasse nachgestellt. Bei älteren Rollenprüfständen werden einzelne, scheibenförmige Massen mit den rotierenden Rollen gekoppelt. Daher sind beim NEFZ Schwungmassenklassen vorgegeben. Bei modernen Rollenprüfständen werden die Schwungmassen mit Hilfe von Elektromotoren simuliert. Daher ist im Rahmen von WLTP die Verwendung stufenloser Schwungmassen vorgesehen, die eine genauere Wiedergabe der Verhältnisse in der Realität ermöglichen. Dabei wird eine Schwungmasse verwendet, die maximal 10kg größer sein darf, als die für das Testfahrzeug passende.

Die Umgebungsbedingungen bei der Fahrzeugvorbereitung und dem Test selbst haben einen erheblichen Einfluss auf die Prüfergebnisse. Um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu erhöhen, werden bei WLTP die Toleranzen für die Umgebungstemperatur gegenüber dem NEFZ eingeschränkt. Vor Beginn des Tests wird das Fahrzeug über 6 bis 36 Stunden bei einer Umgebungstemperatur von 23°C ±3°C abgestellt. Während dieser Zeit ist ein sogenannter „forced cool down“ zulässig, d.h. das Fahrzeug darf durch Kühlgebläse angeblasen werden um sicher zu stellen, dass beim Start der WLTP Messung die Motoröltemperatur und die Kühlwassertemperatur des Fahrzeugs 23°C ±2°C betragen. Die Umgebungstemperatur am Abgasprüfstand muss bei Testbeginn 23°C ±3°C betragen. Um dem Wärmeeintrag des Prüffahrzeugs Rechnung zu tragen ist während des Tests auf dem Prüfstand eine Toleranz von ±5°C zulässig. Die Temperaturen während des WLTP Typ 1 Tests sind in Abbildung 6 dargestellt.

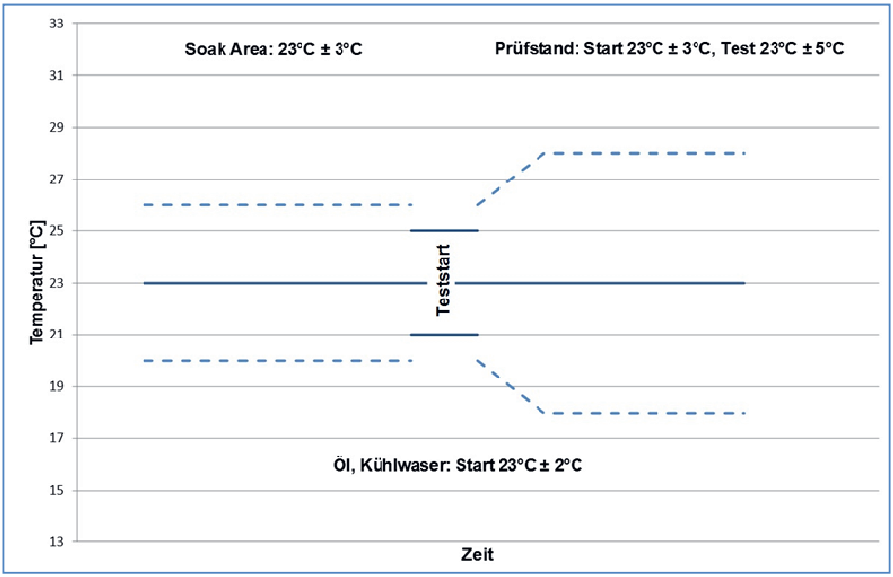


Abbildung 6: Test-Temperaturen /13/, /14/

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Intelligente Batteriemanagementsysteme ermöglichen, dass die Fahrzeugbatterie vorzugsweise in bestimmten geeigneten Fahrzuständen, z.B. Schubbetrieb, geladen wird. Bei WLTP wird die in der Fahrzeugbatterie enthaltene Energie berücksichtigt. Eine Batterieladung mit Hilfe eines externen Ladegerätes ist nur bis zum Beginn des Konditionierungszyklus zulässig. Außerdem werden die im WLTP ermittelten Werte für CO2 und Kraftstoffverbrauch im Hinblick auf die der Batterie entnommene Energie korrigiert. Diese Vorgehensweise wird sowohl für konventionelle Fahrzeuge als auch für nicht extern aufladbare Hybridfahrzeuge angewendet. In Abbildung 7 ist die RCB Korrektur schematisch dargestellt.

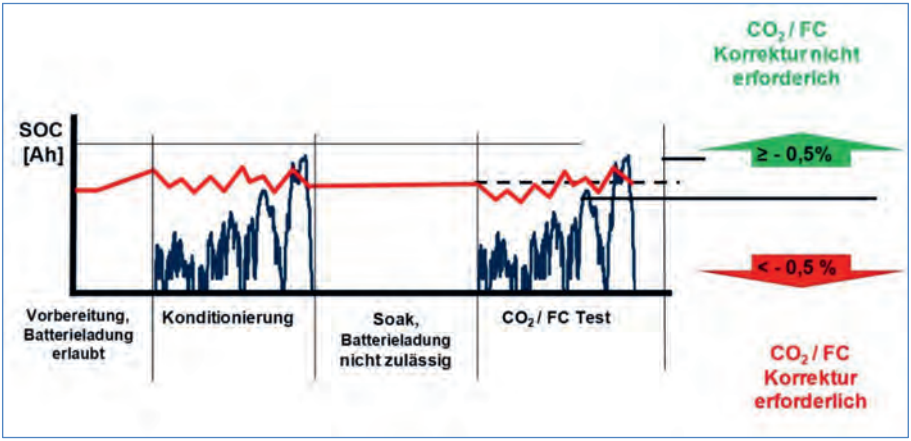


Abbildung 7: RCB Korrektur, schematische Darstellung mit dem Ladezustand der Batterie (SOC) als y-Achse, positive Werte für die Ladung entsprechen einer Aufladung der Batterie /13/, /14/

Anzahl der erforderlichen Typ 1 Tests

Bisher war abhängig von der Höhe der gemessenen Schadstoffemissionen in Europa die Durchführung von bis zu 3 Abgastests erforderlich. Im Verlauf der WLTP-Diskussion wurde beschlossen die Anzahl der Tests aufgrund der verbesserten Genauigkeit der Messtechnik im Hinblick auf die Schadstoffemissionen zu reduzieren. Erst wenn der für eine Schadstoffkomponente, bzw. die Summe der Emissionen zweier Schadstoffe, ermittelte Wert größer als 90% des jeweiligen Grenzwertes ist, wird ein zweiter Test erforderlich. Wird ein zweiter Test gefahren, so darf der Mittelwert der Schadstoffe aus dem ersten und zweiten Test den jeweiligen Grenzwert nicht überschreiten.

Zusätzlich zu den limitierten Schadstoffemissionen wird auch der CO2-Messwert bei der Bestimmung der Anzahl der durchzuführenden Tests berücksichtigt. Bisher durfte der Messwert für CO2 in Europa um bis zu 4% über dem vom Hersteller angegebenen Typprüfwert liegen. In der Verordnung (EU) 2017/1151 für die Einführung von WLTP in Europa ist vorgesehen, dass der CO2-Typprüfwert kleiner oder gleich dem CO2-Messwert sein muss. Folgende Vorgehensweise wurde definiert:

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Liegt der CO2-Messwert im ersten Test bei maximal 0,990 der Herstellerangabe ist ein Test ausreichend (dCO2,1 = 0,990), ansonsten ist ein zweiter Test erforderlich
- Liegt der arithmetische Mittelwert aus dem ersten und zweiten Test bei maximal 0,995 der Herstellerangabe sind zwei Tests ausreichend (dCO2,2 = 0,995), ansonsten ist ein dritter Test erforderlich
- Liegt der arithmetische Mittelwert aus dem ersten, zweiten und dritten Test bei maximal 1,000 der Herstellerangabe kann diese Herstellerangabe verwendet werden (dCO2,3 = 1,000), ansonsten wird der arithmetische Mittelwert aus dem ersten, zweiten und dritten Test zur Herstellerangabe
- In allen durchgeführten Tests müssen die Grenzwerte für die Schadstoffe eingehalten werden.

Die Anzahl der durchzuführenden Typ-1-Tests ist in Abbildung 8 in Verbindung mit Tabelle 2 dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

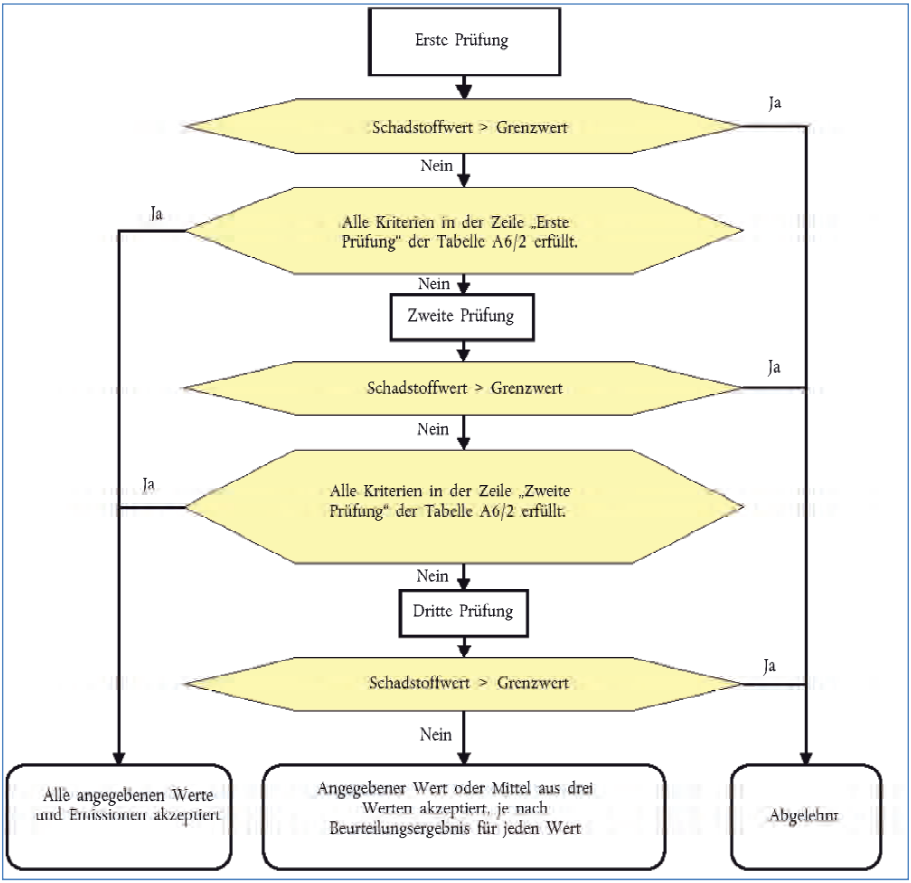


Abbildung 8: Anzahl der erforderlichen Tests /13/

Test	Kriterium	Limitierte Schadstoffe	CO2
Test 1	Ergebnis Test 1	≤ Grenzwert x 0,9	≤ Herstellerangabe x 0,990
Test 2	Mittelwert Test 1 und Test 2	≤ Grenzwert x 1,0 [1)]	≤ Herstellerangabe x 0,995
Test 3	Mittelwert Test 1, Test 2 und Test 3	≤ Grenzwert x 1,0 [1)]	≤ Herstellerangabe x 1,000

[1)] Zusätzlich muss in jedem einzelnen Test der Grenzwert eingehalten werden

Tabelle 2: Anzahl der erforderlichen Tests /13/

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ambient Temperature Correction Test (ATCT)

Die durchschnittliche Umgebungstemperatur in Europa beträgt aktuell ca. 14°C und die repräsentative Abstellzeit von Pkw in Europa wurde mit 9 Stunden angesetzt. Innerhalb der WLTP-Arbeitsgruppe der UNECE konnte die Durchführung des Typ-1-Tests bei diesen Randbedingungen nicht durchgesetzt werden. In der GTR Nr. 15 wurde als Temperatur für den Typ-1-Test 23°C festgelegt. Mit Verordnung (EU) 2017/1151 wird in Europa der sogenannten „Ambient Temperature Correction Test" (ATCT) eingeführt, um repräsentative regionale Umgebungstemperaturen bei der Bestimmung von CO2-Emissionen und Kraftstoffverbrauch zu berücksichtigen. In Abbildung 9 ist der Einfluss der Testtemperatur auf die CO2-Emissionen für zwei nicht nach WLTP zugelassene Fahrzeuge exemplarisch dargestellt. Dabei wird zwischen der Raumtemperatur und der Motortemperatur bei Teststart unterschieden (Starttemperatur).

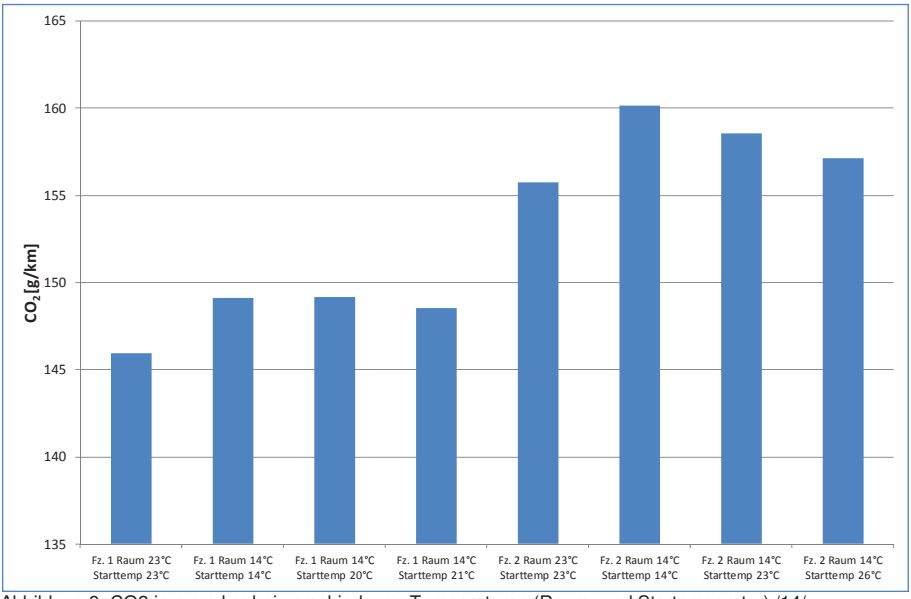


Abbildung 9: CO2 in g pro km bei verschiedenen Temperaturen (Raum- und Startemperatur) /14/

Der Prüfablauf beim ATCT entspricht, abgesehen von der Umgebungstemperatur von 14°C und der Fahrzeugkonditionierung, dem Typ-1-Test. Die Fahrzeugkonditionierung vor dem ATCT muss in Europa mindestens 9 Stunden andauern, dabei ist ein Anblasen des Fahrzeugs nicht vorgesehen („natural soak"). Für die Motortemperatur des Fahrzeugs bei Teststart gibt es keine Vorgaben. Bei einer entsprechenden Isolierung des Motorraumes ist bei Start des ATCT eine Motortemperatur möglich, die deutlich über den beim Typ-1-Test zulässigen 23°C ±2°C liegen kann. Das kann unter Umständen dazu führen, dass ein Fahrzeug im ATCT bei einer Umgebungstemperatur von 14°C niedrigere CO2-Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

aufweist als im Typ-1-Test bei 23°C. Der ATCT dient in erster Linie dazu das reale Verhalten der Fahrzeuge im Rahmen der Typprüfung abzubilden und realistischere CO2-Werte zu generieren.

Der ATCT wird nicht an allen Prüffahrzeugen sondern an einem für eine ATCT-Familie repräsentativen Fahrzeug durchgeführt. Die ATCT-Familie wird neben Parametern wie dem Aufbau des Antriebsstrangs, Antriebsart (Benzin/Diesel/Hybrid), Zahl und Anordnung der Zylinder, Einspritzsystem, Kühlsystem und Abgasnachbehandlungssystem(en) auch über das Vorhandensein von Energiespeichersystemen (Heat Storage Devices) und insbesondere über das Abkühlverhalten der Fahrzeuge definiert. Die im Typ-1-Test ermittelten CO2-Emissionen und Kraftstoffverbräuche für alle in der ATCT-Familie enthaltenen Fahrzeuge werden mit dem Family Correction Factor korrigiert: /13/

Family Correction Factor:
FCF = (M CO2 im ATCT bei 14°C) / (M CO2 im Typ 1 Test bei 23°C)

Dabei ist M CO2 die CO2-Emissionsmasse während des gesamten WLTC-Zyklus in [g/km]

CO2-Emissionen im WLTP

Durch die Änderung des Fahrzyklus von NEFZ zum Worldwide Harmonized Light Duty Test Cycle (WLTC) erhöhen sich nicht zwangsläufig die CO2-Emissionen. Die längere Dauer des WLTC bewirkt, dass der Einfluss der Kaltstartemissionen auf das Gesamtergebnis im Vergleich zum NEFZ kleiner wird. Für einige Fahrzeugkonzepte werden aufgrund der höheren Lasten im WLTC günstigere, effizientere Bereiche im Motorkennfeld abgedeckt. Bei Fahrzeugen mit Handschaltgetrieben erlauben die Schaltpunkte im WLTC niedrigere Motordrehzahlen und effizienteres Fahren als der NEFZ. Andererseits wird durch den niedrigeren Leerlaufanteil im WLTC der Effekt der Start-Stopp-Systeme gegenüber dem NEFZ reduziert. Diese zahlreichen Effekte haben unterschiedliche Auswirkungen auf die CO2-Emissionen von verschiedenen Fahrzeugkonzepten.

Neben dem Fahrzyklus haben die Prüfprozedur und die Randbedingungen bei der Messung einen erheblichen Einfluss auf die CO2-Emissionen. Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung von WLTP war die Schaffung eines Prüfverfahrens, das realitätsnahe und reproduzierbare Ergebnisse liefert. Zu diesem Zweck wurden Flexibilitäten und Toleranzen in den bestehenden Prüfprozeduren weitestgehend minimiert. Aufgrund dieser Änderungen des Prüfverfahrens ist bei Einführung des WLTP ein Anstieg der bei der Typprüfung ermittelten CO2-Emissionen zu erwarten. In Abbildung 10 sind CO2-Emissionen beispielhaft für verschiedene Fahrzeuge im NEFZ und im WLTP dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

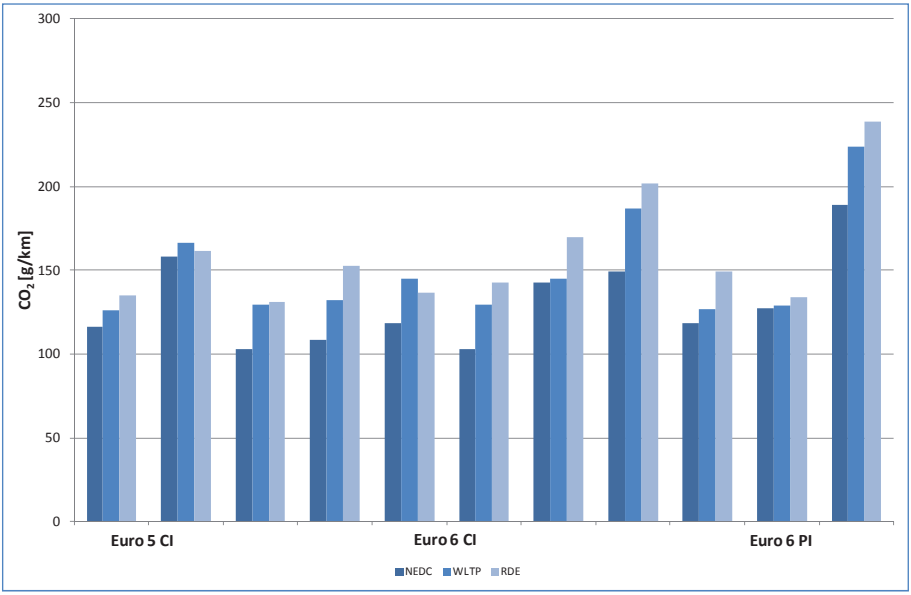


Abbildung 10: CO2-Emissionen von verschiedenen Fahrzeugen im NEFZ und im WLTP

In Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO2-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen wurden langfristige Zielwerte für CO2-Emissionen festgelegt. Ab September 2017 werden die CO2-Emissionen für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge in Europa auf Basis von WLTP ermittelt. Diese WLTP CO2-Werte dienen der Information der Fahrzeughalter. Das Monitoring im Hinblick auf die CO2-Zielwerte erfolgt für eine Übergangszeit weiterhin auf Basis des NEFZ. Zu diesem Zweck werden die WLTP CO2-Messwerte mit einem standardisierten Tool (CO2MPAS) in äquivalente NEFZ-Werte überführt. In bestimmten Fällen kann Double Testing in WLTP und NEFZ durchgeführt werden. /6/, /16/

Zusammenfassung und Ausblick

Die Kombination aus neuem Prüfzyklus und der geänderten Prüfprozedur führen zu den von der Politik angestrebten realistischeren Verbräuchen bei WLTP-Tests gegenüber dem aktuellen europäischen Prüfverfahren. Insbesondere durch den dynamischeren, auf realen Fahrdaten beruhenden Zyklus, die Berücksichtigung von Zusatzausstattung und Zuladung bei der Testmasse und die Korrektur von CO2 und Verbrauch im Hinblick auf den Ladezustand der Batterie bei allen Fahrzeugen werden realitätsnähere Verbräuche und CO2-Werte ermittelt. Die Ergebnisse von Vergleichsmessungen zeigen einen deutlichen Anstieg der CO2-Emissionen im WLTP im Vergleich zum NEFZ. Dabei ist die relative Zunahme für die verschiedenen Fahrzeugkonzepte sehr unterschiedlich.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Neben einer größeren Realitätsnähe konnte durch die Einengung von Toleranzen, z.B. bei der Umgebungstemperatur im Abgaslabor und für die Lasteinstellung des Prüfstands, eine verbesserte Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gegenüber dem aktuellen Prüfverfahren erreicht werden. Allerdings wird auch bei WLTP der Energieverbrauch von Zusatzverbrauchern wie Klimaanlage, Sitzheizung, Radio, etc. zunächst nicht berücksichtigt.

In Phase 1 der Entwicklung von WLTP wurde bisher ausschließlich die „Prüfung der durchschnittlichen Abgasemissionen bei Umgebungsbedingungen“ (Prüfung Typ 1) diskutiert. Im Rahmen der Weiterführung der WLTP-Diskussionen werden weitere Bestandteile der Abgastypprüfung in der Arbeitsgruppe thematisiert. Bei der 168. Sitzung der WP.29 der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE) im März 2016 wurde der Informal working group on Worldwide harmonized Light duty Test Procedure das Mandat für Phase 2 der Entwicklung von WLTP erteilt. Das Mandat umfasst neben der Weiterentwicklung und der Klärung der noch offenen Punkte der Prüfung Typ 1 die Entwicklung einer Prozedur zur Überprüfung der Dauerhaltbarkeit von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor und mit Elektroantrieb. Ein weiteres Thema von WLTP Phase 2 ist die Anpassung der Prüfung der Emissionen bei niedrigen Umgebungstemperaturen, die in Europa bisher bei -7°C im Innerortsteil des NEFZ ermittelt werden. Zusätzlich sollen zukünftig die CO2-Emissionen und der Energieverbrauch bei der Nutzung von Klimaanlagen berücksichtigt werden. Ein weiterer Themenblock der WLTP Phase 2 beinhaltet die Überarbeitung der Anforderungen an das On-Board Diagnose System. /13/, /14/, /15/

Abbildung 11 gibt einen Überblick über Anforderungen für Abgas-Emissionen in Europa. /13/, /16/, /17/

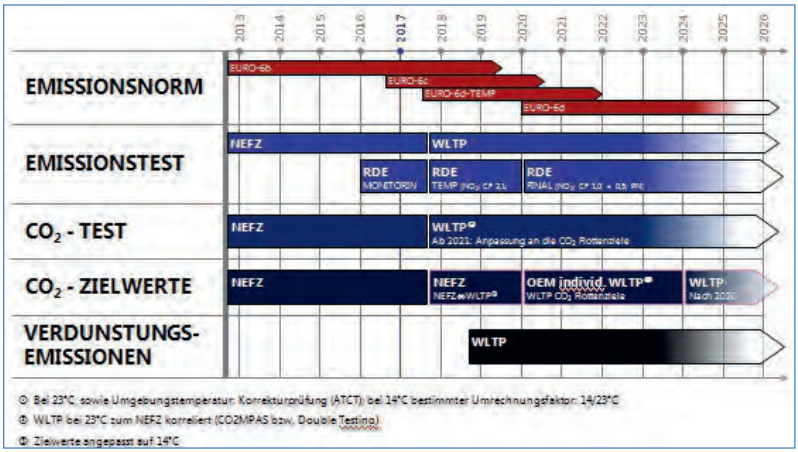


Abbildung 11: Zeitplan Emissionen und CO_2 in Europa

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literatur

/1/ "Paris Agreement". United Nations Treaty Collection. 8 July 2016

/2/ Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC): Fifth Assessment Report

/3/ European Commission Road transport: Reducing CO2 emissions from light-duty vehicles

/4/ Council Directive 91/441/EEC of 26th June 1991 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles

/5/ REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20th June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance

/6/ Amtsblatt der Europäischen Union: Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO2-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen

/7/ COMMISSION REGULATION (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information

/8/ ECE Regulation No. 83 UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF VEHICLES WITH RE-GARD TO THE EMISSION OF POLLUTANTS ACCORDING TO ENGINE FUEL REQUIREMENTS

/9/ Heinz Steven, Ralf Johannsen; Fortschreibung der EU-Richtlinie zur Verbrauchs- und CO2-Messung bei Pkw und Erfassung verbrauchsintensiver Nebenaggregate; TÜV NORD Mobilität GmbH & Co. KG im Auftrag des Umweltbundesamtes, UFOPLAN Nr. 201 45 105

/10/ Ralf Johannsen, Helge Schmidt; Weiterentwicklung der EU-Richtlinie zur Messung der CO2- Emission von Pkw - Untersuchung der Einflüsse verschiedener Parameter und Verbesserung der Messgenauigkeit; Umweltbundesamt FKZ 3709 52 141

/11/ Helge Schmidt, Ralf Johannsen; Pilotprojekt zur Relevanzanalyse von Einflussfaktoren bei der Ermittlung der CO2-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs im Rahmen der Typgenehmigung von Pkw; Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) FE 84.0501/2010

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

/12/ ECE/TRANS/180/Add.15: Addendum 15: Global technical regulation No. 15, Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure, Global Registry, 2014 United Nations

/13/ COMMISSION REGULATION (EU) 2017/1151 of 1 June 2017 supplementing Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) No 1230/2012 and repealing Commission Regulation (EC) No 692/2008

/14/ Helge Schmidt; Entwicklung einer neuen, harmonisierten Testprozedur im Rahmen der Fahrzyklusent-wicklung (WLTP) für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge in der UN/ECE; Umweltforschungsplan des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, Forschungskennzahl 3711 45 110

/15/ Mandate for the Informal working group on Worldwide harmonized Light duty Test Procedure Phase 2; Informal document WP.29-168-11

/16/ COMMISSION IMPLEMENTING REGULATION (EU) 2017/1152 of 2 June 2017 setting out a methodology for determining the correlation parameters necessary for reflecting the change in the regulatory test procedure with regard to light commercial vehicles and amending Implementing Regulation (EU) No 293/2012

/17/ COMMISSION REGULATION (EU) 2017/1221 of 22 June 2017 amending Regulation (EC) No 692/2008 as regards the methodology for the determination of evaporative emissions (Type 4 test)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Wolfram Wiese, Dipl.-Ing. Christoph Laidig, Dr.-Ing. Erik Schünemann
Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen
Felix Balthasar (MBA, M.Eng.) and Jasprit Chahal (Ph.D., M.Sci.)
Shell Research Limited, UK

Einfluss von Kraftstoffeigenschaften, Additivierung und Einspritzung auf die Partikelentstehung bei DI Ottomotoren

Effects of Fuel Composition, Additives and Injection Parameters on Particulate Formation of Gasoline DI Engines

Kurzfassung

Bosch und Shell haben eine gemeinsame Studie durchgeführt, um den Einfluss von Kraftstoffeigenschaften, Additivierung, Einspritzdruck und Einspritzstrategie auf die Partikelemissionen von DI-Ottomotoren zu bewerten.

Im ersten Teil der Studie wurde am Motorenprüfstand untersucht, wie sich Unterschiede in Kraftstoffzusammensetzung, Einspritzdruck und Einspritzstrategie auf die Partikelanzahl (PN) auswirken. Kraftstoffe, die im Vergleich zu einem europäisch marktüblichen Benzin einen hohen Anteil an schweren Aromaten enthalten (C9/C9+), erwiesen sich dabei als kritisch in Bezug auf die Ablagerungsbildung am Injektor (Injektor-PN-Drift) und ergaben folglich bei Dauerläufen höhere PN-Emissionen. Zusätzlich wurden Maßnahmen zur Senkung der PN-Emissionen untersucht. Es zeigte sich, dass durch dem Kraftstoff beigemischte Reinigungsadditive (Deposit Control Additive DCA) eine deutliche Reduktion der Ablagerungen am Injektor und folglich eine signifikante Absenkung der PN-Emissionen erzielt werden kann.

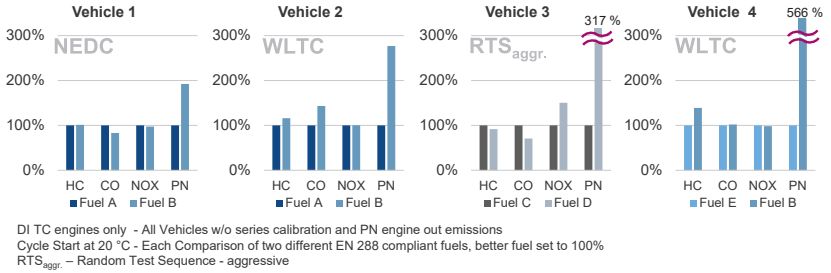
Im zweiten Teil der Studie wurde ein Fahrzeug mit einem baugleichen Motor auf einem Rollenprüfstand untersucht, um Übertragbarkeit und Zusammenhang zwischen Motorenprüfstands- und Fahrzeugergebnissen zu analysieren. Sowohl im WLTC-Testverfahren als auch in einem RDE-Testzyklus zeigten sich bei den Kraftstoffen mit erhöhten Anteilen an schweren Aromaten in Bezug auf die PN-Emissionen die gleichen Trends, die sich bereits bei den Dauerläufen abzeichneten. Zudem korrelierten die Ergebnisse mit angepassten Einspritzstrategien mit den Kaltstartemissionen des Fahrzeugs, so dass der durch Wandfilmbildung im Brennraum begründete Zusammenhang zwischen Siedeverlauf des Kraftstoffes und PN-Emissionen deutlich wird.

Wichtigste Erkenntnisse der Studie sind die Auswirkung der Kraftstoffzusammensetzung auf die PN-Emissionen und die Tatsache, dass durch die Verwendung von Kraftstoffen mit Reinigungsadditiven und/oder durch einen höheren Einspritzdruck die infolge Injektor-PN-Drift verursachten PN-Emissionen deutlich reduziert werden können. Zudem kann ein optimierter Einspritzzeitpunkt die PN-Emissionen senken, die über eine Benetzung der Brennraumwand durch Kraftstoffe mit hohem Siedeende entstehen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1.Einleitung

Diese Veröffentlichung behandelt die möglichen Einflüsse von Kraftstoffeigenschaften auf PN-Emissionen. Die Bedeutung und Notwendigkeit, diese Einflüsse zu verstehen, kann anhand der PN-Emissionen in Abbildung 1 verdeutlicht werden. Hier sind die Erfahrungen exemplarisch dargestellt, die Bosch mit unterschiedlichen Marktkraftstoffen in verschiedenen Fahrzeugen und Fahrzyklen gesammelt hat. Gezeigt werden jeweils die gasförmigen Emissionen und die PN-Emissionen von einem bezüglich PN/PM-Emissionen „guten“ und einem „schlechten“ Kraftstoff im direkten Vergleich. Die Emissionen des besseren Kraftstoffs wurden jeweils auf 100 % gesetzt. Der Einfluss auf die gasförmigen Emissionen fällt gering aus. Die trotz allem leichten Unterschiede zwischen einem „guten“ und einem „schlechten“ Kraftstoff lassen sich auf die fehlende Robustheit einer Serienapplikation zurückführen. Diese fehlende Robustheit erhöht auch die Empfindlichkeit des Fahrverhaltens im Fahrzyklus. Die PN-Emissionen des schlechteren Kraftstoffs jedoch liegen um den Faktor 2 bis 5 höher als die PN-Emissionen des besseren Kraftstoffs. Betrachtet man nun diese Erkenntnisse im Kontext der neuen europäischen RDE Gesetzgebung, bei der auch mit unterschiedlichsten Marktkraftstoffen unter realen Fahrbedingungen die Emissionsgrenzwerte eingehalten werden müssen, bedarf es keiner weiteren Erklärung, um die Relevanz der Wirkzusammenhänge zwischen Kraftstoffeigenschaften und PN-Emissionen hervorzuheben.



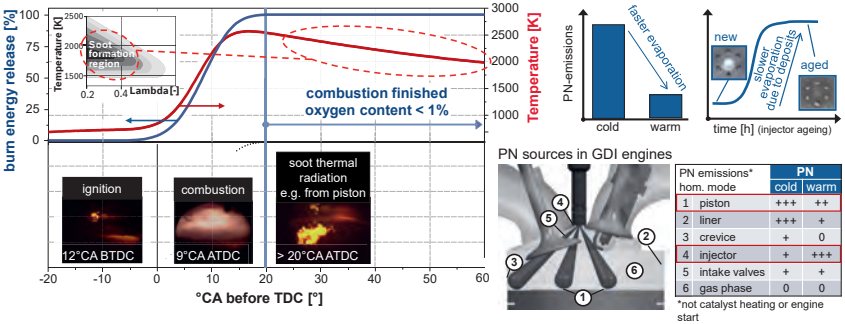
DI TC engines only - All Vehicles w/o series calibration and PN engine out emissions
Cycle Start at 20 °C - Each Comparison of two different EN 288 compliant fuels, better fuel set to 100%
$RTS_{aggr.}$ – Random Test Sequence - aggressive

Abbildung 1: Beispiele für den Einfluss von Marktkraftstoffen auf Abgasemissionen

Die Mechanismen der Partikelbildung wurden bereits in zahlreichen Veröffentlichungen diskutiert [1,2]. In Abbildung 2 sind die bekannten Wirkzusammenhänge und die typischen Partikelquellen für direkteinspritzende Ottomotoren dargestellt. Nahezu alle relevanten Partikelemissionen entstehen aufgrund unvollständig verdampfter Kraftstofffilme an Brennraumwänden oder der Injektorspitze, wenn diese von der Flammenfront erfasst werden. Dies führt zu einem Verdampfen des Kraftstofffilmes in eine sauerstoffarme Umgebung mit sehr hohen Temperaturen und resultiert in Partikel- bzw. Rußbildung. Dieser Mechanismus ist in Abbildung 2 auf der linken Seite dargestellt. Neben der Kraftstoffcharakteristik gibt es zwei wichtige Mechanismen, die die Geschwindigkeit des Verdampfungsprozesses beeinflussen. Zum einen reduziert sich die Verdampfungsgeschwindigkeit unter kalten Motorbedingungen und bei kalten Brennraumwänden und zum anderen erschweren bestehende Ablagerungen das Abdampfen von Kraftstofffilmen aufgrund ihrer porösen, schwammartigen Struktur. Eine bedeutende Partikelquelle aufgrund von Ablagerungen ist die so genannte Injektor-PN-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Drift (PN Anstieg über der Zeit) an der Injektorspitze [1,2]. Unter warmen Motorbedingungen wird diese als die wichtigste Ursache für PN-Emissionen angesehen, während unter kalten Bedingungen der Kolben und die Zylinderlaufbahn im Fokus stehen.



PN emissions* hom. mode		PN cold	PN warm
1	piston	+++	++
2	liner	+++	+
3	crevice	+	0
4	injector	+	+++
5	intake valves	+	+
6	gas phase	0	0

*not catalyst heating or engine start

Abbildung 2: Mögliche Mechanismen und Quellen der Partikelentstehung in einem homogen betriebenen DI Ottomotor.

Aufbauend auf dem Wissen der möglichen PN-Quellen haben bereits zahlreiche Veröffentlichungen den Zusammenhang zwischen Kraftstoffeigenschaften/Kraftstoffzusammensetzung und Partikelanzahl-/Partikelmasseemissionen (PN/PM) aufgezeigt [3,4]. Verschiedene Wissenschaftler haben Korrelationen und Modelle entwickelt, um aus der Kraftstoffzusammensetzung Vorhersagen bezüglich der zu erwartenden PN/PM-Emissionen in GDI-Motoren treffen zu können. Aikawa *et al*. [5] haben ihren anfangs für PFI-Motoren entwickelten PM-Index für GDI-Motoren erweitert (Gleichung 1) und damit eine gute Korrelation zwischen verschiedenen Kraftstoffen und den PN/PM-Emissionen im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) erreicht [6].

Gleichung 1: PM-Index

$$PM - Index = \sum_{i=1}^{n} \left[\frac{DBE_i + 1}{VP(443\ K)_i} \right] Wt_i$$

Hierbei wird für jede einzelne Kraftstoffkomponente der berechnete Dampfdruck bei 443 K $VP(443\ K)_i$, der Massenanteil Wt_i, basierend auf einer detaillierten Einzelkomponentenanalyse der Kohlenwasserstoffe und die Kennzahl für den Sättigungsgrad der Molekülstruktur „Double Bond Equivalent“ (DBE_i definiert in Gleichung 2) basierend auf der Anzahl der Kohlenstoff- (C) und Wasserstoffatomen (H), benötigt.

Gleichung 2: Double Bond Equivalent

$$DBE = \frac{2C - H + 2}{2}$$

Ihre Ergebnisse mit unterschiedlichen Sonderkraftstoffen, japanischen Marktkraftstoffen und dem EU5-Zertifizierungskraftstoff zeigten, dass Kraftstoffe mit einem niedrigen Dampfdruck (VP) oder einem hohen DBE Wert dazu neigen, die PN/PM Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zu erhöhen. Dies lässt sich mit einem hohen Siedeende begründen, so dass Kraftstoffanteile an den Brennraumwänden nicht vollständig abdampfen können, als flüssige Phase verbrennen und dadurch zur Rußbildung führen. Aromaten mit ihrem hohen DBE Wert ($DBE_{Aromaten} \geq 4$) sind bekannt dafür, bei der Verbrennung polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) zu bilden, die als Vorläufermoleküle der späteren Rußpartikel angesehen werden.

Leach *et al*. [7.8] leiten aus dem PM-Index einen vereinfachten PN-Index ab (Gleichung 3), der ohne eine detaillierte Einzelkomponentenanalyse des Kraftstoffs auskommt und aus den Standardgrößen der Kraftstoffzertifikate berechnet werden kann. Hierfür wird außer dem Dampfdruck (DVPE) des Kraftstoffgemisches nur noch der Volumenanteil V_i der einzelnen Komponenten benötigt. Alternativ kann eine weitere Vereinfachung erfolgen, indem anstatt des Volumenanteils der Einzelkomponenten nur der Volumenanteil der Stoffgruppen der Paraffine, Olefine, Aromaten und von Ethanol in die Berechnung des PN-Index einfließen.

Gleichung 3: PN-Index

$$\text{PN-Index} = \frac{\sum_{i=1}^{n}[DBE_i + 1]V_i}{DVPE} \quad or = \frac{V_{Paraffins} + 2\,V_{Olefins} + 5V_{Aromatics} + V_{EtOH}}{DVPE}$$

Eine kürzlich erschienene Veröffentlichung von Wittmann und Menger [9] betrachtet detailliert weitere Zusammenhänge basierend u.a. auf den Destillationsparametern des Kraftstoffs. Hierfür wurde ein auf 14 physikochemischen Parametern basierendes Modell entwickelt und am Motorenprüfstand mit Sonderkraftstoffen, Marktkraftstoffen und Zertifizierungskraftstoffen in einem RDE Zyklus hinsichtlich der PN-Emissionen validiert. In diesem Modell wurde der Anteil der zur Partikelbildung neigenden Komponenten wie C10-Aromaten, >C10-Aromaten, C10-Naphtene, >C11-Paraffine und weiteren hochsiedenden Komponenten (α-methyl Naphthalen bis zu n-C26) stärker gewichtet.

Diese unterschiedlichen Lösungsvorschläge wurden entwickelt, um Ottokraftstoffe bezüglich PN-Emissionen bewerten und einschätzen zu können. Einige dieser komplexen Modelle helfen insbesondere, um die zugrundeliegende Kraftstoffqualität eines Marktes bei der Auswahl der Antriebsstrangtechnologie und des Applikationsprozesses zu berücksichtigen.

Die wichtigsten Parameter des Kraftstoffs, die im Verdacht stehen, für PN/PM-Emissionen verantwortlich zu sein, sind der Anteil der C9/C9+ Aromaten, der Siedeverlauf und in geringerem Ausmaß der Anteil an Olefinen. In Tabelle 1 wurden diese Parameter aus den letzten SGS Marktanalysen ausgewählten Kraftstoffen gegenübergestellt, um die typischen und die maximalen Werte verschiedener Märkte weltweit zu bewerten. Dabei gilt für alle Märkte, dass es bedeutende Unterschiede zwischen den minimalen und maximalen Werten für den Siedeendpunkt (FBP), E150°C (% verdampftes Volumen bei einer Temperatur von 150°C), dem Olefinanteil, dem totalen Aromatenanteil sowie dem Anteil der C9/C9+ Aromaten gibt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Grenzwerte von Zertifizierungskraftstoffen und Zusammensetzung von Marktkraftstoffen aus den SGS Kraftstoffanalysen von 2016/2017 mit dem Fokus auf den möglichen Einfluss auf Partikelbildung

Parameter [units]	EN228 Summer Grade A	Worldwide Fuel Charter	EU5	EU6	SGS EU Winter 2016/7*	SGS EU Summer 2017*	SGS US Summer 2017*	SGS China Summer 2017*
DVPE [kPa]	45.0-60.0	45-105	56-60	56-60	79.8 (55-99)	60.7 (51-92)	58.9 (47-67)	52.7 (45-70)
FBP [°C]	210 max	205 max	190-210	170-195	189.5 (166-218)	191.0 (165-213)	213.3 (204-225)	196.1 (186-205)
T90 [°C]		130-175			149.3 (131-169)	151.3 (131-170)	162.8 (149-175)	162.5 (146-170)
E70°C [%v/v]	20.0-50.0	20.0-50.0	24-44	34-46	37.4 (22-49)	32.1 (20-49)	39.7 (25-49)	28.3 (17-52)
E100°C [%v/v]	46.0-72.0	50.0-70.0	48-60	54-62	59.0 (47-71)	55.7 (26-67)	53.6 (48-61)	49.9 (42-60)
E150°C [%v/v]	75.0 min		82-90	86-94	90.2 (81-97)	89.3 (80-97)	85.0 (77-90)	83.3 (77-92)
Ethanol [%v/v]	10.0 max		4,7-5.3	9-10	3.1 (0-10)	3.7 (0-13)	9.3 (0-10)	9.6 (9-10)
Paraffins C10/C10+ [%v/v]					1.5 (0-5)	0.7 (0-3)	2.1 (1-4)	3.0 (2-5)
Olefins [%v/v]	18.0 max	10.0 max	3-13	6-13	9.2 (1-18)	8.7 (0-17)	7.4 (2-13)	10.3 (3-20)
Aromatics [%v/v]	35.0 max	35.0 max	29-35	25-32	30.6 (21-36)	32.6 (21-37)	24.6 (15-40)	29.1 (17-38)
Aromatics C9/C9+ [%v/v]					9.9 (4-19)	10.5 (3-23)	11 (6-17)	12.6 (5-22)

* Mittelwerte, Min. und Max. Werte in Klammer

Kombiniert man die oben genannten Zusammenhänge mit den Ergebnissen aus Literaturrecherchen und den Ergebnissen aus Abbildung 2 und Tabelle 1, lässt sich daraus eine Hypothese ableiten, inwiefern Kraftstoffeigenschaften die PN-Emissionen eines Motors beeinflussen können. In Abbildung 3 ist diese Hypothese reduziert auf den Siedeverlauf und den Einfluss einzelner Komponenten. Es ist zu erwarten, dass der Verlauf der Siedelinie typischerweise beim frühestmöglichen Einspritzbeginn (Start of Injection, SOI) am Motorenprüfstand und im Fahrzeug insbesondere im Kaltstart einen großen Einfluss auf die PN-Emissionen hat. Ebenso sollten die Kraftstoffeinzelkomponenten einen bedeutenden Einfluss auf die Injektor-PN-Drift im Motor haben. Unter warmen Bedingungen und bei mittlerer Last nehmen die PN-Emissionen bei stark partikelbildenden Kraftstoffen über der Zeit zu (PN-Drift wg. Ablagerungen am Injektor). Überträgt man die Betriebspunkte, bei denen PN-Drift auftritt, auf den WLTC Zyklus, so ist zu erwarten, dass dies meist am Ende des Zyklus bei mittleren und höheren Lasten im warmen Zustand zum Tragen kommt. Der zu erwartende Einfluss von Kraftstoffadditiven auf PN-Emissionen ist ebenfalls in Abbildung 3 dargestellt. Hier ist davon auszugehen, dass sich Additive positiv auf die Ablagerungsbildung an den Brennraumwänden und dem Injektor auswirken. Im Zusammenhang mit den Kaltstart-Emissionen und dem frühestmöglichen Einspritzbeginn wird erwartet, dass die Additive eine eher untergeordnete Rolle spielen. Hier sollte insbesondere der Einfluss des Siedeverlaufs auf das Abdampfverhalten relevant sein.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

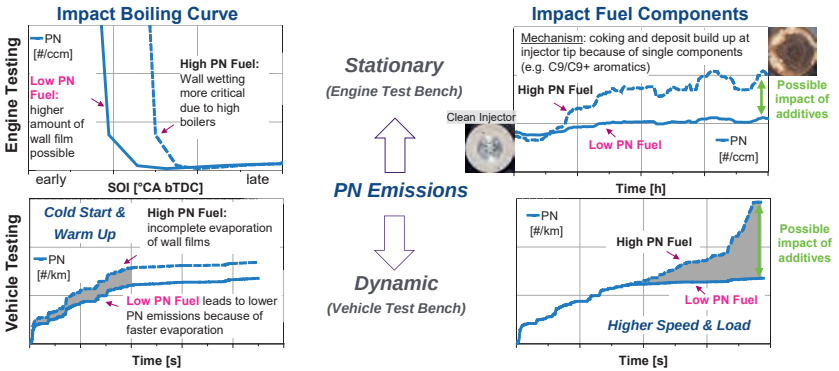


Abbildung 3: Hypothetischer Einfluss von Kraftstoffzusammensetzung und -additivierung am Motorenprüfstand und im Fahrzeugversuch

2. Überblick Testkraftstoffe

Der Fokus der Kraftstoffmatrix war es, den Siedeverlauf im Bereich von E150°C bis zum Siedeendpunkt durch eine Verteilung von entweder Aromaten oder Paraffinen zu variieren, um die Ausgangshypothesen (Injektor und Benetzung von Kolben/Wand als PN Quellen) zu validieren. Eine detaillierte Übersicht der verwendeten Testkraftstoffe enthält Tabelle 2.

Tabelle 2: Parameter der verwendeten Testkraftstoffe

Fuel Description	T80 [°C]	T90 [°C]	FBP [°C]	E150°C [%v/v]	Ethanol [%v/v]	Olefins [%v/v]	Aromatics [%v/v]	Aromatics C9/C9+ [%v/v]	Paraffins C10/C10+ [%v/v]	PM Index
Base Fuel*	131	166	189	86	8.4	2.8	23.8	13.2	<1	1.53
Heavy Aromatics 27%*	173	182	195	71	7.4	2.6	35.6	26.7	1.6	2.58
Heavy Aromatics 19%	157	179	195	78	7.9	2.3	28.9	19.2	1.1	2.09
Light Aromatics	124	160	192	88	7.1	2.1	35.6	11.0	<1	1.46
Olefins	128	165	191	87	7.2	17.2	20.2	11.2	<1	1.41
Ethanol*	126	163	193	87	17.5	2.3	21.0	11.6	<1	1.36
Heavy Paraffins*	164	175	191	74	7.2	2.1	20.9	11.9	14.2	1.53
High Volatility Fuel	117	137	181	93	9.2	3.0	17.6	6.2	<1	0.85
EU5*	132	175	203	84	4.8	6.9	30.9	16.2	<1	1.91
EU6*	111	129	186	91	9.4	7.6	27.4	5.3	2.3	0.89

* Für die Fahrzeugtests ausgewählte Kraftstoffe

Die Testkraftstoffe für diese Studie wurden im Shell Technology Center Hamburg hergestellt und basieren auf marktüblichen Komponenten für Benzinkraftstoffe, um die

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

gewünschten Eigenschaften einzustellen. Insgesamt wurden Kraftstoffe mit einem PM-Index von 0,85 bis 2,58 getestet. Damit wird die globale Variation der Kraftstoffqualität abgedeckt.

- Basiskraftstoff: Der normgerechte EN228 Basiskraftstoff, der für diese Untersuchung ausgewählt wurde, wies Destillationsparameter und C9/C9+ Aromatenanteile auf, die vergleichbar mit einem marktüblichen, in der EU verwendeten Sommerbasiskraftstoff waren, jedoch mit ausreichend Raum, um relevante Komponenten hinzuzufügen und gleichzeitig innerhalb, bzw. nah der Grenzen der Spezifikation EN228 zu bleiben.
- Aromaten: Um die Auswirkungen von schweren und leichten Aromaten auf die Partikelemissionen zu entkoppeln, wurden zwei Kraftstoffe gemischt (*Heavy Aromatics 27 % und Light Aromatics*), um den oberen Grenzwert für den Gesamtaromatengehalt im EU-Markt abzubilden. Da der Gehalt an C9/C9+ Aromaten als kritischer für die PN-Emissionen angesehen wurde, wurde zusätzlich ein Kraftstoff untersucht, dessen Wert in etwa mittig zwischen dem Basiskraftstoff und dem höchsten Anteil lag (*Heavy Aromatics 19 %).*
- Olefine: Zur Untersuchung der Auswirkungen von Olefinen auf die Rußbildung wurde ein Kraftstoff mit maximalem Olefingehalt innerhalb der DIN EN228 getestet.
- Volatilität: Zur Entkopplung der Auswirkungen des Destillationsprofils und des Anteils an schweren Aromaten wurde ein Kraftstoff mit einem hohen Anteil an schweren Paraffinen getestet. Dieser Kraftstoff liegt anteilsmäßig etwas höher als markttypische Kraftstoffe. Zudem wurde ein Kraftstoff mit hoher Volatilität als Referenzkraftstoff für niedrige PN-Emissionen aufgenommen.
- Ethanol: Ein Kraftstoff mit einem Ethanolanteil von 17-20 % wurde hergestellt, um die Auswirkungen der möglichen zukünftigen Grenzwerte des Ethanolgehalts zu bewerten.
- EU-Abgasnormen: Als zusätzliche Referenz wurden Kraftstoffe aufgenommen, die den Referenznormen Euro 5 und Euro 6 entsprechen. Diese Kraftstoffe zeigen unterschiedliche Anteile an schweren Aromaten, wobei zugleich die Volatilität des Euro-6-Kraftstoffs wesentlich höher ist.
- Reinigungsadditive (DCA): Zusätzlich wurden dem Basiskraftstoff und dem Kraftstoff mit schweren Aromaten (*Heavy Aromatics 27 %)* Additive zugesetzt, die den verfügbaren Daten nach den oberen Additivgrenzwerten am Markt entsprechen. Getestet wurde speziell ihre Fähigkeit, Ablagerungen am Einspritzventil zu verhindern oder abzureinigen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 4 zeigt die Destillationskurven der Testkraftstoffe. Der Zusammenhang zwischen schweren Komponenten und Volatilität ist deutlich erkennbar.

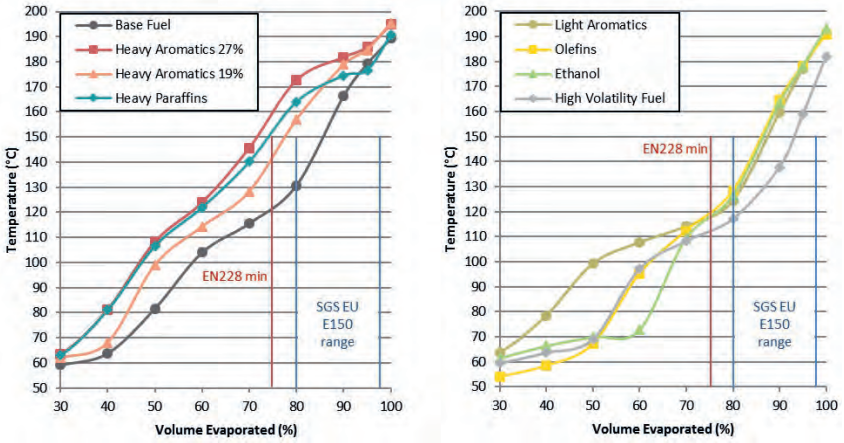


Abbildung 4: Destillationskurven der Testkraftstoffe

Die Kraftstoffe in der linken Grafik, bei denen dem *Basiskraftstoff* schwere Komponenten hinzugefügt wurden, befinden sich außerhalb des Minimums für den SGS EU-Datenbereich für E150°C. Die Kraftstoffe mit schweren Aromaten (*Heavy Aromatics 27 %)* und schweren Paraffinen erfüllen nicht die Mindestanforderung der Norm DIN EN228 von 75 % verdampftem Volumen bei E150°C, da ihre Werte bei 71 % beziehungsweise 74 % liegen.

3. Motor- und Fahrzeugergebnisse

3.1 Motorergebnisse

In Abbildung 5 ist die für die Motoruntersuchungen entwickelte Messprozedur dargestellt. Alle Motoruntersuchungen wurden unter warmen Betriebsbedingungen durchgeführt. Jeder Versuchsdurchgang beginnt mit einer ausführlichen Reinigungsprozedur mit einem wenig partikelbildenden Kraftstoff, um sicherzustellen, dass jeder folgende Kraftstoff mit vergleichbaren Randbedingungen bewertet werden kann. Im ersten Schritt wurde eine Lastschleife mit sauberen Injektoren von Niedriglast bis volllastnahem Betrieb gemessen. Im Anschluss daran wurde ein Dauerlauf bei 2000 U/min und mittlerer Last zur Bewertung der Ablagerungsbildung an Injektorspitze und Brennraumwänden gefahren. Der Dauerlauf stellt hierbei die beste Möglichkeit dar, den Kraftstoffeinfluss auf die Ablagerungsbildung zu bewerten und Zusammenhänge zwischen Kraftstoffeigenschaften und PN-Emissionen herstellen zu können. Um sicherzustellen, dass bereits „mittlere“ Kraftstoffe einen messbaren Rußaufbau zeigen, wurde der Systemdruck für diese Studie auf 20 MPa reduziert, obwohl 35 MPa Systeme, wie z.B. die neue Generation Bosch DI Systeme, heute zum Stand der Technik zählen [11]. Aus diesem Grund wurde bei der Auswahl der Einspritzventile bewusst

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

auf die neuesten Weiterentwicklungen des Injektordesigns verzichtet, da mit einer gesteigerten Robustheit gegenüber Injektor-PN-Drift eine Bewertung der verschiedenen Kraftstoffe erschwert werden würde.

Nach dem Dauerlauf wurden die Injektoren ausgebaut, optisch bewertet und im selben Zustand für die weiteren Untersuchungen wieder eingebaut. Im weiteren Messablauf wurden verschiedene Lastschleifen gefahren, um die PN-Emissionen in einem größeren Kennfeldbereich bewerten zu können. Im Anschluss wurden dann Einspritzbeginn-Schleifen gefahren, um die Auswirkungen eines zu frühen Einspritzbeginns und der damit verbundenen Kolbenbenetzung abschätzen zu können. Zuletzt wurden ausgewählte Betriebspunkte erneut gefahren und mit Hilfe eines Highspeed-Videoendoskopie-System die Hauptpartikelquellen im Brennraum zu visualisieren.

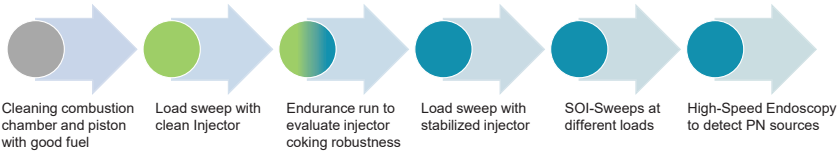


Abbildung 5: Testprozedur für die Untersuchungen am Motorenprüfstand

Die PN-Emissionen aller getesteten Kraftstoffe am Ende des Dauerlaufs sind im Vergleich zu den PN-Emissionen mit sauberen Injektoren und dem *Basiskraftstoff* zu Beginn des Dauerlaufs in Abbildung 6 gegenübergestellt. Mit Ausnahme des *High Volatility* Kraftstoffs sind alle PN-Emissionen gegenüber diesem Ausgangsniveau deutlich erhöht. Im stabilen Zustand am Ende des Dauerlaufs stellt die Injektor-PN-Drift die Hauptpartikelquelle bei allen Kraftstoffen dar, was durch die Highspeed-Endoskopie Untersuchungen verifiziert wurde. Mit Abstand am höchsten waren die PN-Emissionen beim *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff, gefolgt vom *Heavy Aromatics 19 %* Kraftstoff. Alle weiteren Kraftstoffe, mit Ausnahme des *High Volatility* Kraftstoffs, zeigen annähernd vergleichbare PN-Emissionen. Die Aufnahmen der Injektorspitze am Ende des Dauerlaufs zeigen einen deutlichen Zusammenhang zwischen dem Grad des Injektor-PN-Drift und den PN-Emissionen.

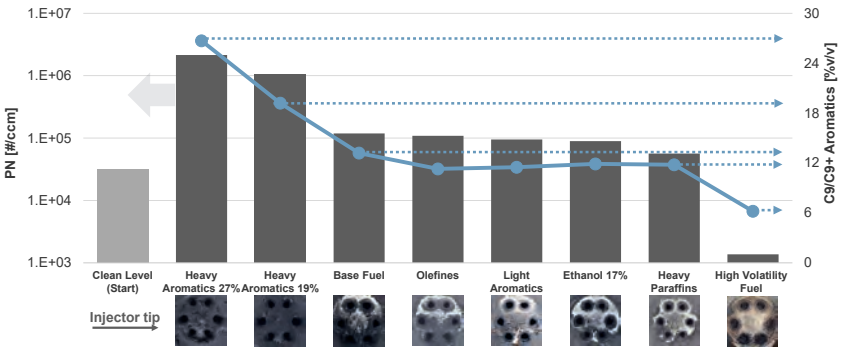


Abbildung 6: PN-Emissionen der verschiedenen Kraftstoffe am Ende des Dauerlaufs (Mittelwert über die letzten 5 Stunden)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auf der rechten Achse in Abbildung 6 ist der Volumenanteil der schweren Aromaten der jeweiligen Kraftstoffe gegenübergestellt. Es zeigt sich eine gute Korrelation zwischen PN-Emissionen und dem Anteil schwerer Aromaten. Daneben zeigt sich aber auch, dass es in dieser Untersuchung keinen Zusammenhang zwischen Gesamtaromaten-, Olefin- oder Ethanolanteil und den PN-Emissionen aufgrund Injektor-PN-Drift gibt. Selbst der *Heavy Paraffins* Kraftstoff mit dem im Vergleich zum *Basiskraftstoff* niedrigen E150°C-Wert zeigt keinen negativen Einfluss auf PN-Emissionen. Basierend auf diesen Ergebnissen liegt die Schlussfolgerung nahe, dass die maßgebliche Größe zur Bewertung des Ablagerungsrisikos am Injektor unter warmen Motorbedingungen der Anteil schwerer Aromaten ist.

Im nächsten Schritt der Motoruntersuchungen wurde der Zielkonflikt zwischen einem möglichst frühen Einspritzbeginn und PN-Emissionen bewertet. Kann der Kraftstoff früher in den Brennraum eingespritzt werden, bleibt mehr Zeit für Gemischbildung und Homogenisierung, was typischerweise zu Verbrauchsvorteilen führt. Kolbenbenetzung und ein damit verbundener signifikanter Anstieg der PN-Emissionen muss ebenfalls vermieden werden. In Abbildung 7 sind die Ergebnisse von Einspritzbeginnschleifen in zwei Betriebspunkten bei 2000 U/min dargestellt. Bei geringer Last fallen zwei Kraftstoffe (*Heavy Aromatics 27 %* und *Heavy Paraffins*) auf, die bereits bei einem SOI von ca. 315° KW v.ZOT einen Anstieg der PN-Emissionen aufweisen und damit eine gute Korrelation zu den Destillationskurven in Abbildung 4 zeigen. Der *Ethanol* Kraftstoff zeigt ebenfalls eine erhöhte Sensitivität bezüglich frühem SOI, obwohl in der Destillationskurve im Bereich von 70 % bis 100 % verdampftem Kraftstoff keine Unterschiede zum *Basiskraftstoff* vorliegen. Eine mögliche Erklärung könnte in der erhöhten Verdampfungsenthalpie des Ethanols und der daraus resultierenden langsameren Verdampfung der restlichen schwerflüchtigen Komponenten zu finden sein [12]. Während der *Light Aromatics* Kraftstoff und der *Basiskraftstoff* sich ähnlich verhalten, ist beim *Olefin* Kraftstoff die typische Abhängigkeit der PN-Emissionen zum SOI nicht zu erkennen. Dieses Ergebnis wurde so nicht erwartet und kann anhand der Destillationskurven in Abbildung 4 im kritischen Bereich von 70 % bis 100 % auch nicht erklärt werden. Sollte dieses positive Verhalten ursächlich in der Destillationskurve sein, wäre der einzige Bereich, der einen relevanten Unterschied zum *Light Aromatics* Kraftstoff und dem *Basiskraftstoff* zeigt, zwischen 40 % und 70 % verdampfter Kraftstoffmenge. Neben dem Anstieg der PN-Emissionen zu einem bestimmten SOI zeigt diese Abbildung auch das unterschiedliche PN-Niveau des *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen. Dies lässt sich analog zu den Ergebnissen aus dem Dauerlauf auf die unterschiedlich ausgeprägte Injektor-PN-Drift zurückführen. Das grundsätzliche Verhalten unterscheidet sich für die meisten Kraftstoffe, wie auf der rechten Seite in Abbildung 7 gezeigt, bei mittlerer Last. Hier weisen nur noch die beiden Kraftstoffe *Heavy Aromatics 27 %* und *Heavy Paraffins* einen SOI-abhängigen starken Anstieg der PN-Emissionen auf. Bei noch früherem SOI ist dieser Anstieg auch mit dem *Basiskraftstofff* zu beobachten, während bei den restlichen Kraftstoffen selbst bei einem SOI von bis zu 360 °KW v.ZOT keine Erhöhung der PN-Emissionen stattfindet. Ein so frühes SOI kann mit Hilfe der höheren Last und damit höheren Kolbentemperaturen in Kombination mit einer schaltbaren Kolbenkühlung ermöglicht werden. Die Kolbenoberfläche ist dann hinreichend warm und erlaubt eine vollständige Verdampfung des auftreffenden Kraftstofffilmes. Die Ursache für das unterschiedliche Verhalten des *Basiskraftstoffs* im Vergleich zu den anderen, ähnlichen Kraftstoffen kann nicht erklärt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

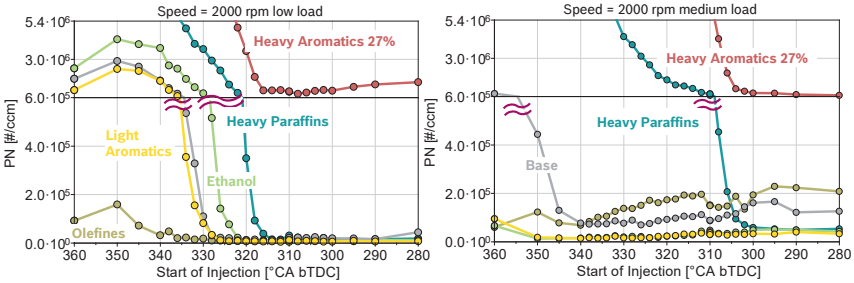


Abbildung 7: SOI-Einfluss auf die PN-Emissionen der untersuchten Kraftstoffe in zwei Betriebspunkten

Neben den grundlegenden Kraftstoffuntersuchungen war eine wichtige Frage dieser Studie, ob mit Hilfe von Reinigungsadditiven der Rußaufbau in DI Motoren kontrolliert werden kann [4,10]. Abbildung 8 zeigt den Einfluss von Reinigungsadditiven auf die PN-Emissionen und den Rußaufbau an der Injektorspitze. Hierfür wurde nach dem eigentlichen Dauerlauf mit den stabilisierten Injektoren ein weiterer Dauerlauf mit zusätzlichen Reinigungsadditiven gefahren. Links dargestellt sind die Ergebnisse mit dem *Basiskraftstoff*. Am Ende der Abreinigungsprozedur wird das PN-Niveau der sauberen Injektoren zu Beginn des Dauerlaufes wieder erreicht. Mit dem rechts dargestellten *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff ist ebenfalls eine klare Verbesserung durch den Einsatz von Reinigungsadditiven erkennbar, wobei das PN-Niveau mit sauberen Injektoren nicht erreicht werden konnte. In beiden Fällen zeigen auch die Aufnahmen der Injektorspitze die Abreinigung bereits stabilisierter Injektoren durch Reinigungsadditive und die Korrelation zu den PN-Emissionen.

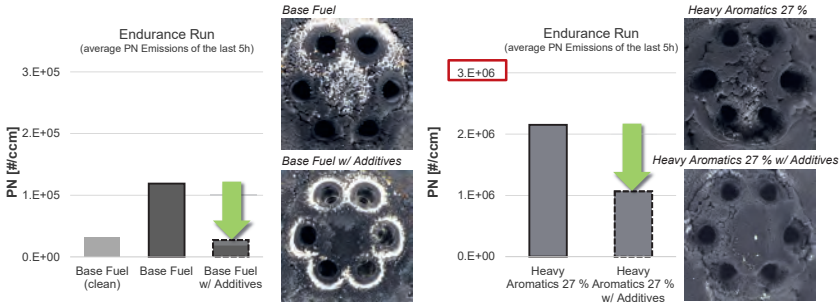


Abbildung 8: Einfluss von Reinigungsadditiven auf PN-Emissionen und Injektor-PN-Drift

Neben dem Einsatz von Reinigungsadditiven gibt es mit der dritten Generation von GDI Mehrlochventilen von Bosch mit einem Systemdruck von bis zu 35 MPa eine weitere Möglichkeit, Injektor-PN-Drift zu vermeiden [11]. Daher war es ein wichtiges Anliegen dieser Studie, zu untersuchen, ob der erhöhte Systemdruck die negativen Auswirkungen von stark partikelbildenden Kraftstoffen kompensieren kann. Der Vergleich von 20 zu 35 MPa Systemdruck für den *Basiskraftstoff* und den *Heavy Aromatics 27 %*

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kraftstoff ist in Abbildung 9 dargestellt. Mit dem *Basiskraftstoff* und 35 MPa Systemdruck wurde das Ausgangsniveau mit sauberen Injektoren auch am Ende des Dauerlaufs erreicht. Im Falle des *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoffs kann ebenfalls eine deutliche Verbesserung mit 35 MPa erzielt werden, auch wenn das PN-Niveau des sauberen Injektors und mit dem *Basiskraftstoff* zu Beginn des Dauerlaufs nicht erreicht wurde. Der höhere Systemdruck wirkt sich generell positiv auf die Robustheit gegenüber Injektor-PN-Drift insbesondere bei stark partikelbildenden Kraftstoffen aus.

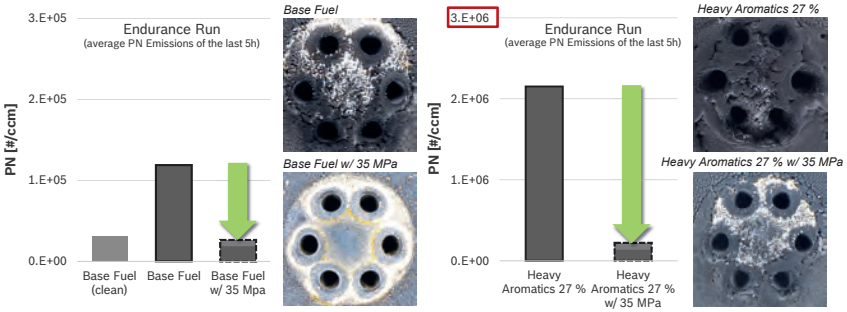


Abbildung 9: Auswirkung des Systemdrucks auf PN-Emissionen und Injektor-PN-Drift

3.2 Fahrzeugergebnisse

Für die Analysen im Fahrzeug wurden zwei verschiedene Fahrzyklen ausgewählt. Der erste Zyklus ist der aktuell mit der EU6 Gesetzgebung eingeführte WLTC Zyklus, der zweite ein Bosch-interner RDE-Zyklus (Abbildung 10). Dieser RDE-Zyklus wird bei Bosch für eine Basisbewertung der RDE-Tauglichkeit von Benzin-Fahrzeugen mit Schwerpunkt auf PN-Emissionen verwendet. Der Zyklus basiert auf einer realen Strassenfahrt um den Standort Schwierberdingen, welcher anschließend auf den Rollenprüfstand übertragen wurde. Der Zyklus erfüllt alle gesetzlichen Randbedingungen an eine RDE-Strassenfahrt.

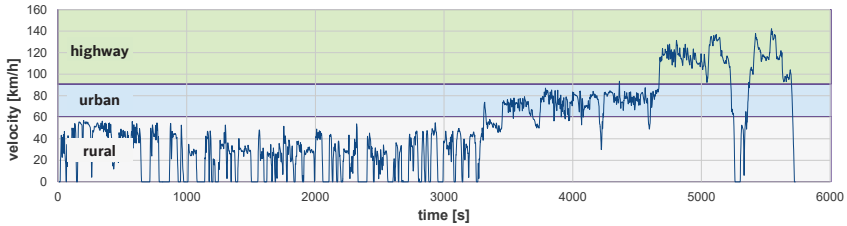


Abbildung 10: Bosch RDE Schwieberdingen Fahrzyklus

Der Zyklus ist Teil des Bosch-RDE-Basis-Ansatzes für Benzin-Fahrzeuge bzgl. Emissionen unter RDE-Randbedingungen. Die in diesen Ansatz einfließenden Parameter sind in Abbildung 11 dargestellt. Das Vorgehen stellt eine herausfordernde Prozedur zur Bewertung dar, ob ein Fahrzeug in der Lage ist, die EU6-RDE-Abgasgesetzgebung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zu erfüllen. Das Bestehen dieser Prozedur garantiert nicht, dass die Anforderungen der EU6-RDE-Abgasgesetzgebung unter allen Randbedingungen erfüllt werden. Ist ein Bestehen jedoch nicht gegeben, so ist es nach Bosch-Einschätzung unwahrscheinlich, dass Gesetzeskonformität unter allen möglichen Randbedingungen vorliegt. Die Prozedur wird am Rollenprüfstand wegen der konstanten Randbedingungen anstelle einer realen Strassenfahrt durchgeführt.

Bosch approach for basic assessment of RDE compliance – focus PN (status 11/2017)

Parameter	Data in Bosch RDE basic approach
Legislation	EU6d temp (Regulation (EU) 2017/1154)
Drive cycle	Bosch RDE gasoline drive cycle*
Drive off after engine start	3-4 s
Testing method	Chassis dyno w/ SPCS + CVS tunnel
Fuel	Bosch EU5 fuel (C9/C9+ aromatics ~16 %, E150 ~84 %)
Vehicle weight and condition	Vehicle as delivered + 235 kg (driver, co-driver, PEMS)
GPF and catalyst condition	PN: GPF 0 - 3000 km (e.g. depending on GPF run-in) NOx: Catalyst aged 160000 km
Ambient / vehicle temperature	+3 °C
Emission criteria	PN ≤ 6.0E11 [1/km], NOx ≤ 96 [mg/km] (urban & total)
Data evaluation / post processing	Test passed w/o tool and w/ EU data evaluation method

*based on recorded real road drive

- Bosch approach is a basic check with main focus on PN emissions
- Bosch approach is assessed as a bad case procedure but no worst case within legal boundaries
- Bosch approach is not able to judge RDE compliance under all boundary conditions
- Bosch approach will be updated due to expected development of legislation
- If Bosch approach is not passed, RDE feasibility under all conditions is unlikely/critical from Bosch point of view

Abbildung 11: Bosch RDE Basis-Ansatz für Benzin-Fahrzeuge

Im Gegensatz zu den Randbedingungen des Bosch-RDE-Basis-Ansatzes wurden im Rahmen dieser Studie die Tests bedingt durch verfügbare Rollenkapazitäten bei 20°C Umgebungstemperatur durchgeführt. Darüber hinaus wurden die Untersuchungen ohne GPF durchgeführt, da der Fokus dieser Studie auf dem Zusammenhang zwischen verschiedenen Kraftstoffen und den Rohemissionen des Motors liegt und nicht auf den Emissionen aus dem Auspuff.

Analog zu den Motoruntersuchungen musste eine Testprozedur festgelegt werden, um vergleichbare Ergebnisse für alle Kraftstoffe zu generieren (Abbildung 12). Die Prozedur beginnt mit einem Einlaufprogramm, um Brennraum und Injektor zu stabilisieren. Der erste gefahrene Zyklus ist ein WLTC bei 20 MPa zur Sicherstellung, dass Kraftstoffunterschiede auch klar sichtbar werden. Den 20 MPa Tests folgt ein WLTC bei 35 MPa. Der letzte Zyklus im stabilisierten Zustand ist der Bosch Benzin RDE Zyklus. Im Anschluss werden die Injektoren gereinigt und es wird erneut ein WLTC gefahren.

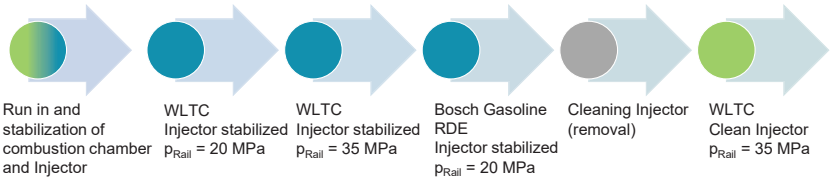


Abbildung 12: Testprozedur für die Fahrzeuguntersuchungen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 13 zeigt die PN-Ergebnisse aller getesteten Kraftstoffe. Folgende Beobachtungen wurden für die unterschiedlichen Systemdrücke gemacht:

- WLTC 20 MPa: Zwischen dem EU6 Kraftstoff und dem *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff liegt in etwa ein Faktor 11. Der Unterschied ist sogar größer als die bisherige Erfahrung mit Marktkraftstoffen, welche Faktoren von ungefähr 5,5 aufwiesen. Die Ursache liegt vermutlich an dem hohen Anteil großer C9/C9+ Aromaten, welcher sich außerhalb des im Markt vorkommenden Anteils in der EU befindet. Darüber hinaus erfüllt der *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff nicht die EN228 bzgl. des E150°C Punktes in der Siedelinie. Die zweithöchsten PN-Emissionen werden mit dem EU5-Kraftstoff beobachtet, welche etwa um den Faktor 4 über dem Level des EU6-Kraftstoffs liegen. Dies liegt innerhalb der Erfahrung aus Abbildung 1.
- WLTC & RDE 35 MPa: Die Reihenfolge der PN-Emissionen zwischen den Kraftstoffen bleibt nahezu unverändert durch den Wechsel auf 35 MPa oder den Wechsel auf den Bosch-Benzin-RDE-Zyklus mit 35 MPa. Der PN-steigernde Einfluss der großen C9/C9+ Aromaten konnte durch die Erhöhung des Systemdrucks auf 35 MPa jedoch erheblich gesenkt werden. Im Falle des *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoffs haben sich die PN-Emissionen um 35 % reduziert.

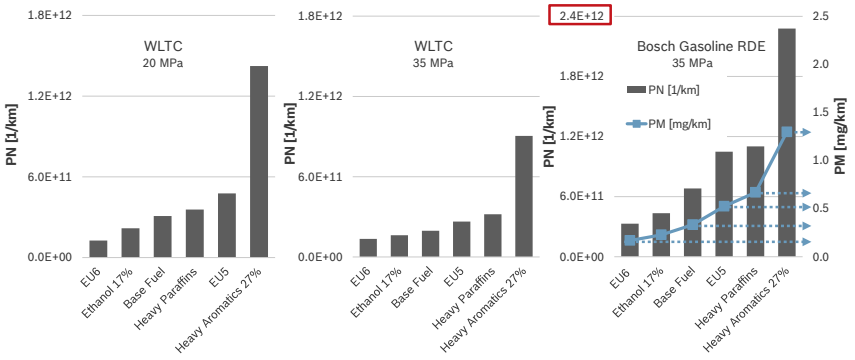


Abbildung 13: Fahrzeugergebnisse

Die zweite Ordinate auf der rechten Seite in Abbildung 13 beim Bosch-Benzin-RDE-Zyklus zeigt die Partikelmasse PM (im WLTC wurde nur PN gemessen). Die Trends bzw. Korrelationen sind vergleichbar zu den PN-Emissionen. Dieses Ergebnis entspricht auch den bisherigen Erfahrungen bei Bosch und unterstützt die Einschätzung, dass Korrelationen von Kraftstoffen zur Partikelmasse auch für generelle Trends der Partikelanzahl-Emissionen genutzt werden können.

Neben den PN-Gesamtemissionen aus Abbildung 13 waren auch PN-Emissionen in verschiedenen Phasen des Zyklus von Interesse, in welchen die PN-Emissionen bei den jeweiligen Kraftstoffen erzeugt werden. Die Hypothese in Abbildung 3 zeigt die Vermutung, dass die Emissionen in der Kaltphase maßgeblich mit der Siedelinie korreliert werden können, während in der Warmphase die beste Korrelation zu den gro-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ßen C9/C9+ Aromaten und der daraus erhöhten Injektor-PN-Drift erwartet wurde. Abbildung 14 zeigt eine Aufteilung der Emissionen in zwei Bereiche für den WLTC, einerseits den Kaltstart bis 120s und andererseits den außerstädtisch Bereich von 1450s bis 1800s.

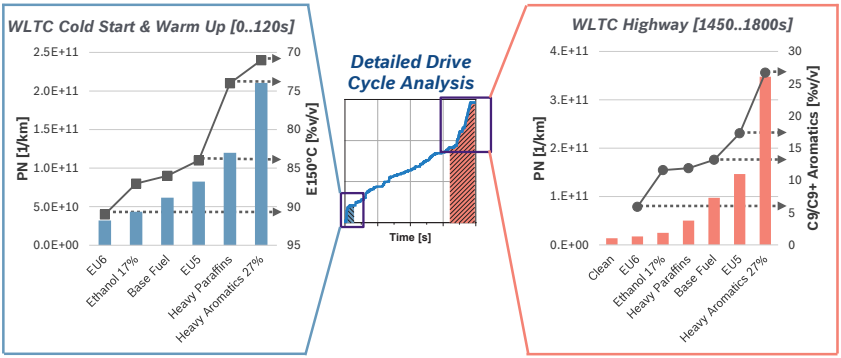


Abbildung 14: Korrelation schwere Aromaten und E150°C Punkt mit den Ergebnissen

Im rechten Diagramm ist erneut eine gute Korrelation zwischen den PN-Emissionen in der Spätphase des WLTC zu den schweren C9/C9+ Aromaten zu erkennen. Während der *EU6-Kraftstoff* nahezu vergleichbare Ergebnisse zeigt wie mit sauberen Injektoren, steigen die PN-Emissionen mit steigendem Gehalt der C9/C9+ Aromaten aufgrund der dadurch erhöhten Injektor-PN-Drift immer weiter an. Der einzige Kraftstoff, der dieser Korrelation analog zu den Ergebnissen am Motorprüfstand nicht folgt, ist der *Ethanol-Kraftstoff*. Dennoch kann festgehalten werden, dass ein reduzierter C9/C9+ Aromatengehalt die PN-Emissionen in der Warmphase eines Zyklus erheblich reduzieren könnte.

Im linken Diagramm werden die PN-Emissionen über den E150°C Punkt der Siedelinie mit der zur Kaltstartphase des WLTC korreliert. Der E150°C wurde ausgewählt, da er ohnehin schon innerhalb der EN228 spezifiziert ist und einen wichtigen Bereich des Siedeverlaufs des Kraftstoffs charakterisiert. In Summe ergibt sich eine gute Korrelation, wenn auch zwei Kraftstoffe der Korrelation nicht ganz optimal folgen. Der eine Kraftstoff ist erneut der *Ethanol-Kraftstoff*, welcher basierend auf dem E150°C Punkt höhere PN-Emissionen zeigen sollte. Der zweite Kraftstoff ist der *Heavy Paraffins* Kraftstoff. Basierend auf dem E150°C Punkt hätten die Emissionen relativ zum *EU5-Kraftstoff* höher liegen sollen. Eine mögliche Ursache ist, dass Paraffine selbst bei vergleichbaren Siedeverläufen eine geringere Neigung zur Rußbildung zeigen als beispielsweise Aromaten.

Neben der Bewertung der Kraftstoffe wurden auch die Wirksamkeit von Reinigungsadditiven (DCA) sowie der Einfluss der Applikation beim *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoff analysiert (Abbildung 15). Die Wirksamkeit der Reinigungsadditive wurde anhand des *Basiskraftstoffs* mit einer clean-up Prozedur bewertet. Analog zu den Motorprüfstandsuntersuchungen konnten die PN-Emissionen aufgrund von Injektor-PN-Drift wieder auf das Niveau eines sauberen Injektors abgesenkt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

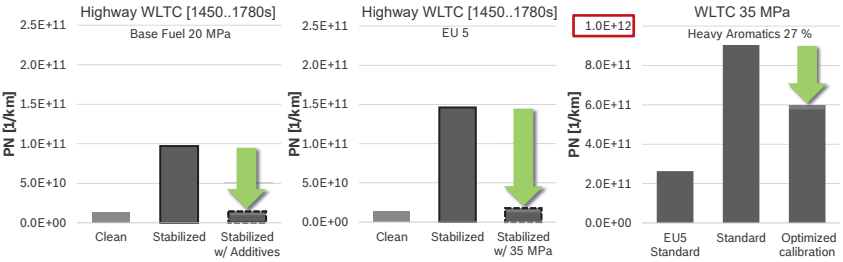


Abbildung 15: Einfluss von Reinigungsadditiven (Basiskraftstoff 20 MPa), erhöhter Systemdruck (EU5) und angepasster Applikation (Heavy Aromatics 27 % mit 35 MPa)

Eine Erhöhung des Systemdrucks auf 35 MPa führt am Beispiel des *EU5-Kraftstoffs* zu vergleichbaren Effekten wie die Reinigungsadditive und bestätigt ebenfalls die Beobachtungen der Motoruntersuchungen. Abschließend zeigt das rechte Diagramm den Einfluss einer angepassten Applikation mit späteren SOI beim *Heavy Aromatics 27 %* Kraftstoffs im Gesamtzyklus des WLTC. Der Vorteil der angepassten Applikation ist klar ersichtlich. Das saubere Niveau eines *EU5-Kraftstoffs* (Basis für die verwendete Applikation) wird nicht erreicht.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Weltweit häuft sich die Besorgnis über die Luftqualität im städtischen Raum. Das betrifft auch Städte in Europa wie beispielsweise London und Paris. Das Überschreiten der Luftreinhaltungsgrenzwerte bei Stickoxiden und Feinstaub stößt in der Öffentlichkeit auf hohes Interesse und ist ein wichtiger Faktor für politische Entscheidungen. Eine der Folgen ist die Einführung einer neuen, äußerst strengen Emissionsregelung ab September 2017 (EU-Verordnung 427/2016).
In diesem Zusammenhang und durch die weltweit wachsende Bedeutung der GDI-Technologie sind folgende Erkenntnisse dieser Studie von besonderer Bedeutung:

- In der Literatur gibt es eine Korrelation zwischen Partikelanzahl- und Partikelmasse-Emissionen und dem Partikelmasse-Index eines Kraftstoffs. Auf Basis dieser Studie kann diese Korrelation in Bezug auf PN-Emissionen aufgrund von Injektor-PN-Drift auf eine direkte Korrelation von PN-Emissionen und dem C9/C9+ Aromatengehalt im Kraftstoff vereinfacht werden.
- Der Gesamtanteil an Aromaten hat nicht zwingend nachteilige Auswirkungen auf die Partikelanzahl-Emissionen, sofern es sich vorwiegend um leichte Aromaten handelt.
- Die Kaltstartemissionen eines Fahrzeugs und der Einspritzzeitpunkt / PN-Trade-off werden hauptsächlich durch die Destillationskurve beeinflusst. Vereinfacht ergibt sich bereits eine gute Korrelation der PN-Emissionen mit dem E150°C-Punkt der Destillationskurve.
- Moderne Reinigungsadditive (DCA) können PN-Emissionen senken, indem sie die Spitze des Injektors sauber halten und die Auswirkungen von kritischen Kraftstoffkomponenten mindern.
- Ein erhöhter Einspritzdruck mindert die PN-Emissionen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auch wenn Ottopartikelfilter im Rahmen dieser Studie nicht berücksichtigt wurden, werden sich diese in Europa als weitere wichtige Maßnahme zur Einhaltung von Emissionsgrenzwerten etablieren.

Überlegungen zu Kraftstoffspezifikationen

Obwohl bedeutsame Schritte für eine Emissionssenkung durch Anpassung der Hardware unternommen wurden, bleiben die Auswirkungen von Kraftstoffen ein Thema und eine Chance zur weiteren Reduzierung von PN/PM Emissionen. Die meisten Benzinkraftstoffe tragen zwar nicht signifikant zu PN/PM-Emissionen bei, jedoch können bestimmte Benzinbestandteile bei Fahrzeugen mit Direkteinspritzung Auswirkungen auf den Partikelausstoß haben. Überlegungen zu verbesserten Spezifikationen sollten sich auf bekannte und etablierte Spezifikationsparameter fokussieren. So wird z.B. diskutiert, dass ein überarbeiteter E150°C-Grenzwert mit einem Mindestvolumen von 85 % innerhalb der EN228 die meisten Kraftstoffe mit einem hohem PN/PM-Niveau ausschließen könnte. Die vorliegende Studie stützt diese Hypothese aufgrund einer klaren Korrelation zwischen dem E150°C Punkt und dem Gehalt an C9/C9+ Aromaten, wie in Abbildung 16 auf Basis von SGS Daten über EU-Kraftstoffe ersichtlich.

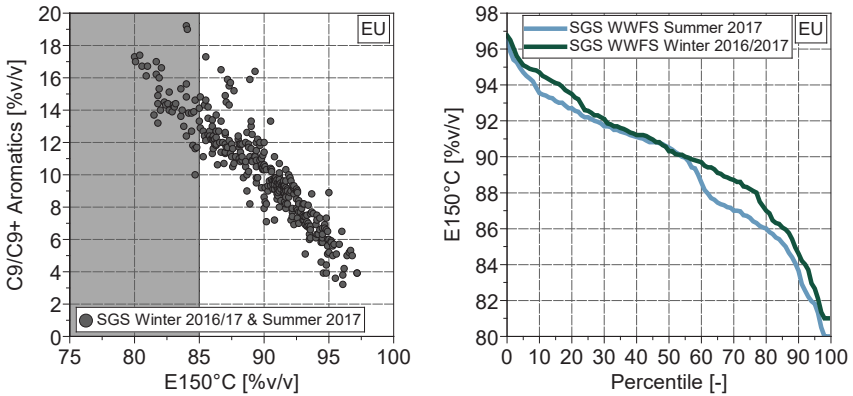


Abbildung 16: C9/C9+ Aromaten im Vergleich zu E150°C SGS WWFS 2016/2017

Eine weitere Betrachtung der SGS EU-Daten auf der rechten Seite von Abbildung 16 zeigt, dass bereits die meisten Kraftstoffe einem Destillationsgrenzwert von min. 80 % vol. bei E150°C entsprechen würden und rund 90 % sogar einem Wert von min. 85 % vol. Dies entspricht auch aktuellen Industrieuntersuchungen [13]. Diese voraussichtlich anhaltende Sachlage hängt auch mit der insgesamt sinkenden Nachfrage nach Benzinkraftstoffen in Europa zusammen. Gleichzeitig gibt es eine starke Nachfrage nach Dieselkraftstoffen aus dem Transport- und PKW-Sektor, so dass es erforderlich ist, dessen Produktion zu maximieren. Mit Blick auf PN/PM-Emissionen könnten verbesserte E150°C-Parameter somit in Reichweite sein. Dies gilt allerdings nur, wenn andere Parameter wie z.B. die Oktanzahl zur Beibehaltung der Kraftstoffeffizienz nicht verändert werden. Eine Priorisierung der Parameter zu potenziellen Verbesse-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

rungen bzgl. Emissionen und Effizienz erfordern einen intensiven Dialog und enge Zusammenarbeit zwischen Fahrzeugherstellern und Kraftstoffproduzenten im Rahmen der europäischen interindustriellen Gremien.

Es ist festzuhalten, dass dieser Trend nicht für andere Regionen wie China oder die USA gilt, bei denen – wie Tabelle 3 zeigt – Kraftstoffproduktion und Nachfragemuster grundlegend anders sind. Hier wäre ein großer Teil der Kraftstoffe, die derzeit am Markt sind, von Veränderungen des E150°C-Destillationsparameters betroffen.

Tabelle 3: E150°C Trends SGS WWFS 2016/2017

	SGS EU Winter 2016/7	SGS EU Summer 2017	SGS US Summer 2017	SGS China Summer 2017
Average E150°C [%v/v]	90.2	89.3	85.0	83.3
% above 80% volume evaporated	100	100	90	83
% above 85% volume evaporated	91	87	58	27

Wenn die Industrie Verbesserungen bzw. Anpassungen der Spezifikation umsetzen möchte, sollte der Fokus dem geringen Anteil von Kraftstoffen gelten, die potenziell zu hohen PN/PM-Emissionen führen. Eine Pauschalisierung über Gesamtbestandteile von Ottokraftstoffen (z.B. Olefine und Aromaten) ist zu vermeiden, da Spezifikationsänderungen hier weder für Endkunden kosteneffizient wären, noch die gewünschte Reduzierung von PN/PM-Emissionen erzielen würden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturverzeichnis

[1] Kufferath, A., Wiese, W., Samenfink, W., Dageförde, H., Knorsch, T., Jochmann P., “Assessment of feasible system solutions for future particle emission requirements,” IMechE Combustion Engines & Fuels Group Conference, London, 11 March 2015.

[2] Wiese, W., Kufferath, A., Storch, A., Rogler P., “Requirements for Multi-hole injectors in GDI engines to meet future emission legislation”, Internationaler Motorenkongress, Baden-Baden, 24-25 February 2015.

[3] Tanaka, D., Uchida, R., Noda, T., Kolbeck, A. et al., “Effects of Fuel Properties Associated with In-Cylinder Behavior on Particulate Number from a Direct Injection Gasoline Engine,” SAE Technical Paper 2017-01-1002, 2017, doi:10.4271/2017-01-1002.

[4] Henkel, S., Hardalupas, Y., Taylor, A., Conifer, C., et al., “Injector Fouling and Its Impact on Engine Emissions and Spray Characteristics in Gasoline Direct Injection Engines,” SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(2):287−295, 2017, doi:10.4271/2017-01-0808.

[5] Aikawa, K., Sakurai, T., and Jetter, J., “Development of a Predictive Model for Gasoline Vehicle Particulate Matter Emissions,” SAE Int. J. Fuels Lubr. 3(2):610-622, 2010, doi:10.4271/2010-01-2115.

[6] Aikawa, K., and Jetter, J., “Impact of gasoline composition on particulate matter emissions from a direct-injection gasoline engine: Applicability of the particulate matter index.,” Int. J. Engine Res. 15(3):298-306, 2014, doi:10.1177/1468087413481216.

[7] Leach, F., Stone, R., and Richardson, D., “The Influence of Fuel Properties on Particulate Number Emissions from a Direct Injection Spark Ignition Engine,” SAE Technical Paper 2013-01-1558, 2013, doi:10.4271/2013-01-1558.

[8] Leach, F., Stone, R., Fennell, D., Hayden D. et al., “Predicting the particulate matter emissions from spray-guided gasoline direct-injection spark ignition engines”, Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng. 2016, doi: 10.1177/0954407016657453.

[9] Wittmann, J. and Menger, L., “Novel Index for Evaluation of Particle Formation Tendencies of Fuels with Different Chemical Compositions,” SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(3):2017, doi:10.4271/2017-01-9380.

[10] Zhang, W., ding, H., Shuai, S., Zheng, B. et al., “Effect of Fuel Detergent on Injector Deposit Formation and Engine Emissions in a Gasoline Direct Injection (GDI) Engine,” SAE Technical Paper 2017-01-2247, 2017, doi: 10.4271/2017-01-2247.

[11]Pauer, T., Hakan, Y., Zumbrägel, J., Wiese, W., Rogler, P., Schünemann, E.,“The New Generation Bosch Gasoline Direct Injection Systems”, Wiener Motorensymposium, Vienna, 27-28 April 2017.

[12] Vuk, C. and Vander Griend, S., “Fuel Property Effects on Particulates In Spark Ignition Engines,” SAE Technical Paper 2013-01-1124, 2013, doi:10.4271/2013-01-1124.

[13] Engelen, B., Baldini, L., Cipriano, T. et al., “Concawe Market Fuel Survey 2015 – 2016,” Report No. 10/17, 30 November 2017.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr.-Ing. Susanne Kunert, Dipl.-Ing. Wilfried Müller, Dr.-Ing. Sameer Musa,
Dr. Stephanie Spiess,
Umicore AG & Co. KG, Hanau-Wolfgang
Dipl.-Ing. Lars Hentschel, Dipl.-Ing. Lars Schlüter, Dipl.-Ing. Michael Thiele
Volkswagen Aktiengesellschaft, Wolfsburg

Integration der Drei-Wege-Funktionalität in den Ottopartikelfilter – eine neue Technologie in der motornahen Abgasnachbehandlung

Integration of the three-way functionality into the Gasoline Particulate filter – a new technology for the closed-coupled exhaust aftertreatment

Kurzfassung

Neue Gesetzgebungen weltweit erfordern auch beim Ottomotor die Absenkung der Partikelemissionen. Ein potenzielles Abgasreinigungskonzept für diese Reduktion ist der Ottopartikelfilter. Beim Einsatz eines katalytisch aktiven Ottopartikelfilters werden neben Partikeln auch die gasförmigen Schadstoffe HC, CO und NOx konvertiert.
In diesem Beitrag wird auf die besonderen Herausforderungen eingegangen, die sich bei der Entwicklung eines Ottopartikelfilters mit katalytischer Aktivität für den Einbau in einer motornahen Position ergeben.
Das Spannungsfeld in dem sich die speziell entwickelte Katalysatortechnologie bewegt, erstreckt sich zwischen hoher Drei-Wege-Aktivität, hoher thermischer Belastung, hoher Filtrationsleistung und geringstmöglichem Staudruck.
In der engen Zusammenarbeit wurde ein innovatives Abgasnachbehandlungssystem zur Serienreife entwickelt, welches in der neuen Vier-Zylinder TSI Motorenfamilie von Volkswagen in verschiedensten Fahrzeugen für die EU6 AG Gesetzgebung zum Einsatz kommt.

1. Einleitung

Allgemeine Herausforderungen

Die Limitierung des CO_2-Ausstoßes ist nicht erst mit der Einführung des CO_2-Emissionsflottengrenzwerte in Höhe von 95 g CO_2/km im Jahre 2021 in Europa ein zentrales Thema in der Entwicklung von neuen Antriebskonzepten. Neben Elektrifizierung und Dieselantrieb trägt auch der Einsatz von direkteinspritzenden Ottomotoren signifikant zur Verbrauchs- und damit CO_2-Senkung bei. Im Zuge immer strenger werdender globaler Gesetzgebungen spielt die Weiterentwicklung der Abgasnachbehandlung von direkteinspritzenden Ottomotoren daher eine große Rolle.

Mit der Euro 6d-Gesetzgebung werden die Anforderungen an Abgasnachbehandlungssysteme deutlich verschärft. Mit dieser Verordnung ist die Validierung von Fahrzeugemissionen unter realen Fahrbedingungen ab 2017 für neue Typen verpflichtend.

Neben der Limitierung der gasförmigen Schadstoffe HC, CO und NOx gilt es auch, den gültigen Euro6c-Grenzwert für die Partikelanzahl (PN) in Höhe von 6 x 10^{11} #/km zu erfüllen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Auch in China werden durch die Einführung der China 6-Gesetzgebung mit RDE (Real Driving Emissions) strenge PN-Grenzwerte zu erfüllen sein. In den USA wird die Reduktion des Grenzwertes für die Partikelmasse (PM) von 3mg/mi auf 1 mg/mi ab 2025 angestrebt.

Rußpartikel stehen ferner seit einiger Zeit auch in öffentlicher Diskussion, da sie ein Umwelt- sowie Gesundheitsrisiko darstellen. Neben der o.g. immer schärfer werdenden Abgasgesetzgebung nimmt somit auch die öffentliche Aufmerksamkeit zu - Abgasnachbehandlung ist mehr denn je auch eine Imagesache für den Automobilhersteller.

Dies führt dazu, dass neben der Reduktion der Ruß-Rohemissionen durch verschiedenste motorische Maßnahmen auch der Einsatz von Otto-Partikelfiltern (OPF) zur Abscheidung der Partikel aus dem Abgas zunimmt.

Für den neuen Vier-Zylinder TSI-Motor wurde in enger Zusammenarbeit zwischen Volkswagen und Umicore ein Abgasnachbehandlungssystem entwickelt, das eine neue Technologie in der Abgasnachbehandlung einführt: Den Ottopartikelfilter mit integrierter Drei-Wege-Funktionalität in motornaher Position.

Technische Hintergründe und Lösungen inkl. Substrate

Filterkonzepte, die eine Abscheidung von Partikel aus dem Abgas gewährleisten, sind durch den Einsatz beim Dieselmotor seit Jahren bekannt. Es zeigt sich jedoch, dass die unterschiedlichen Rahmenbedingungen von Diesel und Benzinmotoren dazu führen, dass sich nicht alle Erfahrungen aus dem Dieselbereich auf den OPF übertragen lassen und daher zahlreiche Änderungen und Neuentwicklungen nötig sind.

Gemeinsam ist, dass die verwendeten Filtersubstrate aus parallel zueinander verlaufenden Kanälen bestehen, die durch poröse Wände miteinander verbunden sind. Die Kanäle sind dabei abwechselnd eingangs- bzw ausgangsseitig mit Stopfen verschlossen. Dadurch wird das Abgas von den Einlasskanälen durch die poröse Wand in die Auslasskanäle geleitet und dadurch von Partikeln befreit. Die Filtration über den Partikelfilter erfolgt über drei unterschiedliche Filtrationsmechanismen, die von der Partikelgröße abhängen. Die kleineren Partikel werden über Diffusion filtriert, die größeren Partikel werden über „Impaktion“ (Verkeilung) und „Interception“ (Abfangen) filtriert. Dabei besteht die Herausforderung vor allem in der Filtration der mittelgroßen Teile um 200 nm Durchmesser.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Otto- und Dieselmotoren liegt in der Menge des emittierten Rußes, der beim Otto-Motor unter typischen Fahrbedingungen um einiges niedriger liegt. Durch diese wesentlich geringere Menge an Ruß, die sich im OPF sammelt, sind weniger Filterregenerationen nötig, wodurch sich andere Filtermaterialien als beim Diesel verwenden lassen. Das OPF-Substratmaterial besteht in der Regel aus Cordierit, da dies den besten Kompromiss in Bezug auf Beschichtbarkeit, Filtrationseffizienz und Anspringverhalten darstellt. In der Dieselabgasnachbehandlung kommen dagegen thermisch stabilere Substratmaterialien wie z.B. Aluminiumtitanat oder Siliciumcarbid zum Einsatz.

Der Dieselpartikelfilter baut relativ schnell einen sogenannten Rußfilterkuchen auf der Wand der Einlasskanäle auf, wodurch eine Filtration der ankommenden Rußpartikel gewährleistet werden kann. Durch den geringeren Rußausstoß des GDI-Motors im Vergleich zum

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dieselmotor wird auch weniger Partikelmasse auf dem OPF gesammelt. Dadurch wird nur ein geringer Rußfilterkuchen aufgebaut, was dazu führt, dass das Thema Filtrationseffizienz deutlich an Wichtigkeit für den OPF gewinnt. Verstärkt wird dies dadurch, dass hochporöse Filter verwendet werden, um einen möglichst niedrigen Abgasgegendruck zu erzielen, was die Durchlässigkeit der Filter für Rußpartikel erhöht.

Die Filtrationseffizienz der Filter kann durch eine geeignete Beschichtung erhöht werden. Am besten geeignet sind hierbei Beschichtungen, die auch eine integrierte Drei-Wege-Funktionalität aufweisen und somit neben der Filtrationseffizienz auch die TWC-Performance unter hochtransienten und Hochlast-Bedingungen bei akzeptablem Abgasgegendruck sicherstellen. Der Aufbau und das Funktionsprinzip eines OPF mit integrierter Drei-Wege-Funktionalität ist in Abbildung 1 dargestellt.

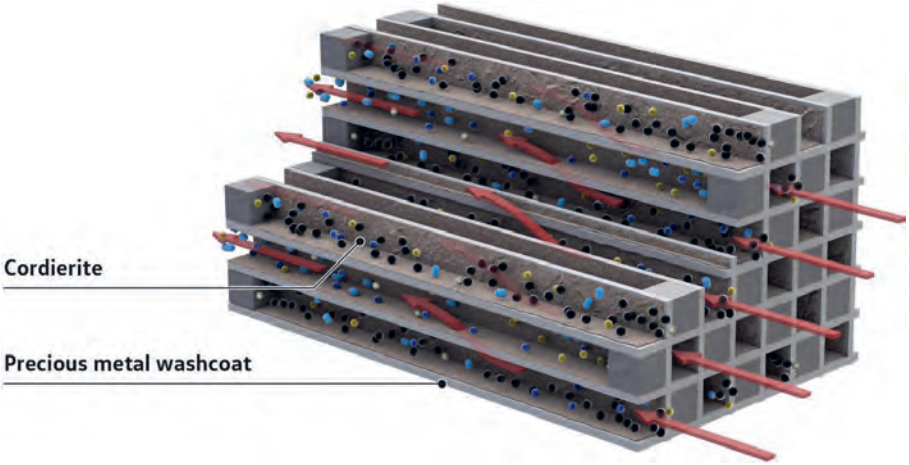


Abbildung 1: Aufbau des OPF mit integrierter Drei-Wege-Funktionalität.

Speziell der katalytischen Beschichtung des OPF-Substrates muss besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Der in bzw. auf die Wand des porösen Filtersubstrats beschichtete Washcoat muss dabei die folgenden Eigenschaften aufweisen:

- Höchste TWC-Performance
- Hohe Dauerhaltbarkeit
- Niedrigster Staudruck
- Höchste Filtrationseffizienz
- Optimale Ruß-Regeneration
- Diagnose-Fähigkeit

Die Kombination und Integration dieser Funktionen führt dann zu einem ideal funktionierenden OPF. Dabei kommt der Washcoatbeschichtung eine entscheidende Rolle zu. Je mehr Washcoat effektiv aufgebracht und vom Abgasstrom genutzt werden kann, desto höher ist die TWC-Performance.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Allerdings ist die Menge des Washcoats begrenzt, denn ein stark ansteigender Staudruck ist wegen der strikten CO_2-Limits für den Automobilhersteller nicht akzeptabel. Die Herausforderung für den Katalysatorhersteller besteht deswegen in der besten Ausnutzung des Washcoats – dies gilt für die Auswahl der chemischen Rohstoffe als auch die Architektur und das Design des Washcoats im OPF.
Höchste Filtrationseffizienz wird dabei erzielt, in dem der Washcoat optimal in den Poren des hochporösen Substrates eingebracht wird. Hierdurch wird die beste Frischfiltration erreicht.
Eine optimale Rußregeneration verlangt vom Katalysatorhersteller die genaue Abstimmung der Washcoatkomponenten, wodurch der Ruß bei möglichst niedrigen Temperaturen oxidiert wird und die Beschichtung dennoch über die Lebensdauer thermisch stabil bleibt.

Welche OPF-Beschichtung am besten geeignet ist, hängt neben der Applikation und den damit verbundenen Anforderungen an benötigte Filtrationseffizienz und Umsatzraten in starkem Maße auch von der verwendeten Systemarchitektur ab.

2. Mögliche Systemarchitektur mit OPF

Für die Positionierung des OPF im Abgasstrang gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten: im Unterboden, in motornaher Position hinter einem TWC oder in motornaher CC1- (**C**losed **C**oupled 1) Position.

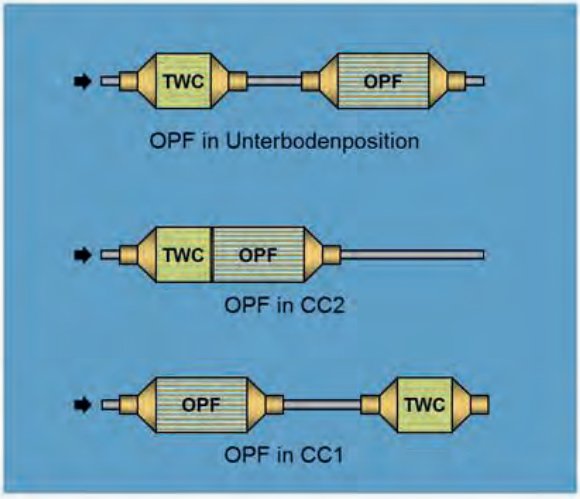


Abbildung 2: Übersicht über die mögliche Positionierung des OPF mit integrierter TWC-Funktionalität im Abgasstrang.

Alle Konzepte bieten jeweils unterschiedliche Vor- und Nachteile und stellen verschiedene Anforderungen an die Beschichtung, die nachfolgend gegenübergestellt werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 OPF in Unterbodenposition mit motornahem TWC

Die Positionierung des OPF im Unterboden hinter einem TWC erlaubt es in vielen Applikationen, den OPF als „add on“-Lösung einzusetzen. Hierbei kann die motornahe Konfiguration der Applikation unverändert bleiben und auch die Diagnose des TWC in CC-Position muss nicht angepasst werden.

In Applikationen, bei denen die Konvertierung der klassischen Schadstoffe HC, CO und NOx durch TWCs in motornaher Position ausreicht, kann in der Unterbodenposition auch ein unbeschichteter Filter zum Einsatz kommen. Um die benötigte Filtrationseffizienz gewährleisten zu können, kommen in diesen Fällen meist niedrig poröse Substrate zum Einsatz.

Beim Einsatz eines katalytisch beschichteten OPFs wird zusätzlich zur Reduktion der Partikel auch die Konvertierung von HC, CO und NOx erreicht. Da bei der Positionierung in der Unterbodenposition nur geringe Alterungstemperaturen erreicht werden, sind bei diesen Systemen schon mit geringen Edelmetalleinsatz hohe Konvertierungsleistungen möglich.

Dadurch ist es auch möglich, Beschichtungstechnologien einzusetzen, die nur eine geringe Washcoatmenge aufweisen, wodurch die Staudruckerhöhung infolge der Beschichtung gegenüber dem unbeschichteten Filter gering ist.

Eine Herausforderung für den Einsatz des OPF in Unterbodenposition ist die Rußregeneration des Filters. Hier muss sowohl gewährleistet werden, dass die nötige Temperatur zum Abbrand des Rußes erzeugt wird, zudem muss auch der notwendige Sauerstoff bereitgestellt werden. Hier tritt ein weiterer Vorteil von beschichteten OPF zutage. Durch eine exotherme Reaktion der Beschichtung und damit einer Erhöhung der Temperatur im Filter zeigt sich ein schnellerer Rußabbrand als bei unbeschichteten Filtern.

2.2 OPF in CC2 Position hinter einem TWC

Die Herausforderung, die erforderlichen Temperaturen zur Rußregeneration zu erreichen, kann durch den Einbau des OPF in CC2 Position gelöst werden. In dieser Konfiguration kann unter vielen normalen Fahrbedingungen während Fuel-cuts die Regeneration erfolgen. Zudem wirkt es sich positiv aus, dass die Rußakkumulation in der CC2 Position durch die höheren Temperaturen sehr viel geringer ist als in der Unterbodenanwendung, da die Temperaturen im normalen Fahrbetrieb oftmals ausreichen, um einen Abbrand des Rußes zu gewährleisten.

Diese erhöhten Temperaturen stellen jedoch auch eine Herausforderung an die katalytische Beschichtung des OPF dar. Die Temperaturbelastung, die der OPF ausgesetzt wird, ist viel höher, wodurch eine deutlich höhere Anforderung an die thermische Stabilität der Beschichtung gestellt wird.

Darüber hinaus ersetzt ein OPF in CC2 Position in einer Vielzahl der Anwendungen einen regulären TWC, d.h. dass auch die katalytische Aktivität des OPF den gleichen Anforderungen für die Umsetzung von HC, CO und NOx genügen muss. Daher kommen an dieser Position bevorzugt Beschichtungstechnologien mit höherer Washcoatmenge als in der Unterbodenposition zum Einsatz.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Daraus resultiert allerdings der Nachteil, dass die Staudruckerhöhung in diesem System durch den Filter deutlich höher ausfällt. Um die Staudruckerhöhung in Grenzen zu halten, ist es von Vorteil, den Querschnitt der Stirnfläche des Filters so groß wie möglich zu gestalten. Diesem Ansatz sind jedoch oft durch den geringen motornah verfügbaren Bauraum Grenzen gesetzt.

2.3 OPF in CC1-Position

Die Anordnung des OPF in motornaher Position als erstes Bauteil im Abgassystem bietet die besten Bedingungen hinsichtlich der Rußregeneration. Auch die Anforderungen an die Temperaturstabilität der Beschichtung sind ähnlich anspruchsvoll wie in CC2 Position. An die Beschichtung des OPF werden durch dieses System-Layout jedoch zusätzliche Anforderungen gestellt.

Der Filter muss eine geringe Light-off Temperatur auch nach starker Alterung aufweisen, um die Emissionierung sowohl im Kaltstart, in den relevanten Zyklen als auch unter allen RDE-Bedingungen zu gewährleisten. Diese niedrige Anspringtemperatur ist vor allem wichtig, da das Filtersubstrat eine höhere thermische Masse als ein konventionelles Drei-Wege-Katalysator (TWC)-Durchflusssubstrat aufweist und daher Nachteile bei Kaltstart bietet.

Eine weitere Herausforderung stellt die Tatsache dar, dass durch die Verwendung des OPF in CC1 die komplette on-board Diagnose (OBD) über den OPF erfolgen muss. Hierdurch werden spezielle Anforderungen an die Sauerstoffspeicherfähigkeit des OPF gestellt. Für die Diagnose muss sichergestellt sein, dass nach einer relevanten Alterung eine ausreichende Menge an Sauerstoffspeicher-Kapazität vorhanden ist, während die Menge im Frischzustand nicht zu hoch sein darf.

Diese Voraussetzungen an den beschichteten OPF machen es notwendig, dass eine spezielle Beschichtung entwickelt wird, die den Anforderungen der Positionierung in CC1 gerecht wird.

3. Technologieentwicklung

Wie schon beschrieben, ergeben sich durch die motornahe Positionierung des OPF einige Herausforderungen für das Design des Bauteils und hierbei besonders für die Entwicklung der katalytisch aktiven Beschichtung.

3.1 Optimierung des Beschichtungsprozesses für hochporöse Cordierit-Filter

Im Vergleich zum herkömmlichen Drei-Wege-Katalysator gibt es zwei Merkmale des OPFs, die eine spezielle Entwicklung der katalytisch aktiven Beschichtung notwendig machen. Dies ist zum einen die geringere Zelldichte des Substrates (OPF 200-300 cpsi vs TWC 400-900 cpsi), durch die weniger Oberfläche zur Beschichtung zur Verfügung steht und zum anderen eine veränderte Ausnutzung der katalytisch aktiven Komponenten durch die unterschiedlichen Strömungsverhältnisse des Wandfluss-Filters.
Bedingt durch diese spezifischen Merkmale ist es notwendig, sowohl einen optimalen Beschichtungsprozess als auch eine geeignete Kombination aus Katalysatordesign und Rohstoffen zu verwenden. Zunächst soll hier auf den Beschichtungsprozess näher eingegangen werden, der die Grundvoraussetzung für jeden weiteren Entwicklungsschritt darstellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Firma Umicore blickt auf jahrelange Erfahrung sowohl im Bereich der Beschichtung von Dreiwege-Katalysatoren als auch der Beschichtung von Diesel-Partikelfiltern zurück. Daher war es möglich, durch eine enge Zusammenarbeit der Experten aus beiden Bereichen einen optimierten Beschichtungsprozess für den Ottopartikelfilter zu entwickeln. Dieser ermöglicht es, die Porenstruktur des hochporösen Cordierit-Materials optimal, d.h. möglichst homogen, mit katalytisch aktiven Materialien zu beschichten und somit eine gute Nutzung der aktiven Katalysatormaterialien zu gewährleisten. Besonderes Augenmerk muss dabei auf die Partikelgröße der oxidischen Trägermaterialien sowie auf die Rheologie der katalytischen Beschichtung gelegt werden.

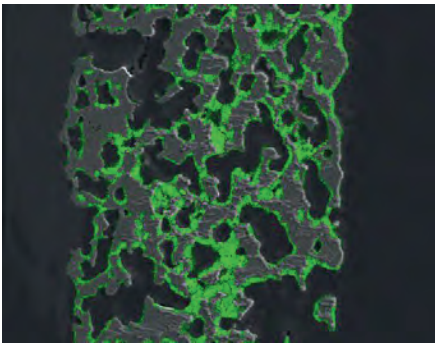


Abbildung 3: Rasterelektronenmikroskopaufnahme einer optimierten Beschichtung der porösen Struktur eines Ottopartikelfilters. Grau: Cordierit, grün: katalytische Beschichtung.

In Abbildung 3 ist eine Rasterelektronenmikroskop-Aufnahme eines hochpörosen Cordierit-Ottopartikelfilters mit katalytischer Beschichtung dargestellt. Das katalytisch aktive Material ist grün angefärbt, sodass es sich deutlich vom Trägermaterial (grau) abhebt. Die unbeschichtete Porenstruktur ist in schwarz abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die katalytische Beschichtung recht homogen über die Filterwand verteilt vorliegt und dabei nahezu alle Poren der Filterstruktur mit oxidischen Komponenten (inklusive Edelmetallen) belegt sind.
Wie schon beschrieben, bildet diese Beschichtungsart, die die gleichmäßige Verteilung des Washcoat erlaubt, die Basis für die weitere Optimierung der katalytischen Beschichtung. Hierauf wird im folgenden Kapitel näher eingegangen.

3.2 Temperaturanforderungen und Konvertierungsleistung

Wird der OPF als Hauptkatalysator im Abgassystem verwendet, so ist er im normalen Fahrbetrieb einer maximalen Abgastemperatur von ca. 1000°C ausgesetzt. Somit kann auch die Betttemperatur des Katalysators, vor allem in den hochdynamischen Teilen der Fahrzyklen, Temperaturen oberhalb von 1000°C erreichen. Diese Temperaturbelastung erfordert eine sehr durchdachte Auswahl der Materialien, die die katalytische Beschichtung des Partikelfilters ausmachen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Umicore besitzt im Bereich der Katalysatorentwicklung (TWC und OPF) fundierte Kenntnisse dieser Materialien und ein großes Repertoire an geeigneten Kombinationsmöglichkeiten. Die hier vorgestellte Technologie ist ein weiterer Meilenstein in der Entwicklung von hochtemperaturstabilen Katalysatoren, da sie einer vollständigen Integration der Drei-Wege-Funktionalität in den Ottopartikelfilter entspricht.

Mit den neuen gesetzlichen Vorgaben der „Real Driving Emissions“ (RDE) in Europa und der heute existierenden verschärften Gesetzgebung in China erschien eine von Kern et al. in 2014 [1] beschriebene OPF-Technologie nicht mehr ausreichend, um eine notwendige Stabilität des Abgassystems für Volkswagen sicherzustellen.

Der zusammen mit Volkswagen für die Serieneinführung mit dem EA211 4 Zylinder-TSI Motor neu entwickelte OPF basiert auf einem 1,68 L Cordierit-Wandfluss-Filter mit 65% Porosität, 300 cpsi und 8 mil-Wandstärke. Die Verwendung eines hochporösen Materials für den Wandfluss-Filter ermöglicht dabei eine Balance zwischen guter Beschichtbarkeit mit katalytischen Komponenten sowie gutem Staudruckverhalten und Filtrationsleistung.
Die zuvor beschriebenen Anforderungen hinsichtlich Temperaturstabilität und Einhaltung der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte erfordern unter den genannten Randbedingungen des Ottopartikelfilters die Verwendung eines zonierten Designs. Nur so ist es möglich, Edelmetall und Washcoat-Komponenten optimal aufeinander abzustimmen, um sowohl ein frühes Anspringen, und somit eine ausreichende Konvertierung von CO und HC als auch eine hohe NOx-Konvertierung in sehr dynamischen Fahrprofilen zu gewährleisten.
Zunächst wurde ein Washcoat entwickelt, der durch eine optimierte Kombination aus hochtemperaturstabilen Trägeroxiden und einer hohen Palladium-Beladung ein frühes Anspringverhalten zeigt und somit eine gute Umsetzung von Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoffen ermöglicht.

Die Qualität dieses ersten Entwicklungsschrittes wurde nach einer relevanten Alterung gegen eine Referenz im WLTP (Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Procedure) evaluiert. Als Referenz diente die von Umicore im Jahre 2014 vorgestellte OPF-Technologie [1] mit gleicher Gesamtedelmetall-Beladung und gleichem Katalysatorvolumen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

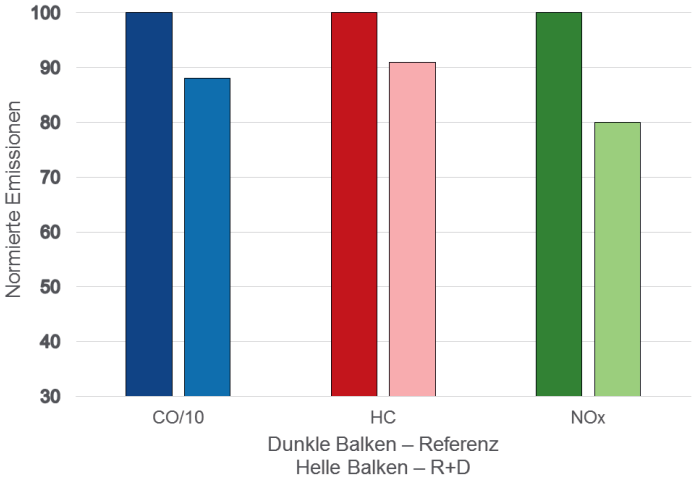


Abbildung 4: CO, HC und NOx Emissionen, gemessen im WLTP am hochdynamischen Motorprüfstand. Referenz normiert auf 100.

Abbildung 4 zeigt die normierten CO-, HC- und NOx-Emissionen gemessen im WLTP am hochdynamischen Motorprüfstand der beiden gealterten Katalysatoren. Die Emissionen der Referenz wurden dabei auf 100 % gesetzt. Bei allen drei Komponenten HC, CO und NOx konnten durch die Verwendung des zonierten Designs eine deutliche Reduktion der Emissionen zwischen 9-20% beobachtet werden. Da mit zunehmendem Alterungszustand des OPFs häufig eine signifikante Zunahme der NOx-Emissionen zu beobachten ist, erschien die in Abbildung 4 gezeigte Reduktion der Stickoxid-Emissionen, die mit dem Forschungskatalysator möglich ist, noch verbesserungswürdig.

Daher wurde zur weiteren Absicherung des Grenzwertes für die NOx-Emissionen eine zweite katalytische Beschichtung entwickelt, die durch eine spezifische Kombination aus hochtemperaturstabilen Trägeroxiden und Rhodium eine gute NOx-Konvertierung ermöglicht. Die Gesamtedelmetall-Beladung wurde im letzten Schritt in diesem neuen Design noch einmal zwischen den beiden katalytisch aktiven Bereichen des Ottopartikelfilters optimal verteilt und der resultierende OPF nach einer relevanten Alterung erneut gegen die Referenztechnologie aus dem Jahre 2014 getestet.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

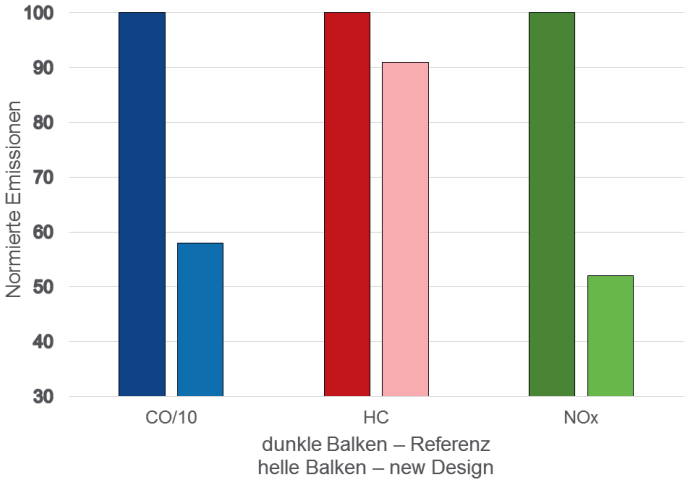


Abbildung 5: CO-, HC- und NOx-Emissionen, gemessen im WLTP am hochdynamischen Motorprüfstand. Referenz normiert auf 100%.

Abbildung 5 zeigt die CO-, HC- und NOx-Emissionen der gealterten Katalysatoren, gemessen im WLTP am hochdynamischen Motorprüfstand. Mit dem neuen innovativen Katalysatordesign können vor allem die Kohlenstoff- und Stickoxid-Emissionen um 42% bzw. 48%, verglichen mit dem Referenzsystem, gesenkt werden. Eine weitere Reduktion der Kohlenwasserstoffe über 9% hinaus, war mit dem neuen Design nicht möglich. Die Einhaltung des Grenzwertes für die HC-Emissionen ist aber als unkritisch einzustufen [1]. Für alle regulierten Schadstoffkomponenten ist somit eine ausreichende Konvertierung und damit die Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte über Laufzeit des Abgassystems gegeben.

3.3 Diagnosefähigkeit (OBD)

Für die Serieneinführung des neuen OPFs in motornaher Position als Hauptkatalysator ist neben der katalytischen Aktivität zur Reduktion der gesetzlich regulierten Schadstoffe auch die Diagnosefähigkeit (OBD = On Board-Diagnose) des Filters eine wichtige Voraussetzung. Für die Diagnose muss sichergestellt sein, dass nach einer relevanten Alterung eine ausreichende Menge an Sauerstoffspeicher-Kapazität (OSM = oxygen storage materials) vorhanden ist. Hier besteht, bedingt durch die geringe nutzbare Oberfläche (Zelldichte, siehe Kapitel 3.2) im Vergleich zum TWC, eine große Herausforderung an die Auslegung des OPFs. Die in Kapitel 3.2 beschriebene Zonierung von Edelmetall- und WC-Komponenten, ermöglicht auch in diesem Fall eine Optimierung des Katalysators und damit eine hohe Sauerstoffspeicherfähigkeit des OPFs.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 6: Normierte OSC (oxygen storage capacity)-Menge der verschiedenen Technologien gemessen bei λ = 0.96 - 1.04, T = 510 °C, mass flow = 70 kg/h nach ZDAKW Alterung.

Abbildung 6 zeigt die Erhöhung der messbaren OSC-Menge nach Alterung bedingt durch das zonierte Konzept des neuen OPFs. Es zeigt sich, dass durch die richtige Auswahl von Sauerstoffspeicher-Materialien und ihrer Kombination mit passenden Edelmetallen (Separierung von Palladium und Rhodium) eine Verdoppelung der gemessenen OSC (Sauerstoffspeicherkapazität, oxygen storage capacity) erzielt werden kann.

4. Implementierung im Fahrzeug

Die neu entwickelte OPF-Beschichtung wird in der Abgasnachbehandlung der Volkswagen-EA211 4 Zylinder-TSI Motorenfamilie erstmalig eingesetzt. In Abbildung 7 wird ersichtlich, wie die motornahe Positionierung des OPF im Abgasstrang realisiert wurde.
Es wird deutlich, dass der OPF als Hauptkatalysator dient und die primäre Umwandlung der Rußpartikel und der gasförmigen Schadstoffe HC, CO und NOx gewährleisten muss. Der katalytisch aktive OPF muss hierbei den vollständigen Ersatz eines konventionellen TWC gewährleisten, um die Emissionierung sicherzustellen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

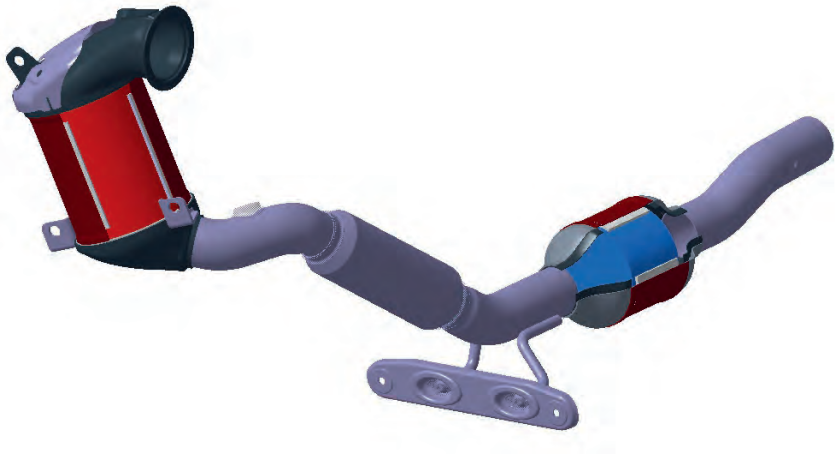


Abbildung 7: Implementierung des CC1-OPF im Abgassystem des EA211 4 Zylinder-TSI Motors von VW.

Darüber hinaus enthält der Abgasstrang einen zusätzlichen nachgelagerten Drei-Wege-Katalysator in Unterbodenposition. Dieser sorgt dafür, dass die Emissionen auch bei hoher Motorlast und entsprechendem Abgasmassenstrom eingehalten werden und dass es während der aktiven On-Board-Diagnose keinen Emissionsschlupf gibt.

Die Maßnahmen zur Erfüllung der Emissionsanforderungen des EU6-AG-Standards beschränken sich jedoch nicht nur auf die beschriebenen Änderungen der Komponenten der Abgasnachbehandlungsanlage. Darüber hinaus sind eine Vielzahl an weiteren Verbesserungen im Bereich des Antriebsstrangs, des Verbrennungsprozesses und des Motormanagements. Ausführlich sind diese Maßnahmen in [2] dargelegt.

Dies alles bildet die Basis, dass die vorgestellte neue Technologie in der motornahen Abgasnachbehandlung - der OPF mit integrierter Drei-Wege-Funktionalität – die an sie gestellten Anforderungen erfüllen kann.

5. Zusammenfassung

Die weltweite Einführung neuer Gesetzgebungen erfordert auch beim Ottomotor die Absenkung der Partikelemissionen. Ein leistungsstarkes Abgasreinigungskonzept für diese Reduktion ist der Ottopartikelfilter. Beim Einsatz eines katalytisch aktiven Ottopartikelfilters werden neben Partikeln auch die gasförmigen Schadstoffe HC, CO und NOx konvertiert. Besondere Herausforderungen an die Beschichtung ergeben sich hierbei, wenn der OPF wie im-EA211 4 Zylinder-TSI Motor von Volkswagen in motornaher Position verbaut wird. Im Einzelnen sind hier die Anforderungen an hohe thermische Stabilität, höchste TWC-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Performance, möglichst geringe Staudruckerhöhung, hohe Filtrationseffizienz, Unterstützung der Rußregeneration und Diagnosefähigkeit genannt.
Dies machte die Entwicklung einer speziellen OPF Beschichtung erforderlich, die sich durch die geeignete Wahl der Materialien und ein zoniertes Design auszeichnen.
Das in enger Zusammenarbeit zwischen Umicore und Volkswagen entwickelte innovative Abgasnachbehandlungssystem erfüllt die strengen EU6-AG Grenzwerte und wird sukzessive bei den Vier-Zylinder TSI-Motoren von Volkswagen eingeführt.

6. Literatur

[1] Kern, B.; Spiess, S.; Richter, J.-M.; 35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014.
[2] Hentschel, L.; Demmelbauer-Ebner, W.; Theobald, J.; Wendt, W.; Thiele, M.; Blume, H.; 26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Frank Will,
Ino8 Pty Ltd, Jan Juc, Australia
Dr. Hongzhi Wang,
Guangxi Liuzhou Jinhui International Technology Co., Ltd., Liuzhou, China
Li Gaojian, MSc, Lu Guohua, BSc,
SAIC - GM Wuling Automobile Co., Ltd, Liuzhou, China

OVER8™ - Affordable thermal management innovations to achieve the 2020 fuel consumption limits in China

OVER8™ - Erschwingliche Thermomanagementinnovationen zur Erreichung der 2020 Kraftstoffverbrauchsgrenzen in China

Abstract

The 2020 China phase IV fuel consumption standard is expected to require a fleet-average fuel consumption of 5 L/100km. This is forecasted to increase the cost per car by over EUR 1348 (Li, 2013). One of the world's bestselling cars is the Wuling Hong Guang S1 MPV; for its entry model the price would increase by over 17%. Thermal management technologies are some of the most cost effective measures to reduce fuel consumption, but the reduction potential is considered to be limited because modern engines warm up quickly so that the cold hot factor can be less than 6%. This raises the question about the potential for novel thermal management innovations to further reduce fuel consumption, not only during cold start, but at least as importantly, also during warm engine operation.

OVER8™ is a systems approach that generates new synergies by combining existing thermal management components in novel ways. NEDC tests were run in an ISO17025 accredited emission lab with a 2016 model year car to evaluate a new combination of affordable technologies such as a high temperature coolant, evacuation of coolant during cold start, heat storage tank, etc. Fuel consumption was reduced by 9% for part 1, and 6% for the combined cycle, and surprisingly even 3% for part 2.

Challenges were the measurement of the coolant temperature at an appropriate position, the interface of a more dynamic coolant temperature sensor to the engine control unit (ECU) and that the standard engine calibration was not optimised for higher coolant temperatures of 130°C and above.

Further tests are planned with an improved sensor to ECU interface and to evaluate optimised system configurations to determine the most cost effective solution for production implementation.

The research was supported by the Liudong Government, Woco Industrietechnik GmbH, Evans Cooling Systems Australasia, China and USA,Dana Canada, Mackay Rubber, Davies Craig, Wingmate, and Mahle Behr.

Kurzfassung

Es wird erwartet, dass der Kraftstoffverbrauchsstandard China-Phase IV in 2020 einen durchschnittlichen Kraftstoffstoffverbrauch von 5 L/100 km erfordert. Dafür wird prognostiziert, dass die Kosten pro Fahrzeug um mehr als 1348 EUR steigen werden (Li, 2013). Eines der meistverkauften Autos der Welt ist der Wuling Hong Guang S1 MPV, dessen Einstiegspreis dadurch um mehr als 17% steigen würde. Thermomanagementtechnologien sind einige der kosteneffektivsten Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, das Reduktionspotenzial wird jedoch als begrenzt

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

angesehen, da moderne Motoren sich schnell aufwärmen, so dass der Kalt/Heiss Faktor weniger als 6% betragen kann. Dies wirft die Frage auf, wie weit der Kraftstoffverbrauch durch neuartige Thermomanagement-Innovationen weitere reduziert werden kann, und zwar nicht nur während des Kaltstarts, sondern auch in aufgewärmten Betriebszustand des Motors, was mindestens ebenso wichtig ist.
OVER8™ ist ein Systemansatz, der neue Synergien generiert indem bestehende Thermomanagement-Komponenten auf neuartige Weise kombiniert werden. Mit einem PKW Modelljahr 2016 wurden NEFZ-Teste in einem nach ISO17025 akkreditierten Abgaslabor durchgeführt, um eine neue Kombination von erschwinglichen Technologien wie Hochtemperaturkühlmittel, Evakuierung von Kühlmittel beim Kaltstart, Wärmespeicher usw. zu bewerten. Dabei wurden Verbrauchsreduzierungen von 9% im ersten Teil, 6% für den kombinierten Zyklus und überraschenderweise sogar 3% für den zweiten Teil nachgewiesen.
Herausforderungen waren die Messung der Kühlmitteltemperatur an einer geeigneten Stelle, die Schnittstelle eines dynamischeren Kühlmitteltemperatursensors zum Motorsteuergerät (ECU) und dass die Standard-Motorkalibrierung nicht für höhere Kühlmitteltemperaturen von 130°C und darüber optimiert war.
Weitere Tests sind geplant mit einer verbesserten Schnittstelle des Sensors zur ECU und zur Beurteilung von weiter optimierten Systemkonfigurationen, um die kosteneffektivste Lösung für die Umsetzung in die Produktion zu ermitteln.
Das Forschungsprojekt wurde unterstützt von der Regierung von Liudong, Woco Industrietechnik GmbH, Evans Cooling Systems Australasia, China und USA, Dana Kanada, Mackay Rubber, Davies Craig, Wingmate und Mahle Behr.

1. Introduction

The 2020 China phase IV fuel consumption standard is expected to require a fleet-average fuel consumption of 5 L/100km. This is forecast to increase the cost per car by over EUR 1348 (Li, 2013). This means that in case of one of the world's bestselling cars, the Wuling Hong Guang S1 MPV, the price would increase by over 17% for its entry model. In contrast to other markets such as Europe and the USA where tax penalties apply for car manufacturers that exceed the fuel consumption/CO_2 limits, China is more rigorous in enforcing its targets. Just at the start of 2018, China stopped the production of 553 cars that do not meet fuel consumption limits (Witttich, 2018).

Thermal management technologies are some of the most cost effective measures to reduce fuel consumption and CO_2 emissions, but the reduction potential is considered to be limited because modern engines warm up quickly so that the cold hot factor can be less than 6% and because the new WLTP test runs longer and at higher speeds. This raises the question about the potential for novel thermal management innovations to further reduce fuel consumption, not only during cold start, but as importantly during warm engine operation.

In the past, several new thermal management technologies that involved heat storage systems, high temperature coolants, and/or evacuation of coolant have been investigated. However, none of these systems have been implemented into mainstream production so far, mainly due to only moderate benefits or the significant additional risks involved. An impressive fuel economy improvement of 5% was achieved by reaching the target engine coolant temperature in less than 100 second with a system that uses a high temperature oil to transfer heat from the exhaust into a heat storage tank with phase changing material so that the stored heat is used to warm up the engine during cold start (Appelt, 2012). The system was very complex as it required a completely separate coolant circuit for the high temperature oil

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

including an extra oil pump and a heat exchanger to the standard engine coolant. In addition to the high cost, the biggest risks of such a solution is the likelihood of oil in the exhaust gas heat exchanger leaking onto the exhaust which could catch fire or coking of the oil within the exhaust gas heat exchanger in areas with eddy water. Simpler systems that store hot coolant are only able to provide much smaller fuel economy benefits of around 1.5% because after a 24 hour soak period, the discharge temperature of the coolant is well below 70°C (Eilemann, 2013).

Another method that can improve warm up is to evacuate the coolant from the water jacket during cold start (Gosslau, 2016). Due to the water content in the coolant this increases the chances for corrosion in the water jacket. A method to quickly ventilate the air out of the water jacket has also not been proposed, so this bears the risk of local overheating during rapid increases of load when gas bubbles cannot escape fast enough. A phase changing coolant system has recently been proposed where the pressure of the coolant system is increased and controlled to up to 50 bar to maintain nucleate boiling (Weise, 2017). The biggest safety risk of this approach is scalding in case of a leak in the coolant system, which is a common injury type even for normal coolants, as highlighted in form of a safety alert by the Government of New South Wales (Regan, 2006). In case of a strong leak of a hot coolant that is water based, the problem is not only the outpouring of the hot coolant. The situation is much more dangerous because the sudden pressure drop due to the leakage causes the coolant to vaporise immediately. This increases the volume of the hot fluid by a factor of up to one thousand and causes a sudden eruption of the coolant vapour covering the entire engine bay instead of just a pointy squirt of fluid. This risk of erupting water is also the reason why in Formula 1 racing the pressure of water based coolant systems has been restricted to only 3.75 bar (FIA, 2017). The fact that the pressure limitation only applies to water based coolants gives an indirect hint that non water based high temperature coolants are the preferred option by some of the teams. In Formula 1 racing it might even be feasible to use pure ethylene glycol which has a freezing point of -12.9°C which is lower than the coldest air temperature of the races, but production applications require much colder freezing points of at least -30°C or even down to -40°C.
Long term durability might be another issue as the implosion of the gas bubbles, also known as pistol shrimp effect, generate local temperatures of around 4,700°C and lead to high frequency shock waves that are propagated through the entire coolant system (Lohse, 2001). Even in conventional coolant systems these implosions generate erosion and are the cause of failures in components such as cylinder heads, cylinder liners, water pumps, radiators and EGR coolers. Local vaporisation of coolant also causes some of the coolant additives to precipitate which causes corrosion and fouling (Duchardt, 2015). The need for better coolants has also been demonstrated by a recent FVV research project Alternative Freezing Point Depressant where over 140 alternative substances were evaluated for suitability to reduce the freezing point in a mixture with water (Durchardt, 2016).

2. Methodology

“The most popular car sold in the Chinese market is the Wuling Hongguang with 650,018 units sold in 2016” (Haj-Assad, 2017) which also makes it one of the world’s best-selling cars. The test vehicle was a Wuling Hong Guang S1, a seven seater MPV, which was built in 2016. An overview of the technical specification is shown in table 1.

The car was tested over the New European Drive Cycle (NEDC) which is still relevant in China for 2020. The tests were conducted in the SGMW emission lab which is accredited to ISO17025 and had almost the same specification as one of the world’s first ISO17025

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

accredited emissions lab (Will, 2008). The facilities included a Horiba 7000 series emissions analysers and CVS system, an AVL Zoellner 48 inch dyno with the latest MMI control system software, and the climate control was built by Weiss Umwelttechnik GmbH with a temperature control accuracy of better than ±1°C. One of the biggest challenges for an emission lab to receive ISO17025 accreditation is the requirement to document and implement procedures for estimating uncertainty of measurement (NATA, 2007).

Displacement	L	1.485
Bore	mm	74.71
Stroke	mm	84.7
Number of Cylinders	-	4
Max. Power	kW	79 at 5,800 RPM
Max. Torque	Nm	142 between 3,800 and 4,400 RPM
Compression Ratio	-	10.2
Variable Valve Timing	-	Intake and Exhaust
Number of Valves	-	4
Intake Manifold	-	Variable
Camshaft Drive	-	Chain
Engine Oil Specification	-	SAE5W30
Max. Coolant System Pressure	kPa	120±20
Transmission	-	5 speed manual
Driven Wheels	-	Rear
Inertia Weight Class	kg	1,360

Table 1: Technical specification Wuling Hong Guang S1

Before the baseline tests were conducted the vehicle was instrumented extensively in the cooling system and the lubrication system. The results of the baseline tests including the standard deviation are shown in table 2. The results were very repeatable for both fuel consumption and emissions. The standard deviation for all fuel consumption results were less than 0.5%. The exhaust emissions were very low, all within or below 21% of the current China 5 limits. The emissions compounds that were measured were already meeting the stringent China 6b limits that will come into force in 2023.

Fuel Consumption	**Unit**	**Average**	**Standard Deviation**				
Part 1	l/100km	9.14	0.46%				
Part2	l/100km	5.4	0.00%				
Combined	l/100km	6.78	0.23%				
Emissions				**China 5 Limits**	**% of Limits**	**China 6b Limits**	**% of Limits**
CO_2	g/km	160	0.0%				
THC	g/km	0.021	13.5%	0.13	16%	0.065	32%
CO	g/km	0.367	11.2%	1.81	20%	0.63	58%
NO_x	g/km	0.009	8.3%	0.075	11%	0.045	19%
NMHC	g/km	0.019	11.5%	0.09	21%	0.045	41%

Table 2: Baseline test results

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Another interesting result was that the cooling system also warmed up very quickly and reached the thermostat opening temperature within ca. 400 sec.

3. Modifications and Results

The aim of project was to evaluate parts of Ino8's new OVER8™ thermal management system with the focus on only a few modules that promised the best cost/value ratio. The modifications mainly included the installation of the cooling system to minimise the complexity so that the changes can be introduced quickly and without modifications to the base engine configuration. The application of an expensive exhaust gas heat exchanger was to be avoided.

3.1 Evacuation of Coolant

The first set of modifications involved a new practical approach to evacuate the coolant system during the warm up so that the water jacket is filled with air instead. The system installation including the major parts of the instrumentation is shown in figure 1. The changes comprised 3 controllable isolation valves, an auxiliary electrical water pump with a flow rate of 15L/min and a high temperature coolant. During the evacuation of the coolant the main valve to the radiator and the valve 1 in the heater circuit were closed and the auxiliary pump sucked the coolant out of the engine into the expansion tank. The evacuation took around 20 seconds, at the end of the evacuation the pressure bottle was nearly completely filled with coolant. The main limiting factor that determined the duration of the evacuation was the inner diameter of the connection from the pressure bottle to the top of the engine (normally the coolant outlet) which was less than 5mm compared to the inner diameter of the pump connection which was 13mm. Therefore the flow was restricted to less than 15% of the pumps capacity. With a larger connection, the evacuation can be completed in only a few seconds and with a larger pump an evacuation in less than one second should be feasible. When the water jacket is filled with air, valve 2 between pressure bottle and engine coolant outlet is also closed to ensure that the air stays in the coolant jacket after the engine is started and the auxiliary pump is closed. Once the water jacket reaches its target temperature at sensor T9, valve 2 is opened and the air is ventilated back into the pressure bottle. This process took around 15 sec, a bit faster than the evacuation, due to the higher power of the main coolant pump. Then valve 1 in the heater circuit was opened and the coolant temperature was controlled by the main valve, in addition to the thermostat.

The high temperature coolant was used so that the engine could be operated in the evacuated mode for a longer duration without the risk of cavitation through implosion of vapour bubbles and also to eliminate the risk corrosion. The properties of the high temperature coolant compared to conventional coolant are shown in table 3 (Alexander, 2013).
The benefits of the high temperature coolant are a much higher boiling point of 191°C - which avoids vaporisation and cavitation - and the much lower electrical conductivity and corrosiveness due to the lack of water. Disadvantages are the lower thermal conductivity and specific heat capacity. However, because the heat rejection of a vehicle cooling system is restricted by the heat transfer from the radiator to the air, these disadvantages can be compensated by a higher coolant flow, if needed.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

One of the biggest challenges during the project turned out to be the interface of a more dynamic coolant temperature sensor T9 to the engine control unit (ECU). The original engine coolant temperature sensor (ECT) was located in the coolant outlet manifold, about 10 cm away from the combustion chamber wall. Being surrounded by air without flow, the temperature measured at the ECT is much lower than at the combustion chamber wall as shown for the first test (figure 2).

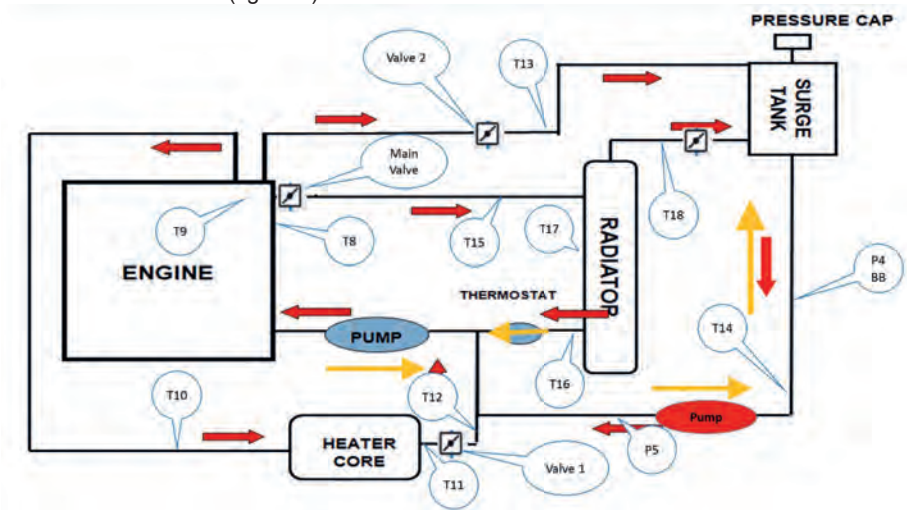


Figure 1: Installation of coolant evacuation

		Waterless Coolant	**50/50 Antifreeze**
		Proprietary Glycol Blend + Inhibitors	Ethylene Glycol Base + Inhibitors
Density	kg/m3 @100°C	1,048	1,010
Water Content	wt%	< 0.5	50
Boiling point	°C	191 @ 0 psig	129 @ 15 psig
Thermal Conductivity	W/m·K @ 100°C	0.264	0.436
Specific Heat Capacity	J/kg·K @ 100°C	2676	3684
Viscosity	Pa·s @ -40°C	2	Frozen
Electrical Conductivity	uS/cm	700	3000

Table 3: Properties of the high temperature coolant compared to conventional coolant (Alexander, 2013)

To measure the temperature close to the combustion chamber wall, a thermocouple was installed in the coolant outlet manifold which uses a different measurement principle than the resistor type of the ECT. As the resistance characteristic of the ECT over the temperature was known which, in combination with the inner resistance of the ECU, results in a certain voltage between the two pins of the ECT, the first attempt was to use a freely programmable

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

auxiliary controller to transform the thermocouple couple signal into the corresponding voltage between the ECT pins of the ECU. However, the resulting ECT readings from the ECT did not correlate with thermocouple readings so a different approach was needed as the circuit diagram of the ECU was not available in time to solve the correlation problem. The operating strategy for the first test was run with evacuated coolant until the cylinder head coolant temperature T9 reaches 115°C. The main valve to the radiator was opened when the coolant reached 150°C.

The most interesting result from the first test is the coolant system pressure as shown in figure 3. At the end of the drive cycle when the coolant temperature in the cylinder head reached over 160°C, the coolant system pressure is only 0.5 bar. At a lower temperature of 130 °C the coolant pressure is only 0.2 bar, even though the thermal expansion coefficient of the high temperature coolant is slightly higher than conventional coolant. This is a clear indicator that there is no local vaporisation and that the coolant is much safer against scalding. This was further exercised after the test by opening the pressure cap. The result was just a barely noticeable whiz without any signs of sudden boiling or even eruption of coolant.

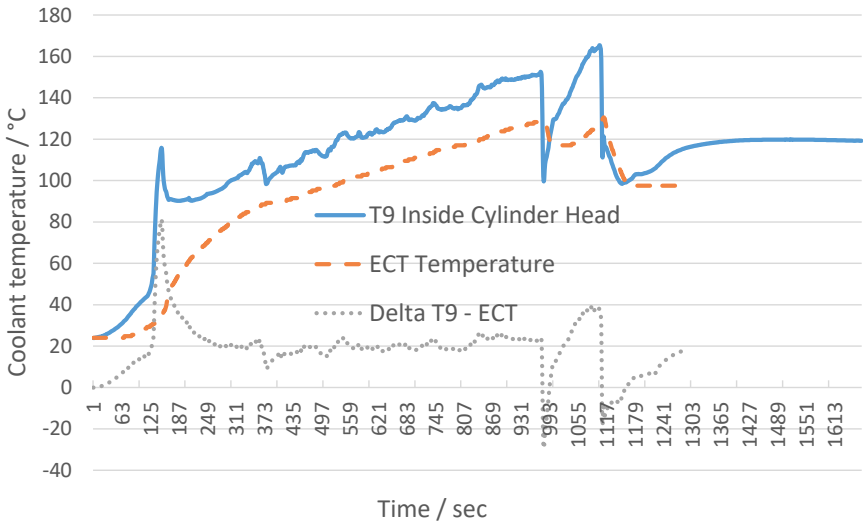


Figure 2: Comparison between coolant temperatures at ECT sensor and inside cylinder head water jacket

The fuel consumption in part 1 was reduced by 1% but in part 2 the fuel consumption increased by -0.2%. The comparison of the cumulated CO_2 emissions helps to explain the result (figure 4). During the first minute the CO_2 emissions reduced quickly, as expected. Then the difference between the ECT sensor and the cylinder head coolant temperature T9 starts to increase, causing non optimal settings for spark advance and cam timing. When the water jacket is filled with coolant, the coolant temperature drops again by ca. 30°C, so

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

the CO_2 emissions increase until the temperatures are more stable when they start to reduce again until in the middle of part 2 when the main valve was opened which caused some undershoot in the coolant temperature as well an increase in the difference between ECT and cylinder head coolant temperature.

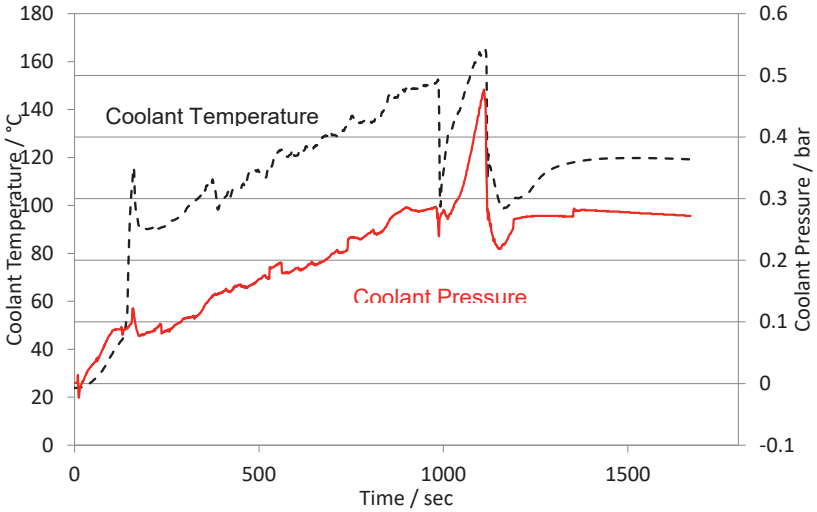


Figure 3: Coolant system pressure

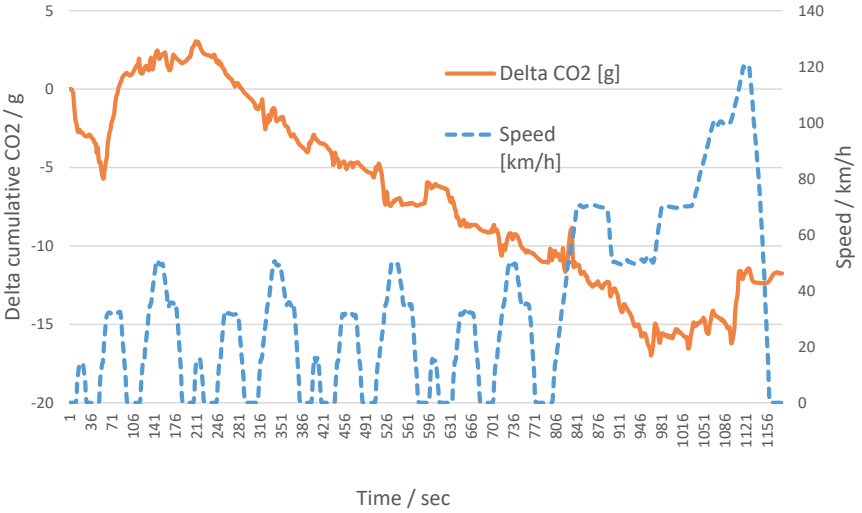


Figure 4: Comparison of cumulated CO_2 emissions Test 1 to baseline.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3.2 High Temperature Heat Storage

For this test a number of changes were made to the installation as shown in figure 5. They included a heat storage tank, an engine oil cooler and two separate circuits with oil coolers to warm up the transmission and the rear axle. Because the first test demonstrated that a coolant temperature of over 160°C could be achieved, it opened the opportunity to utilise the higher temperature of the coolant also during a cold start by adding a heat storage tank. Storing the coolant at a much higher temperature than existent heat storage solutions has two advantages. Firstly, the energy density increases, so for the same storage volume and mass a much higher amount of heat can be stored. Secondly, the exergy increase is even bigger than the energy increase due the improved Carnot efficiency. Figure 6 compares the stored energy and exergy to a conventional heat storage system where after a 24 hour soak period the coolant temperature out of the heat storage tank is 45°C higher than the ambient air which at 25°C air temperature is 70°C. Doubling the temperature difference to 90°C (equivalent to 115°C coolant temperature) doubles the heat that is stored and the exergy is increased by a factor of 3.5. For 180°C temperature difference (205°C coolant temperature) the stored heat is 4 times more and the exergy even 11.5 times more. The heat tank did not include any phase changing material, had a coolant capacity of 4L, and the weight without coolant was 2kg.

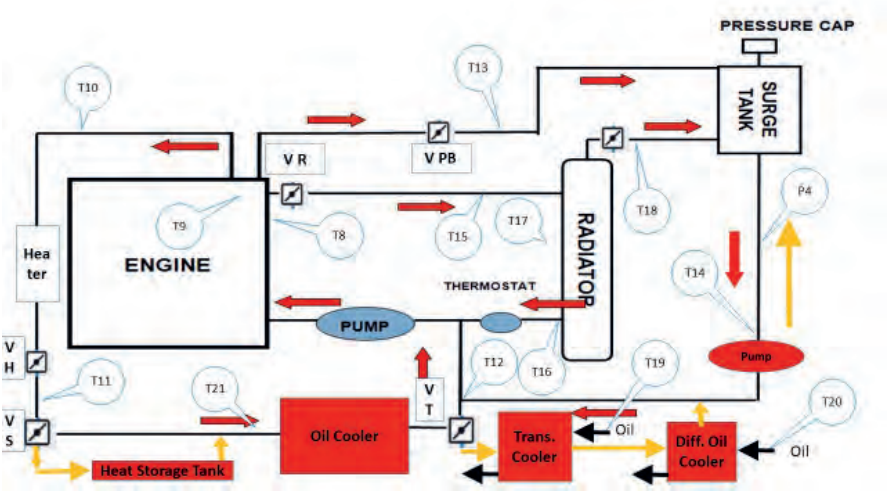


Figure 5: Installation of high temperature heat storage tank

The oil cooler was added to use the heat from the heat storage tank to warm up the engine oil faster to reduce friction. The heat exchangers for the transmission oil and rear axle oil were added so that they could be examined in further test series. The evacuation of the coolant was not used because the heat tank would not be effective during the time when the coolant is evacuated. With a split cooling system that situation would be different. The circuit that includes the cylinder block could run in evacuated condition while the cylinder head could be warmed up quickly with hot coolant from the heat tank.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The test strategy included the following settings: all extra valves were open at the start of the test, including the heat tank valve which was opened just before the start of the test. After 2 minutes the heat tank was closed with bypass valve VS, just when the heat tank was empty, just when the temperature after the heat tank T21 was getting smaller than the temperature before the heat tank, T11. For part 2 the radiator valve was closed so that the coolant temperature could increase as much as possible. After the end of the last steady state speed of 120 km/h the heat tank was opened again to charge it with a coolant temperature of 125°C (figure 7). This was lower than the 160°C in the first test series, due to the additional heat transfer to the engine oil. At the end of the test the engine was left in idle for a few minutes, mainly to monitor the temperatures and to optimise the charging of the heat tank. Ideally that would be controlled through an electrical water pump instead. The same procedure was used for the preconditioning test when the heat tank was charged.

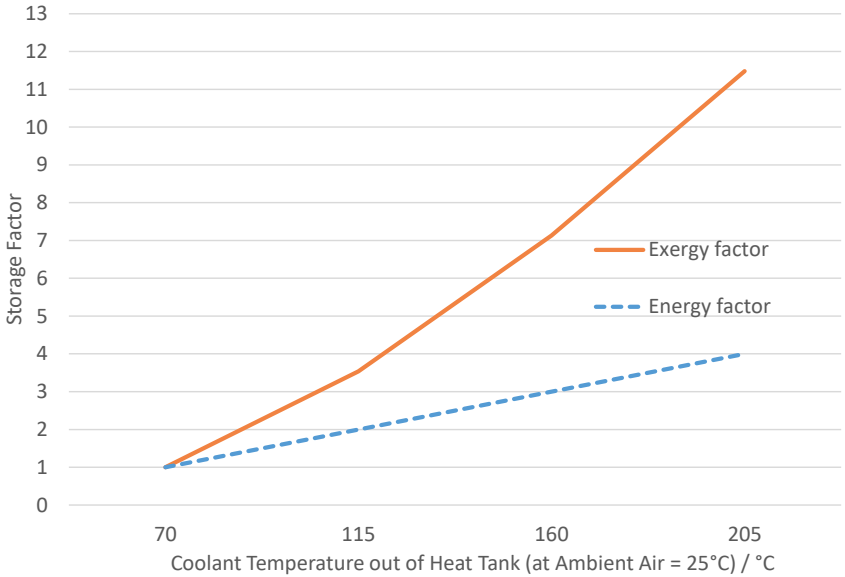


Figure 6: Storage factor as a function of coolant temperature out of the heat tank, at ambient air = 25°C

Figure 7 shows the results of the oil temperature compared to baseline. The system is very effective and reaches an oil temperature of 80°C after only 105 sec, an increase from the baseline situation by 47°C. After that the oil temperature drops again by 20°C but it still maintains an average increase of ca. 20°C for part 1. The maximum coolant discharge temperature out of the heat storage tank is 108°C. As a result of the higher temperatures the fuel consumption is reduced by 3.7% for part 1 and by 2.8% for part 2 and 3.2% for the combined NEDC. The characteristic of the CO_2 emission changes are displayed in figure 8, they reduce almost continuously with a constant slope. The only exceptions are during some of the acceleration phases where the CO_2 emissions increase for a short period. That might be caused by errors in the wall film model of the ECU due to higher temperatures which can cause problems of the fuelling during dynamic load changes if the ECU model is not adjusted

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

to the new temperatures. During the last long deceleration phase from 120 km/h to 0 km/h there is no change in CO_2 emissions, this indicates that the effect of the friction reduction is insignificant in this operating condition.

Another interesting result is the comparison of the emissions. Compared to the baseline test, CO emissions were reduced by 45% and NO_x emissions were reduced by 18%, HC emissions were exactly the same as baseline.

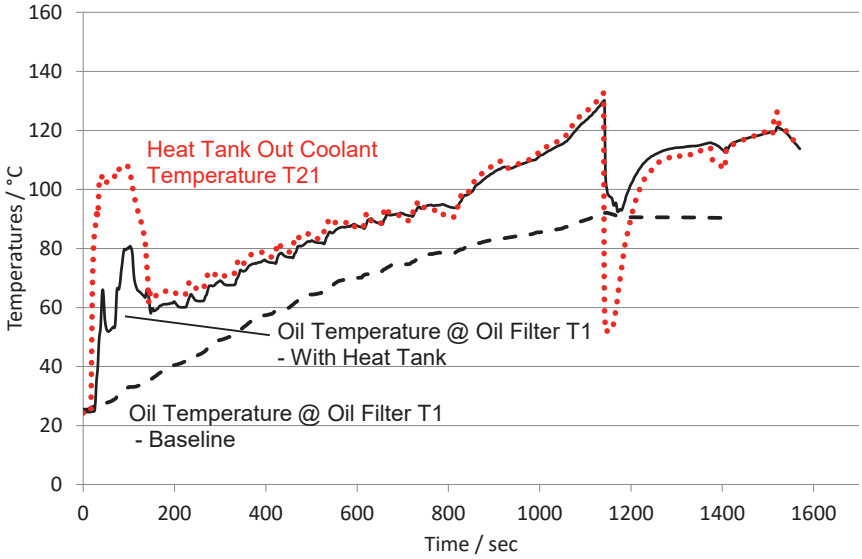


Figure 7: Oil and coolant temperatures with heat storage tank and baseline

Due to the significant reduction of emissions, another test was conducted where the catalyst heating function was deactivated. In this case, the catalyst heating function consisted primarily two strategies at the cold start, firstly the increase of the idle speed to increase the exhaust mass flow and temperature, and secondly, retarding the spark to increase the exhaust temperature. The result was another significant reduction in fuel consumption, mainly for part 1. Compared to baseline, the fuel consumption in part 1 was reduced by 9%, 2.4% for part 2 and 5.7% for the combined NEDC. The comparison of cumulated CO_2 emissions with the test with catalyst heating function and with heat storage tank shows a rapid reduction of the CO_2 emissions during the first 80 seconds. After that the CO_2 emissions start to increase slightly until the end of part 1. In part 2 no significant trend is evident, the small increase in CO_2 emissions seems to be caused by a slightly more aggressive driving style as evident in the speed fluctuations during the steady state sections at 50 km/h and 100 km/h (figure 9). The small increase in CO_2 emissions after the completion of the first 80 seconds in part 1 can be explained by a slightly different strategy for the operation of the heat tank. Accidently, the heat tank was closed too late when it was already empty so that cold coolant could re-enter the engine. This caused a reduction of oil temperature by more than 10°C which partially remained through part 1 (figure 10).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

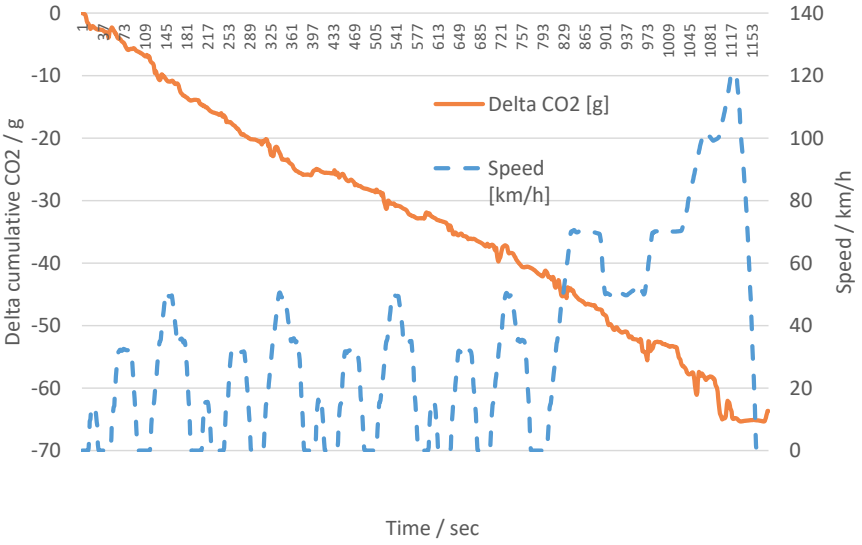


Figure 8: Comparison of cumulated CO_2 emissions with heat storage tank to baseline.

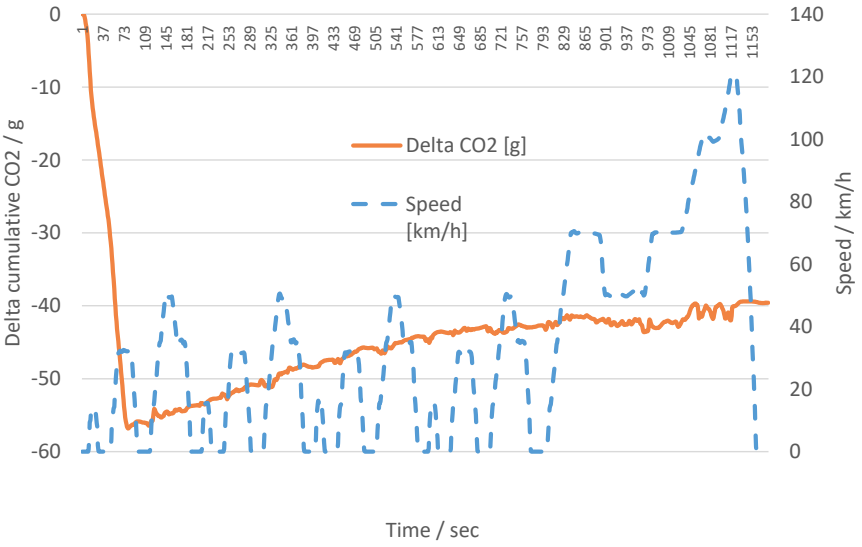


Figure 9: Comparison of cumulated CO_2 emissions with heat storage tank with and without catalyst heating

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

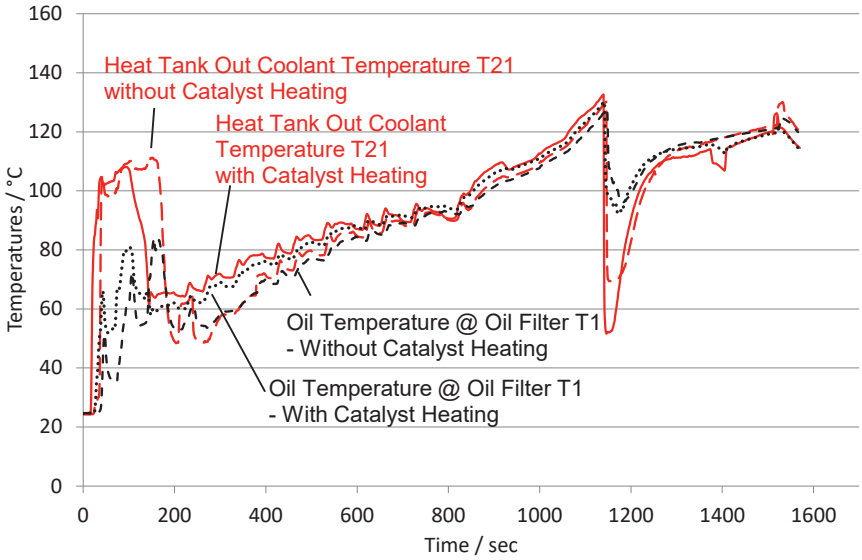


Figure 10: Oil and coolant temperatures with heat storage tank, with and without catalyst heating

CO emissions were still 10% lower than in baseline configuration. The CO emission result is even more remarkable when looking at the second by second results of the cumulated CO emissions (figure 11). With heat storage tank and without the catalyst heating function, at end of part 2 they were even 45% lower than baseline. Only at the end of part 2 they increased rapidly when the ECU switched to open loop fuel control, coincidently at the same time when the variable intake manifold switched into the power mode for a few seconds. Maybe that switching caused a slight over fuelling due to the higher intake temperatures that reduce the condensation of fuel vapour in the intake because the ECU was not calibrated for the high coolant temperatures. Most emissions are higher than baseline (table 4) but still less than 60% of the limits.

The biggest reduction of CO emissions comes right from the start through the reduction of the idle speed which reduces the exhaust mass flow significantly. After the completion of the catalyst heating phase, further improvements are derived by the warmer combustion chamber surface temperatures which let the flame burn closer to the walls and avoid further small CO break throughs. Interestingly, in gasoline engines the majority of the particulate emissions are also formed during the cold start and warm up phase (Maus, 2010), as they are also generated through fuel droplets that are in contact with the cold combustion chamber walls. So it can be expected that the application of a high temperature heat storage tank in combination with the avoidance of cold start idle speed increase could also help to significantly reduce particulate emissions.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

It is notable that the temperature in the engine compartment with the higher coolant temperatures is more than 10°C lower than in the baseline condition (figure 12). The reason is that the radiator is not used during the entire NEDC test. For the baseline condition the radiator transfers heat to the cooling air which in turn warms up the engine compartment instead of cooling it! This shows that the assumption that high temperature coolants increase the temperature in the engine compartment is a misconception related to the most common operating conditions.

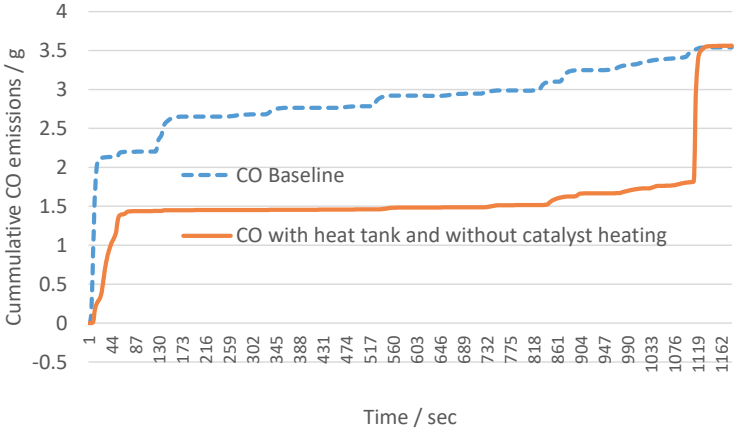


Figure 11: Cumulated CO emissions without catalyst heating and with heat storage tank compared to baseline

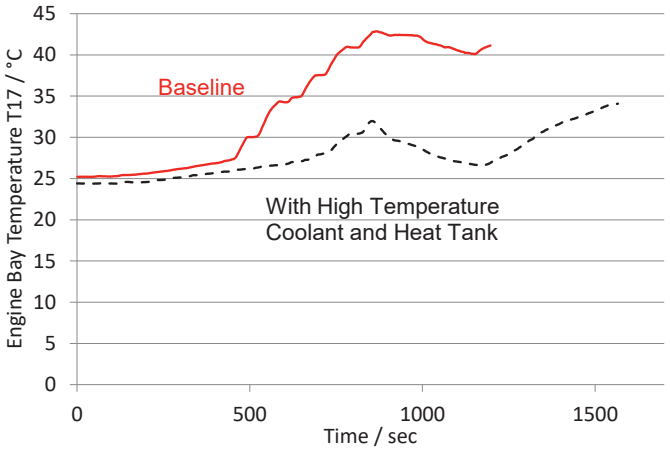


Figure 12: Engine compartment temperature T17 next to the radiator fan safety switch for baseline and with heat tank and high temperature coolant

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fuel Consump-tion	Unit	Base -line	Evacu -ation	Change	Heat Tank	Change	Heat Tank, no Cat Heat.	Change
Part 1	l/100km	9.14	9.05	-1.0%	8.8	-3.7%	8.32	-9.0%
Part2	l/100km	5.4	5.41	0.2%	5.25	-2.8%	5.27	-2.4%
Combined	l/100km	6.78	6.75	-0.4%	6.56	-3.2%	6.39	-5.7%
Emissions								
CO2	g/km	160	159	-0.6%	155	-3.1%	151	-5.6%
THC	g/km	0.021	0.032	52.4%	0.021	0.0%	0.033	57.1%
CO	g/km	0.367	0.516	40.6%	0.202	-45.0%	0.33	-10.1%
NOx	g/km	0.009	0.01	17.6%	0.007	-17.6%	0.044	417%
NMHC	g/km	0.019	0.028	51.4%	0.019	2.7%	0.031	67.6%

Table 4: Summary of fuel consumption and emission results

4. Conclusions

1) Vehicle tests in an ISO17025 accredited lab demonstrated a fuel economy improvement and CO_2 reduction of 5.7% for the NEDC test by using a frugal heat storage system with a high temperature coolant.
2) For the urban part the fuel consumption was reduced by 9%.
3) For the extra urban part a fuel economy improvement of 2.8% was achieved by increasing the coolant temperature to 130°C.
4) Due to the fast warm up, the catalyst heating function could be disabled and the CO emissions during part 1 were still reduced by 45% at the same time. Therefore the system seems to have the potential to also significantly reduce particulate emissions.
5) NOx emissions were reduced by 18%. Without catalyst heating NOx emissions were still within 60% of the limits but more than 4 times higher than baseline, mainly due to the slower catalyst warm up and a short open loop fuelling event in part 2 that caused a break through.
6) The high temperature coolant reduces the coolant pressure to 0.5 bar at a coolant temperature of 160°C and to only 0.3 bar at 130°C coolant temperature.
7) The higher boiling temperature of the high temperature coolant avoids the risk of erupting coolant and scalding when the pressure cap is opened with hot coolant.
8) The maximum temperature in the engine compartment was reduced by more than 10°C because the radiator was not needed during the NEDC.
9) A method for quick evacuation of the coolant from the engine water jacket into the pressure bottle was successfully demonstrated. Fuel consumption in the urban part was reduced by only 1% due to limitations of the position of the coolant temperature sensor in the coolant outlet manifold.
10) After being charged with hot coolant at a temperature between 125°C and 130°C and after a subsequent 24 hour soak period, the coolant discharge temperature out of the heat storage tank reached a maximum of 108°C.
11) An engine oil temperature of 80°C was reached after only 105 seconds with the help of an oil/coolant heat exchanger.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5. Recommendations/Next Steps

- A steady state optimisation at higher coolant temperatures should be conducted for the entire speed/load map to find the best coolant temperature for each point.
- Based on this steady state optimisation a new strategy should be developed to achieve the lowest emissions and best fuel economy during real driving on the road.
- For the optimisation a new coolant temperature sensor should be used that can be mounted at a position in the cylinder head that is much closer to the combustion chamber wall than the existing coolant temperature sensor.
- If a coolant temperature higher than 130°C delivers further fuel economy benefits it should be investigated to achieve a higher temperature by further heating measures such as using an exhaust gas heat exchanger.
- For further vehicle tests the measurement of particulate mass and particulate numbers should be included. The WLTP test and real driving tests should be included in this investigation to find out if highest coolant temperature with the best fuel efficiency can be achieved in the WLTP test without the use of an exhaust gas heat exchanger
- To reduce emissions, especially particulates, pre-warming with the heat storage tank should be investigated. A variation of the pre-warming time between 5 seconds and up to 2 minutes, the duration it takes to empty the heat storage tank, may be included.
- Once a more suitable ECT sensor position has been implemented, the tests with evacuated coolant should be repeated, and with a longer time in the evacuated condition.
- For quicker refilling the pressure bottle need to be modified with a larger diameter connection to the engine coolant outlet manifold.
- To combine the benefits of the heat storage tank and the coolant evacuation, a split cooling system could be investigated where only the cylinder block is evacuated and the cylinder head is pre-warmed by the heat tank.
- To avoid the 20°C temperature drop of the engine oil after depletion of the heat tank, as seen in figures 7 and 10, an inner insulation of the oil galleries and the crank case should be investigated (Roberts, 2013) (Will, 2017).
- Warming up the transmission and rear axle could also be tested, as originally planned.
- It would be interesting to see the performance of the system with a hybrid powertrain as they typically warm up much slower.
- After the optimisation of fuel economy and emissions, testing of other vehicle attributes should follow, including cabin heater performance, engine performance, and cooling performance at top speed and during trailer towing.

Acknowledgements

The authors would like to thank the Liudong Government, Woco Industrietechnik GmbH, Evans Cooling Systems Australasia, China, and USA, Dana Canada, Mackay Rubber, Davies Craig, Wingmate, Mahle Behr, the emission lab personnel from SGMW, the Race Car Club Liuzhou, Dr Wenyuan Wang and Dr David Baghurst from Oxford University Innovation, and Han Xun Tang and Qiaoya Zhu from Jinhui, without their support this research project would not have been possible.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Contact

E-mail: frank.will@ino8.com Phone: +61 402 904 293

References

(Alexander, 2013) Utilization of Waterless Coolant to Improve Fuel Economy and Increase Engine Durability, Mark V Alexander, Mark J Stone, SAE 2013 Heavy Duty Vehicles Symposium - Technologies for High Efficiency & Fuel Economy, September 29 – 30, 2013 Rosemont, Illinois, USA

(Appelt, 2012), Modellbasierte Optimalsteuerung als Auslegungswerkzeug für Thermomanagementfunktionen, Christian Appelt, Christoph Käppner, Waermemanagement im KfZ, 2012

(Duchardt, 2015) Korrosionsverhalten von Aluminium – Einfluss von Kühlmittelverdampfungen, T. Durchhardt, G. Andersohn, M. Oechsner, MTZ 05/2015, p. 74-82

(Duchardt, 2016) Anforderungen an Kühlmittel auf Basis alternativer Gefrierpunkterniedrigungsmittel, T. Durchhardt, G. Andersohn, M. Oechsner, R. Mueller, MTZ 12/2016, p. 82-87

(Eilemann, 2013) Enthalpy Storage Concept for CO_2 Reduction, A. Eilemann, R. Koelblin, R. Muller, T. Strauss, MTZ 01/2013 p. 12-17

(Gosslau, 2016) CO_2 – Bilanzen und Wärmemanagementmaßnahmen, Dirk Goßlau, Prof. Dr.-Ing. Peter Steinberg, BTU Cottbus, Fahrzeugtechnik und –antriebe, X. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, 09./10. Juni 2016, Potsdam

(Haj-Assad, 2017) Top 10 Best-Selling Cars in China, Sami Haj-Assaad, AutoGuide.com, accessed 29/12/2017 http://www.autoguide.com/auto-news/2017/03/top-10-best-selling-cars-in-china.html

(Li, 2013) Prof. Jun Li, Entwicklungstrends bei Chinesischen Elektrofahrzeugen, ATZ 01/2013

(Lohse, 2001) "Snapping shrimp make flashing bubbles", D. Lohse; B. Schmitz; M. Versluis (2001), Nature. 413 (6855): 477–478. doi:10.1038/35097152. PMID 11586346.

(Maus, 2010), The E-Cat as thermal management solution in modern vehicle applications, Wolfgang Maus, Rolf Brueck, Roman Konieczny, Andreas Scheeder, MTZ 05/2010 p. 340-346

(NATA, 2007) ISO/IEC 17025 Application Document Supplementary Requirements for accreditation in the field of Chemical Testing, NATA, January 2007

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(Regan, 2006) Safety Alert, Severe Scald From Radiator Cap Removal, Rob Regan Director, Mine Safety Operations Branch New South Wales Department Of Primary Industries, 30 January 2006

(Roberts, 2013) Reducing thermal losses from automotive lubricant circuits during cold start by the application of polymer insulation, A Roberts, R Brooks, P Shipway, J Dominy, R Gilchrist, R Helle-Lorentzen, Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings, Coventry, May 2013

(Will, 2008) The importance of advanced test processes to reduce emissions and fuel consumption, F. Will, key note speech, ICSAT conference, Melbourne, 2008.

(Will, 2017) Wärmeisoliertes System zur Schmierung von rotierenden und oszillierenden Bauteilen eines Kraftfahrzeugs, Europäische Patentschrift, EP 2 959 123 B1, 06/09/2017

(Wittich, 2018), China Gegen Spritschlucker - 553 Automodelle dürfen nicht mehr gebaut werden, Holger Wittich, Gregor Hebermehl, Andreas Of, auto motor und sport Newsletter, 2/1/2018 accessed 3/1/18 https://www.auto-motor-und-sport.de/news/elektroautoquote-china-2019-12185074.html?utm_source=newsletter&utm_campaign=manually

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. Heinrich Dismon, Dr.-Ing. Peter Seggewiß,
Dr. rer.-nat. Dirk Hunkel

Rheinmetall Automotive AG, Neckarsulm

Innovative Elektrifizierungstechnologien für zukünftige konventionelle und alternative Fahrzeugantriebe

Innovative technologies for the electrification of future conventional and alternative vehicle powertrains

Kurzfassung

Die sich hochdynamisch verändernden Mobilitätsanforderungen der Weltbevölkerung und der global fortschreitende Klimawandel erfordern eine Anpassung der Mobilitätskonzepte durch modifizierte oder neue Fahrzeugarchitekturen. Neben den konventionellen verbrennungsmotorischen Antrieben gewinnen elektrifizierte und vollelektrische Fahrzeuge immer mehr an Akzeptanz und an Bedeutung. Letzteres gilt insbesondere vor dem Hintergrund weltweit voranschreitender legislativer Regularien.

Während es im Bereich konventioneller Antriebe bei der Elektrifizierung von Nebenaggregaten und auch teilweise des Fahrantriebs im Wesentlichen um eine gesamtheitliche Effizienzsteigerung geht, steht bei elektrischen Antriebssystemen die generelle Verfügbarkeit der Funktion und die Reichweite im Vordergrund.
Die Rheinmetall Automotive AG, hervorgegangen aus der Kolbenschmidt Pierburg AG, beschäftigt sich bereits seit Jahren intensiv mit der Elektrifizierung von Nebenaggregaten wie beispielsweise elektrischen Kühlmittelpumpen oder elektrischen Ölpumpen zur bedarfsorientierten Darstellung von Funktionen für konventionelle aber auch alternative, z.B. hybridisierte Antriebsstränge.

Dem weltweiten Trend zu elektrischen Antriebssystemen folgend, hat die Rheinmetall Automotive AG u.a. die Entwicklung eines modular aufgebauten elektrischen Energiespeichersystems realisiert und ergänzt dies mit der Entwicklung von elektrischen Fahrantriebssystemen.
Neben der Vorstellung dieser Neuentwicklungen erfolgt im Rahmen des Vortrags auch eine Diskussion von Elektrifizierungsansätzen für Nebenaggregate sowie eine daraus abgeleitete integrale Bewertung bezüglich Aufwand und Nutzen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1. Einleitung

Die Mobilitätsansprüche der Bevölkerung verändern sich mit zunehmender Geschwindigkeit. Dabei verstärken einige Einflussparameter diese Veränderung überproportional wie etwa die Globalisierung, die demografische Entwicklung und die Urbanisierung. Ganz wesentlich sind aber für die Veränderung auch die Notwendigkeit des Klimaschutzes im Hinblick auf die Zukunftsabsicherung unseres Lebensraumes und ein signifikant anderes Endkunden-Bedürfnis Mobilität zu erleben, zu nutzen und zu konsumieren.

Im Bereich der Individualmobilität ist derzeit wohl der größte Wandel offensichtlich, der sich in neuen Mobilitätskonzepten, aber vor allem auch in anderen Fahrzeugkonzepten manifestiert. Neben der Vernetzung der Fahrzeuge zur allzeitigen Interaktion mit Informations- und Steuerungssystemen sowie der Automatisierung oder Autonomisierung der Fahrzeuge stellt der mögliche Übergang des heute weltweit dominanten Verbrennungsmotors als Antrieb auf mehrheitlich elektrische Antriebe den wohl größten Veränderungsprozess dar.
Die schon eingeleitete Transformation erfordert dabei eine schrittweise Elektrifizierung des Fahrzeugantriebsstranges. Aus heutiger Sicht bleibt festzuhalten, dass bis auf absehbare Zeit rein batterieelektrisch betriebene Fahrzeuge (BEV) ein noch nicht genau quantifizierbares Marktsegment einnehmen werden und andere etablierte Antriebstechnologien mit großer Wahrscheinlichkeit auch über Jahre hinaus noch Ihre Daseinsberechtigung haben werden. An erster Stelle ist und bleibt hier der Verbrennungsmotor zu nennen, wobei dieser auch mit alternativen oder synthetischen Kraftstoffen zu betreiben ist. Auf längeren Strecken könnten auch mobile Brennstoffzellensysteme eine Technologieoption darstellen, die letztlich aber auch einen elektrischen Antriebstrang erfordern.

Schlussendlich bleibt davon auszugehen, dass über einen längeren Zeitraum ein Technologiemix am Markt zu sehen sein wird und dies mehr oder minder mit dem Tenor nicht entweder Verbrennungsmotor oder Elektroantrieb, sondern vielmehr sowohl Verbrennungsmotor als auch Elektroantriebe in verschiedenen Formen und Kombinationen.

2. Elektrifizierung von Fahrzeugen - Typologie

Neben den schon klassisch realisierten elektrisch betriebenen Systemen wie etwa dem Motormanagementsystem oder der Getriebesteuerung erfolgt darüber hinaus auch im Falle konventioneller Antriebe mit Verbrennungsmotor eine intensive Elektrifizierung von Nebenaggregaten. Die vorrangigen Zielsetzungen sind in diesen Fällen die bedarfsorientierte und schnelle Bereitstellung einer Funktion oder Nutzleistung sowie eine in der Regel damit auch verbundene Effizienzsteigerung des Antriebes, der sich in einem geringen Energieverbrauch niederschlägt.
Im Falle von hybridisierten Antrieben sind viele der elektrisch betriebenen Nebenaggregate oftmals erst der Wegbereiter der gesamttechnischen Lösung. Beispielhaft sei hier die Förderung und Regelung von Kühlmittelströmen genannt, die auch im Falle des Nichtbetriebs des Verbrennungsmotors effizient und zuverlässig sichergestellt werden müssen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Trotz zumeist unterschiedlicher Anforderungen in den Elektrifizierungsgraden der verschiedenen Fahrzeugkonzepte (Abbildung 1) sind viele Basiskomponenten bzw. -systeme oftmals gleich oder ähnlich.

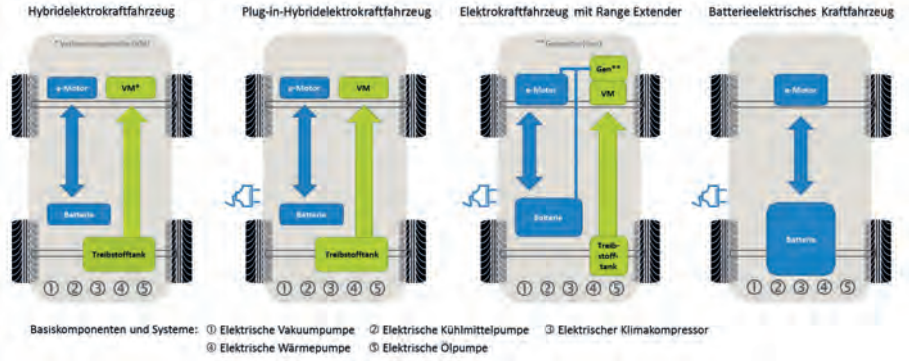


Abbildung 1: Elektrifizierungsgrade von Fahrzeugen

Neben Produkten für den Verbrennungsmotor sind insbesondere technische Lösungen für den Einsatz in den Bereichen Komfort und Sicherheit, Kühlmittel- und Thermomanagement sowie elektrische Energiespeicher und elektrische Fahrantriebe zu nennen (Abbildung 2).



Abbildung 2: Rheinmetall Automotive Produktspektrum - Elektrifizierung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3. Elektrifizierungstechnologien für Nebenaggregate

Der Großteil heutiger PKW wird noch mittels eines hydraulischen Mehrkreisbremssystems verzögert, welches entweder pneumatisch oder direkt elektrisch unterstützt wird.
Die pneumatische Unterstützung, welche heute noch mehrheitlich Anwendung findet, wird in der Regel durch eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Vakuumpumpe realisiert und mittels Bremskraftverstärker in das Bremssystem eingeleitet. Im Falle von Hybridfahrzeugen oder rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen steht diese Möglichkeit zur Erzeugung von Vakuum nicht zur Verfügung, so dass beispielsweise eine elektrisch betätigte und bedarfsorientiert zuschaltbare Vakuumpumpe eingesetzt werden muss.
Die in nachfolgender Abbildung 3 dargestellte elektrische Vakuumpumpe von Rheinmetall Automotive stellt derzeit den Benchmark in Bezug auf Leistungsdichte und Akustikverhalten dar.



Abbildung 3: Elektrische Vakuumpumpe mit Pumpenwerk

Die mittels 12 oder 48 Volt Gleichstrombürstenmotor angetriebene Pumpe ist als Trockenläufer konfiguriert und kann von Seite des Leistungsverhaltens sowohl als Booster-Pumpe einem existenten Vakuumkreislauf zugeschaltet werden als auch als eigenständige Pumpe fungieren. Abbildung 4 zeigt den Leistungsvergleich zu am Markt verfügbaren Systemen in Bezug auf die Evakuierungszeit eines Referenzvolumens von 5 Litern.

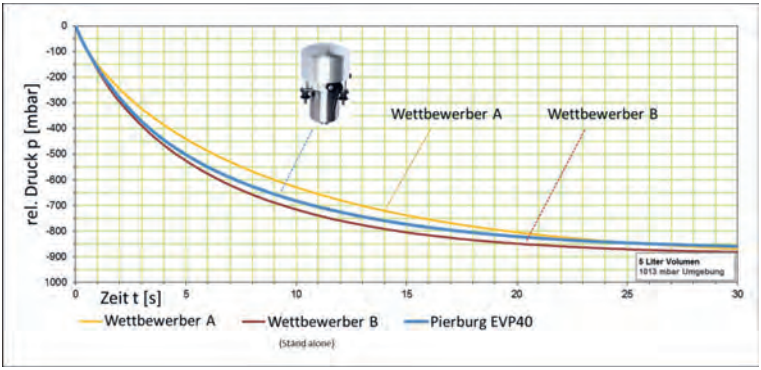
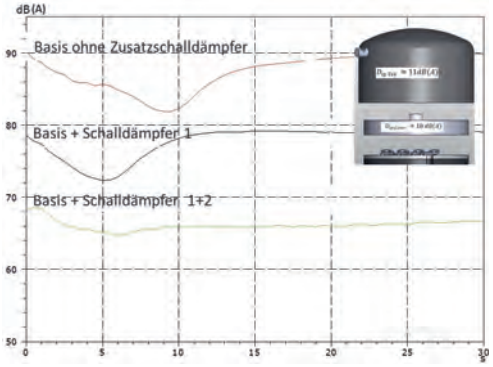


Abbildung 4: Evakuierungsverhalten über Zeit

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das Akustikverhalten der Vakuumpumpe stand im Zentrum der Entwicklung, da gerade in elektrisch betriebenen Fahrzeugen ein niedriges Geräuschniveau vorliegt und daher eine hohe Sensibilität des Fahrers gegenüber Schall emittierenden Quellen zu erwarten ist. Neben einer adäquaten Grundauslegung des Elektromotors und des Laufzeuges wurde eine signifikante Geräuschreduzierung durch eine geeignete Werkstoffauswahl sowie durch abschirmende Maßnahmen im Bereich des Pumpenwerkes erzielt.
Abbildung 5 gibt Aufschluss über die erzielte Geräuschpegelabsenkung von etwa 20 dB(A) gegenüber dem Basissystem mittels kaskadiert geschalteten Schalldämpfersystems.

Abbildung 5:
Einfluss Schalldämpfersystem
auf Schallemission Vakuumpumpe



Während der Einsatz elektrisch angetriebener Kühlmittelpumpen in Hybrid- und Elektrofahrzeugen unabdingbar ist, so wird die Mehrzahl der Verbrennungsmotoren noch mittels mechanisch angetriebener, zumeist elektrisch geregelter Hauptstrom-kühlmittelpumpen gekühlt.
Im Rahmen einer integralen Betrachtung von Potentialen zur Kraftstoffverbrauchs-reduzierung bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen mittels Verbrennungsmotor wurde ein PKW des C-Segmentes (untere Mittelklasse) betrachtet. Am Fahrzeug, ausgestattet mit einem 1,4L DI-Otto-Turbomotor in EURO 6 Konfiguration, erfolgten versuchstechnische Untersuchungen, die mittels Simulation untermauert wurden. Neben anderen Eingriffen in das Fahrzeug erfolgten auch Maßnahmen zur Elektrifizierung der Nebenaggregate, u.a. im Bereich des kühlmittelgebundenen Thermomanagements. Hierzu wurde das Basisfahrzeug, welches mit ungeregelter, rein mechanisch betriebener Kühlmittelpumpe und passivem Thermostat ausgestattet war, mit einer Konfiguration verglichen, die auf eine rein elektrische Hauptstromkühlmittelpumpe und elektrisch betätigte Kühlmittelschalt- und Regelventile aufbaut. Diese Konfiguration erlaubte deutlich größere Freiheitsgrade zur thermischen Konditionierung insbesondere des Verbrennungsmotors.

Wesentlicher Fokus bei der Implementierung war eine Vermeidungsstrategie bezüglich Reibleistungen (Triebwerk) und Schleppleistungen (Pumpe), die in Verbindung mit einer schnelleren Triebwerksaufheizung im NEDC Zyklus (New European Driving Cycle) zu einem Kraftstoffverbrauchsvorteil von etwa 3 % führten (Abbildung 6).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

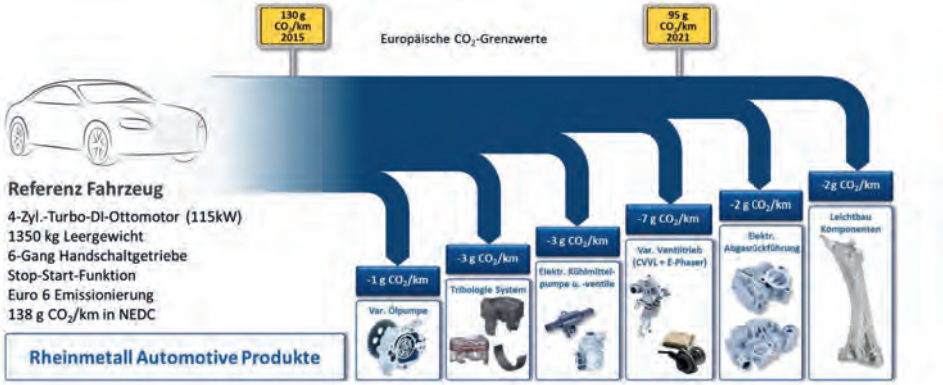


Abbildung 6: Potentiale zur Kraftstoffverbrauchseinsparung an einem Fahrzeug der unteren Mittelklasse mit Ottomotor im NEDC Zyklus

Die in dem beschriebenen Vorhaben eingesetzte elektrische Kühlmittelpumpe entstammt einer Baukastentechnologie, die anwendungs- bzw. bedarfsorientiert für die Anforderungen der verschiedenen Elektrifizierungsplattformen (Abbildung 1) genutzt werden kann.
Gemeinsam ist allen elektrischen Pumpen aus dem Hause Rheinmetall Automotive dasselbe Grundprinzip mittels berührungslosem und damit verschleißfestem BLDC Elektromotor, einer in der Pumpe integrierten Logik- und Leistungselektronik sowie einem anwendungs-spezifisch ausgelegtem Pumpenwerk. Die Pumpen sind durchweg als Nassläufer konzipiert und somit grundsätzlich hohen thermischen Lasten gewachsen. Neben der heute noch üblichen 12 V Spannungslage sind auch Systeme für 48 V Bordnetze und für Hochvoltbordnetze oberhalb von 400 V verfügbar (Abbildung 7).



Abbildung 7: Baureihe elektrischer Hauptstromkühlmittelpumpen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4. Neue Technologiefelder im Bereich Elektrifizierung

Während die voran beschriebenen Technologien für das Kühlmittelmanagement eher traditionelle Felder für Rheinmetall Automotive darstellen, so werden nachfolgend neue, aus Marktsicht wichtige Wachstumsfelder beschrieben. Neben einem System zum Thermomanagement auf Basis der Wärmepumpentechnologie sind außerdem Technologien für die elektrische Energiespeicherung in Form eines leistungsfähigen Batteriepacks sowie elektrische Fahrantriebe zu nennen. Beide Technologien sind mit dem Fokus auf PKW Anwendungen bzw. sogenannte Last-/First-Mile Integrationen ausgelegt.

4.1 Thermomanagement mittels Wärmepumpensystem

Ausschlaggebend für die Entwicklung waren Diskussionen und Erfahrungen bezüglich rein batterieelektrisch betriebener Fahrzeuge (BEV) im Kontext der zur Verfügung stehenden Reichweite und den erforderlichen Energieaufwendungen zur Klimatisierung und Beheizung des Fahrgastraumes, die teilweise nur mit wertvoller elektrischer Energie zu Lasten der Reichweite erfolgen können. Darüber hinaus lassen sich auch andere Aggregate im Sinne eines gesamtheitlichen Energiemanagements einbeziehen. Beispielhaft können die Konditionierung des Batteriesystems wie auch der Elektrofahrantrieb genannt werden. Wesentliche Grundvoraussetzung für ein Wärmepumpensystem ist die Existenz eines Kältemittelverdichters, der in den meisten Fahrzeugkonzepten vorhanden ist.
Rheinmetall Automotive entwickelt einen elektrischen Klima- bzw. Kältemittelverdichter, der für den Einsatz in Hochvoltbordnetzen mit 400 V eingesetzt werden kann. Es handelt sich bei dem Aggregat um einen mittels BLDC Elektromotor getriebenen Mediumläufer, dessen Scroll-Verdichterlaufwerk für das aktuell gebräuchliche Medium R1234yf konzipiert ist. Mit ca. 6 kW Leistungsaufnahme zielt das Aggregat auf den Einsatz im PKW Bereich ab. Die in Abbildung 8 abgebildete Wärmepumpe wurde als Modul konzipiert und findet erste Anwendung bei einer Kleinserie von Elektrobussen. Vorteilhaft ist die einfache Integration mit nur zwei Schnittstellen, nämlich dem elektrischen Bordnetz und dem Kühlmittelkreislauf. Der Kältemittelkreislauf hingegen ist als abgeschlossener Modulkreislauf ausgebildet.

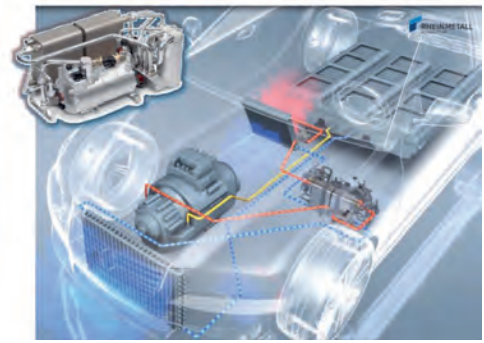


Abbildung 8: Wärmepumpenmodul integriert in einem Fahrzeugantriebstrang

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Rahmen der Entwicklung wurde auch ein käufliches Elektrofahrzeug mit einem entsprechend angepassten Wärmepumpensystem ausgestattet, um die grundsätzlichen Potentiale zur Reichweitenoptimierung auszuloten.
Abbildung 9 zeigt die im Versuchsfahrzeug spezifisch eingebrachte Konfiguration ohne den Kältemittelverdichter sowie den im Motorraum eingebrachten Verbund.

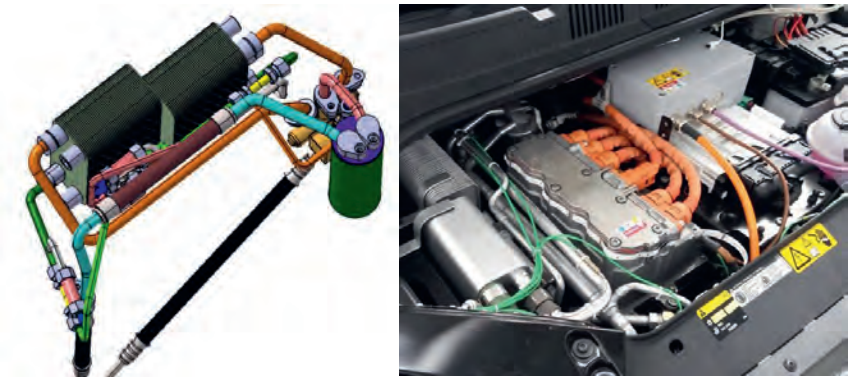


Abbildung 9: Systemaufbau und -integration in einem Versuchsfahrzeug (BEV)

Die mit dem Versuchsfahrzeug gewonnenen Ergebnisse im NEDC Zyklus (Abbildung 10) zeigen, dass mit der Wärmepumpe zur Fahrgastraumkonditionierung unter Ausnutzung von Verlustwärmen im Bereich des Antriebstranges eine deutliche Reichweitensteigerung gegenüber der Basisausstattung mit PTC Widerstand (Positive Temperature Coefficiant Thermister) erzielt wurde. Die in den Versuchen erzielte maximale Reichweiten-steigerung von etwa 38 % wurde bei einer Außentemperatur von 0° Grad Celsius ermittelt.

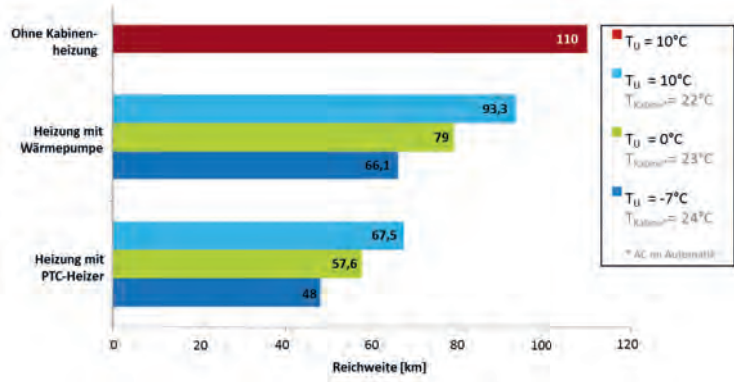


Abbildung 10: Vergleich Fahrzeugreichweite im NEDC Zyklus mit Heizung mit PTC(Serie) bzw. Wärmepumpe bei verschiedenen Außentemperaturen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.1 Batteriepack

Um das zukünftige Produktsegment der elektrischen Antriebssysteme abzudecken, hat Rheinmetall Automotive zusammen mit einem externen Partner ein Konzept eines modernen PKW-Batteriepacks entwickelt. Hauptziele waren die Umsetzung eines modularen Designs mit niedriger Bauhöhe, angewandtem Leichtbau, integriertem aktiven Thermomanagement und hoher spezifischer Energiedichte.
Die Konzeptentwicklung sollte darüber hinaus in einem batterieelektrischen FIAT 500 als zukünftigem Rheinmetall Automotive Demonstrationsfahrzeug für Elektromobilität mit einer Zielreichweite von > 250 km zur Anwendung kommen (Abbildung 11).



Abbildung 11: Rheinmetall Automotive Demonstrationsfahrzeug für Elektromobilität mit integriertem 90 kW E-Motor und 29 kWh Batteriepack

Die maximalen Abmessungen und Schnittstellen des Batteriepacks und E-Antriebs haben sich daher aus dem Bauraum des umzurüstenden Fahrzeugs ergeben (Abbildung 12).
Um das Ziel einer möglichst hohen spezifischen Energiedichte des Batteriepacks in Wh/kg zu erreichen, ist neben einem niedrigen Gewicht aller verwendeten Bauteile und Komponenten und einem kleinen genutzten Gesamtvolumen die spezifische Energiedichte der auszuwählenden Batteriezelle in Wh/kg entscheidend. Als Messgrößen zur Bewertung von Designvarianten wurden der Pack-Faktor des Batteriepacks und die Kosten der E/E-Komponenten gewählt. Der Pack-Faktor gibt dabei das Verhältnis von Gesamtgewicht des Batteriepacks zum Gesamtgewicht der Zellen des Batteriepacks an.
Da die Zellauswahl die mögliche Verschaltung der Zellen, die Batteriemodulabmessungen, die Batteriepackabmessungen, die Möglichkeiten eines aktiven Thermomanagements der Batterie, das Fahrzeug-Gewicht und die Reichweite des Fahrzeugs beeinflusst, muss der Batteriedesignprozess iterativ mehrmals durchlaufen werden.
Am Anfang stand die Vorauswahl grundsätzlich in Frage kommender Batteriezellen. Um die Zielreichweite für das Fahrzeug realisieren zu können, wurde eine spezifische Energie von > 200 Wh/kg bei der Zellauswahl angestrebt. Vier ausgewählte Zellen wurden hinsichtlich möglicher Verschaltungsvarianten, dem sich ergebenden Zell- und Strukturgewicht bzw. dem Pack-Faktor, dem erzielbaren Gesamtenergieinhalt und der Erfüllung des Zielgewichts des Batteriepacks untersucht. Anschließend wurden verschiedene Variationen der Anordnungen möglicher Batteriemodule mit der finalen Zelle untersucht und bewertet (Abbildung 12). Zusätzliche Bewertungskriterien waren dabei die maximale Modulspannung, die Anzahl an notwendigen Modulvarianten, der Module, der Modulebenen sowie Auswirkungen auf Verschaltung und die Realisierung des aktiven Thermomanagements.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

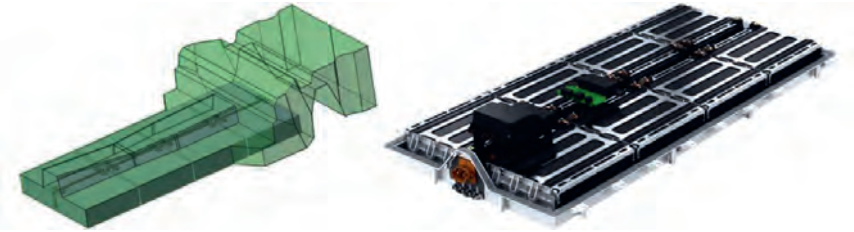


Abbildung 12: Ausgewählte Variante möglicher Verschaltungen des Batteriepacks mit maximalem Bauraum und realisiertem Batteriepack

Zugunsten eines ebenen und möglichst kompakten Batteriepackdesigns wurde auf eine Realisierung einer maximalen Reichweite durch Nutzung des gesamten Bauraums bewusst verzichtet und die abgebildete Variante ausgewählt.
Das modulare Grundkonzept ermöglicht jedoch die flexible Realisierung von ggf. abweichenden Kundenanforderungen. Die gewählte Variante führt zu einer Verschaltung von acht in 3p12s aufgebauten Modulen mit einer Verschaltung in 3p96s für das Batteriepack (Abbildung 13).
Ein Vorteil ist eine sich ergebende Modulspannung von < 60 V bei einem Modulenergieinhalt von nominell 3,6 kWh. Für das Batteriepack ergibt sich eine Batteriekapazität von 29 kWh.

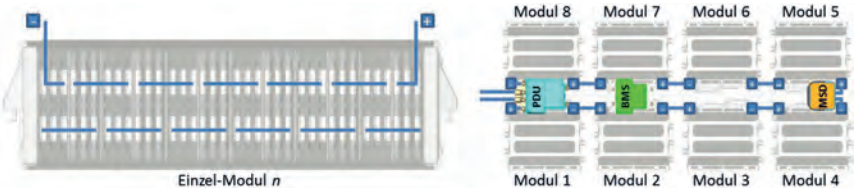


Abbildung 13: Verschaltung der gewählten Pouchzelle im Modul in 3p12s, links, sowie 3p96s Verschaltung von 8 Modulen im Batteriepack, rechts

Neben der Erfüllung der Hauptentwicklungsziele für das Batteriepack muss auf Modulebene eine sichere Positionierung der Batteriezellen bei guter thermischer Anbindung unter Berücksichtigung von Alterungseffekten über Lebensdauer gewährleistet sein.
Die ausgewählte Batteriezelle bietet die Möglichkeit die Kontaktierung seitlich durchzuführen. Die Module können jeweils mit der Kontaktierung zur Innenseite des Batteriepacks angeordnet werden. Die Anzahl der erforderlichen E/E-Komponenten und Modulverbinder wird minimiert. Um die thermische Konditionierung der Zellen zu gewährleisten, werden zwischen den Pouchzellen Kühlfinnen aus Aluminiumblech (0,5 mm) angeordnet. Die elektrische Trennung wird über Isolationsfolien sichergestellt. Zur Kompensation von Alterungseffekten der Zellen werden Schaumlagen eingebracht (Abbildung 14).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

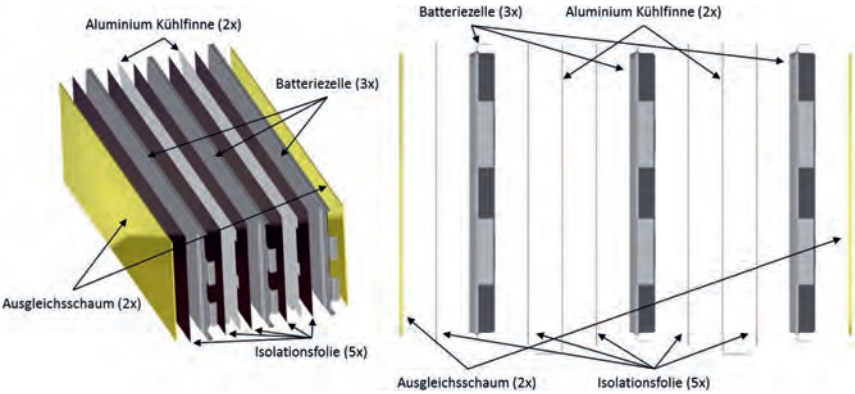


Abbildung 14: Stack mit Zellen, Isolationsfolien, Kühlfinnen und Ausgleichsschäumen

Die Anbindung an das Thermomanagementsystem erfolgt über die Herausführung der Kühlfinnen zur Unterseite des Moduls. Zwischen Finnen und Gehäusematerial des Batteriepacks sorgt ein Wärmeleitpad für einen Toleranzausgleich und sicheren Wärmeübergang. Die Stacks werden seitlich durch Endplatten aus Aluminium abgeschlossen. Das Gehäuse wird durch gewichtsoptimierte Kunststoffplatten geschlossen und mit Stahlblechen verspannt. Die Zelltabs werden mit den Busbarelementen durch eine Laserschweißung verbunden. In die Abdeckung der Busbarelemente ist das Slave-Element des BMS-Systems in einem Kunststoffgehäuse in das Modul integriert (Abbildung 15). Die thermische Auslegung des Zellstacks erfolgte in einem ersten Schritt durch eine zweidimensionale FEM-Berechnung. Für die in der Einzelzelle bei einem Strom von $I_{load} = 27$ A (für 1C) entstehende Wärme Q, die Wärmeleitfähigkeit der Aluminium-Kühlfinne und die Wärmeübergangskoeffizienten wurden unter Berücksichtigung der Isolationsfolie zwischen Zelle und Kühlfinne sowie des Wärmeleitpads zwischen Kühlfinne und Aluminium-Gehäuseunterteil Annahmen getroffen.

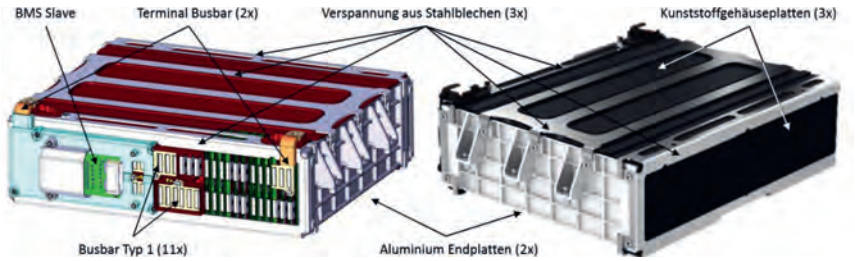


Abbildung 15: Aufbau des Batteriemoduls, links, finales Design, rechts

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die berechnete Zeit bis zum Erreichen der Beharrungstemperatur im Zellstack betrug 7200 s. Als Ergebnisse wurden die mittlere Erwärmung des Kühlmittels, die größte auftretende Temperaturdifferenz in den Zellen und die maximalen und minimalen Temperaturen im Kühlmittel, in der Aluminiumwand des Gehäuseunterteils, dem Wärmeleitpad, den Kühlfinnen und den Pouchzellen ausgewertet. Als Randbedingungen für die Auslegung war vorgegeben, dass die maximale Zelltemperatur ≤ 35 °C beträgt und die maximale Temperaturdifferenz in den Pouchzellen des Zellstacks ≤ 5 K ausmacht (Abbildung 16).
Eine Vergleichsrechnung mit den Lastannahmen des NEDC zeigte, dass der Fall Entladen/Laden mit konstant 1C als kritischer Lastfall für die Auslegung betrachtet werden muss. Als Ergebnisse stehen der Nachweis der Eignung des Drei-Zellstack-Designs mit zwei Aluminium-Kühlfinnen und die notwendige Kühlmitteleingangstemperatur fest. Die berechnete Temperaturspreizung liegt unter 3 K.

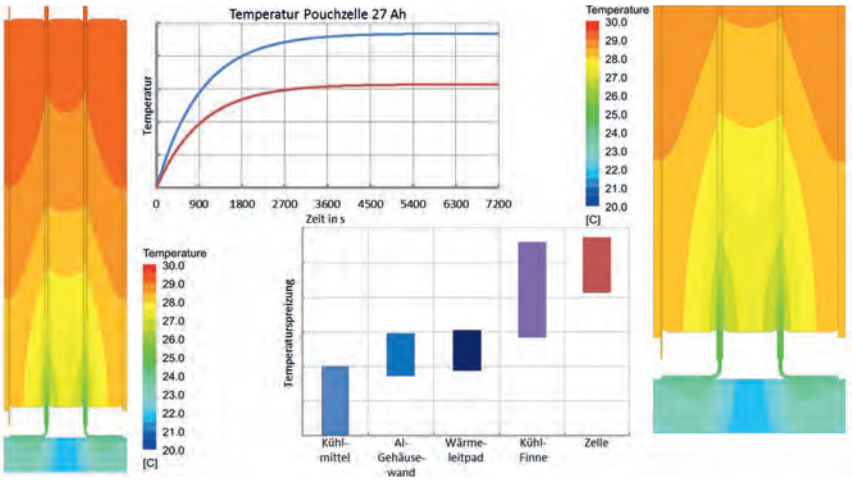


Abbildung 16: Thermische Auslegung des Zellstacks mit minimaler und maximaler Temperatur über der Zeit, links, Temperaturspreizungen, rechts

Das Gehäuseunterteil des Batteriepacks sollte die Batteriemodule und E/E-Bauteile inklusive der HV-Anschlüsse aufnehmen, die mechanischen Lasten aufnehmen und die thermische Konditionierung der Batteriemodule ermöglichen. Das Gehäuse soll im Aluminiumgussverfahren mit offenen Kühlkanälen gefertigt werden, die mit einer Aluminiumplatte verschlossen werden. Das aktive Thermomanagement kann so optimal auf eine sehr gleichmäßige thermische Konditionierung der Batteriemodule des Batteriepacks ausgelegt werden. Eine Leckage zu den Batteriezellen ist weitgehend ausgeschlossen.
Die thermische Auslegung erfolgte durch dreidimensionale CHT-Berechnungen. Der Kühlmitteleintritt erfolgt in der Mitte der Stirnseite des Gehäuseunterteils und der Austritt nach Durchströmung der thermischen Kontaktflächen aller Batteriemodule ebenfalls über zwei Anschlüsse an der Stirnseite (Abbildung 17). Für die Berechnung wird der kritischste

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lastfall Laden mit 1C betrachtet. Der Volumenstrom des Kühlmittels beträgt 8 l/min bei einer Eintrittstemperatur von 20 °C, die Abwärme je Modul 158,4 W.
Mit Hilfe der CHT-Berechnungen wurde die geometrische Gestaltung der einzelnen Kühlkanäle so angepasst, dass die Volumenströme gleichverteilt sind und sich eine homogene Wärmeverteilung ergibt. Insbesondere werden durch das Design Rückströmungen vermieden. Die Form der Kühlkanäle führt zu einer maximalen Temperaturdifferenz über den gesamten Boden des Gehäuseunterteils von ca. 3 K. Der Druckverlust im Kühlmittel liegt dennoch unter 0,5 bar. Die Kühlmittelaustrittstemperatur beträgt 22,7 °C (Abbildung 17).

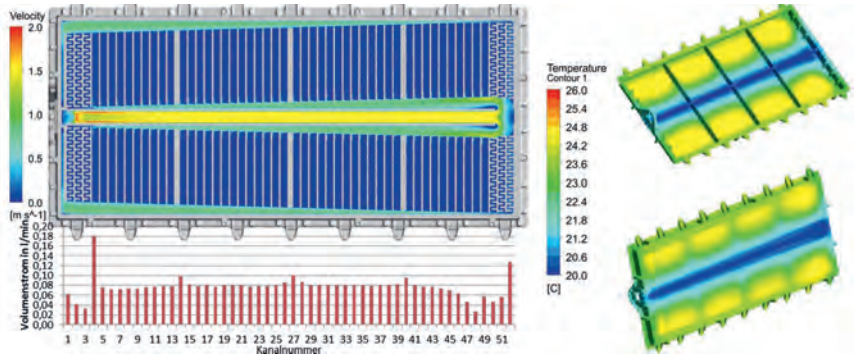


Abbildung 17: Thermische Auslegung des Gehäuseunterteils aus Aluminiumguss, Kühlmittelführung und Volumenstromverteilung im Enddesign, links, sehr gleichmäßige Temperaturverteilung im Gehäuseunterteil, rechts

Für die mechanische Auslegung des Batteriepacks wurden statische und dynamische FEM-Berechnungen durchgeführt. Es wurden Lastfälle zur Absicherung von Brems- und Beschleunigungsvorgängen, Kurvenfahrt, Schlaglochfahrt, Bordsteinüberfahrt und Crashfall betrachtet. Für die Entwicklung des Konzeptdesigns für das Batteriepack des Rheinmetall Automotive Demonstratorfahrzeugs wurde die Auslegung zum Teil auf Zeitfestigkeit durchgeführt. Die durch die Montage der Batteriemodule entstehenden Schraubenkräfte und Vorspannungen wurden in den Berechnungen berücksichtigt.
Das Gehäuseoberteil des Batteriepacks wurde in enger Zusammenarbeit mit der Rheinmetall Chempro GmbH entwickelt. Erreicht werden sollte ein Zielgewicht von < 6 kg. Neben den mechanischen Anforderungen sollte durch flammhemmende Eigenschaften der Schutz der Fahrzeug-Insassen vor einem Batteriebrand bzw. eine ausreichend lange Evakuierungszeit von mind. 3 min erreicht werden.
Als Werkstoff wurde ein kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff (CFK) gewählt. Neben der Detailgeometrie der Haube wurde die Anzahl der Lagen belastungsgerecht variiert. Die EMV-Anforderungen sollen durch Verwendung eines auf der Innenseite inklusive Flanschbereich einlaminierten Cu-Meshs erfüllt werden.
Die thermischen Anforderungen werden durch drei verschiedene Maßnahmen erfüllt. Der verwendete kohlenstofffaserverstärkte Kunststoff hat in Dickenrichtung eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit λ_{33} von nur 0,6 % von Stahl bzw. 0,14 % von Aluminium. Zusätzlich wurde eine schwer entflammbare Kunststoffmatrix verwendet. Darüber hinaus wurde die Innenseite der Haube in Zusammenarbeit mit der Firma Clariant Plastics & Coatings (Deutschland) GmbH mit einer thermischen Schutzschicht versehen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Probeplatten aus dem Material der Batteriehaube wurden mit verschiedenen Systemen beschichtet und durch Beflammung in einem Bunsenbrennertest mit Flammtemperaturen von 1100 °C im Vergleich zum unbeschichteten System bewertet. Zur Messung der Temperaturen auf der Rückseite der Probeplatten wurden Thermoelemente eingesetzt [1].

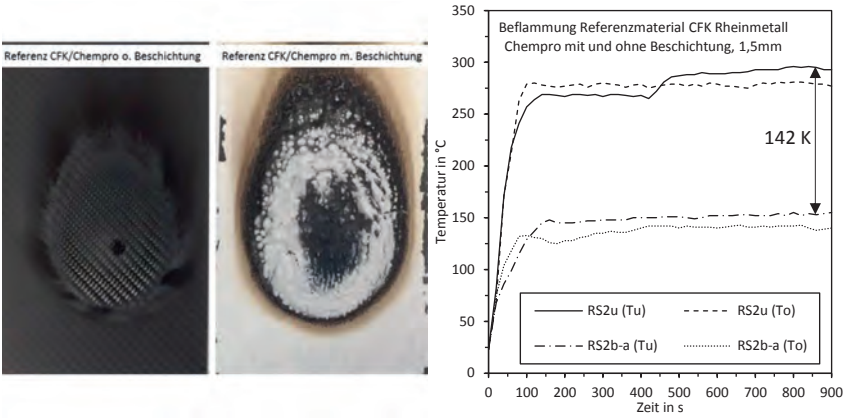


Abbildung 18: Beflammte Seite unbeschichtetes Referenzsystem Rheinmetall Chempro (RS2u), links außen, beschichtetes Referenzsystem (RS2b-a), Mitte links, um ca. 142 K reduzierte Rückseitentemperaturen beim beschichteten System (RS2b-a) im Vergleich zum unbeschichteten System (RS2u), rechts, [1]

Das untere Thermoelement befand sich in der Mitte der direkt beflammten Fläche (T_{unten}). Das zweite Thermoelement 50 mm oberhalb der ersten Messstelle (T_{oben}). Die Versuchsdauer betrug bis zu 30 min. Geprüft wurden als erstes Referenzsystem (RS1) Platten aus glasfaserverstärktem Kunststoff mit 4 mm Dicke und als zweites Referenzsystem (RS2) ein kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff mit 1,5 mm Dicke sowie als Vergleichssystem Platten aus Aluminium (RS3) mit 2 mm Dicke. 7 verschiedene Beschichtungen mit verschiedenen Beschichtungsstärken wurden getestet. Das unbeschichtete System RS1u aus GFK entflammte sehr schnell und brannte unter starker Flammenbildung ab. Die Rückseitentemperatur betrug nach 270 s an beiden Messstellen bereits 680 °C. Das unbeschichtete zweite Referenzsystem RS2u aus CFK zeigte nach 30 min Beflammung in der Mitte einen Bereich in dem die Fasern freigelegt waren (Abbildung 18, links außen). Die Probeplatte entflammte jedoch über die Versuchsdauer nicht sichtbar.
Das beschichtete System RS2b-a zeigte die erwartete Reaktion der Beschichtung (Abbildung 18, Mitte links). Die Kohlenstofffasern waren auch in der direkt beflammten Fläche noch mit Kunststoffmatrix bedeckt. Das unbeschichtete System RS2u wies nach 30 min eine maximale Rückseitentemperatur von 296 °C auf, die deutlich unterhalb der Rückseitentemperatur des glasfaserverstärkten Kunststoffes lag. Mit der Beschichtung a betrug die maximale Rückseitentemperatur nur noch 154 °C. Die Beschichtung reduziert die Rückseitentemperatur sowohl in der Mitte der beflammten Fläche als auch 50 mm oberhalb um 142 K.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Vergleichsmessung mit einer unbeschichteten Aluminiumplatte (RS3u) wurde nicht durchgeführt, da eine beflammte 20 x 100 x 2 mm Aluminiumplatte während des Versuchs bereits nach 60 s geschmolzen ist.
Die beschichteten Aluminiumplatten konnten für 15 min geprüft werden. Auch hier begrenzte die Beschichtung die Rückseitentemperatur auf 150 bis 160 °C. Allerdings lag die maximale Temperatur mit 180 bis 210 °C mit ΔT = 37 bis 47 K deutlich oberhalb der auf der Rückseite der CFK-Platte gemessenen Temperaturen.
Die mechanischen Resteigenschaften nach der einseitigen thermischen Belastung der kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffe waren ein weiteres Kriterium zur Bewertung der Schutzschicht. Die Bestimmung der verbleibenden mechanischen Eigenschaften erfolgte nach der thermischen Belastung im Zugversuch. Die Restzugfestigkeit des Teilprobekörpers aus der Mitte der thermisch belasteten Platten wies für das unbeschichtete Referenzmaterial RS2u nur noch eine Restzugfestigkeit von 19,4 % der Ausgangsfestigkeit auf. Der Teilprobekörper aus der mit der Schutzschicht a versehenen Platte RS2b-a besaß dagegen noch eine Restzugfestigkeit von ca. 64,8 %.

Bereits der Einsatz einer dünnen thermischen Schutzschicht reduziert den Wärmedurchgang durch die Batteriehaube aus CFK für mindestens 15 min deutlich. Auch nach 15 min Beflammung mit einer Flammtemperatur von ca. 1100 °C entsprechen die mechanischen Resteigenschaften noch ca. 65 % der ursprünglichen Eigenschaften. Das Ergebnis ist um einen Faktor > 3 gegenüber dem ungeschützten Material verbessert. Eine ungeschützte Batteriehaube aus Aluminium würde dagegen nach 1 min bereits schmelzen und zu drastisch reduzierten Zeiten für die Evakuierung der Fahrgastzelle und sehr viel geringeren Schutz der Insassen vor auftretenden Temperaturen und Verbrennungsgasen führen. Der endgültige Konstruktionsstand der Batteriehaube aus CFK mit einlaminierten Cu-Mesh als EMV-Basisschutz und der thermischen Schutzschicht als zusätzlichen Flammschutz erreicht ein Gewicht von 5,5 kg. Eine vergleichbare Haube aus 3 mm Aluminiumblech würde demgegenüber 11 kg (+100%) und aus 1,5 mm Stahlblech 16 kg (+191%) wiegen (Tabelle 1).

Tabelle 1: Technische Daten der Rheinmetall Automotive Batteriehaube

Werkstoff	Breite in mm	Länge in mm	Höhe in mm	Gewicht in kg	Feuerfestigkeit bei Beflammung mit 1100 °C in min	Rückseitentemperatur bei Beflammung mit 1100 °C in °C
CFK	688	1505	162	5,5	> 15	< 200
Aluminium	688	1505	162	11	< 1	nicht gemessen
Stahl	688	1505	162	16	> 15	nicht gemessen

Mit dem realisierten Konzeptdesign des Batteriepacks wurden die Hauptziele erreicht. Im Rahmen der Möglichkeiten des Bauraums des batterieelektrischen FIAT 500 wurde ein ebenes Batteriepack mit einer Höhe von 223 mm realisiert. Wie oben gezeigt wurde, kann mittels des in die Batteriewanne aus Aluminium integrierten aktiven Thermomanagements eine bis auf 3 K gleichverteilte Batteriezelltemperatur erreicht werden.

Der Aufbau aus Batteriemodulen ermöglicht flexible kundenspezifische Batterielösungen. Tabelle 2 fasst die technischen Daten des entwickelten Batteriemoduls und des Batteriepacks zusammen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 2: Technische Daten des Batteriemoduls und des Batteriepacks

	Breite in mm	Länge in mm	Höhe in mm	Gewicht in kg	Spez. Energiedichte in Wh/kg	Kapazität in Ah	Gesamtenergiegehalt in kWh	Spannung nom. in V	Spannung max. in V
Batteriemodul	310	371	110	18	195	81	3,6	44,4	50,4
Batteriepack	750	1500	223	180	158	81	29	355	403

Mit Hilfe eines durchgängigen Leichtbaudesigns ist es gelungen sowohl die mechanischen als auch thermischen Anforderungen zu erfüllen und bei einem Gesamtgewicht von 180 kg gleichzeitig eine herausragende spezifische Energiedichte des Batteriepacks von 158 Wh/kg im ersten Konzeptdesign zu realisieren.
In Abbildung 19 ist die spezifische Energiedichte über den Energieinhalt von in Serie befindlichen Batterien von Hybrid- und batterieelektrischen Fahrzeugen aufgetragen, vgl. [2]. Die spezifische Energiedichte des Konzeptdesigns des Rheinmetall Automotive Batteriepacks (RHA Prototyp) liegt bei einem Energieinhalt von 29 kWh mit einem Wert von 158 Wh/kg bereits über den heute in Serie erzielten Werten von um 140 Wh/kg. Mit den weiteren noch möglichen Gewichtsoptimierungen erwartet Rheinmetall Automotive einen Wert von ca. 176 Wh/kg (RHA Seriendesign) zu erreichen (Abbildung 19, links).
Die für die Konzeptentwicklung vorgegebene Reichweite von > 250 km wird nach Fahrzyklus-Simulationen mit konservativer Parameterabschätzung erreicht werden. Bei optimistischen Parametern in der Berechnung kann sogar eine Reichweite von 275 km erzielt werden.

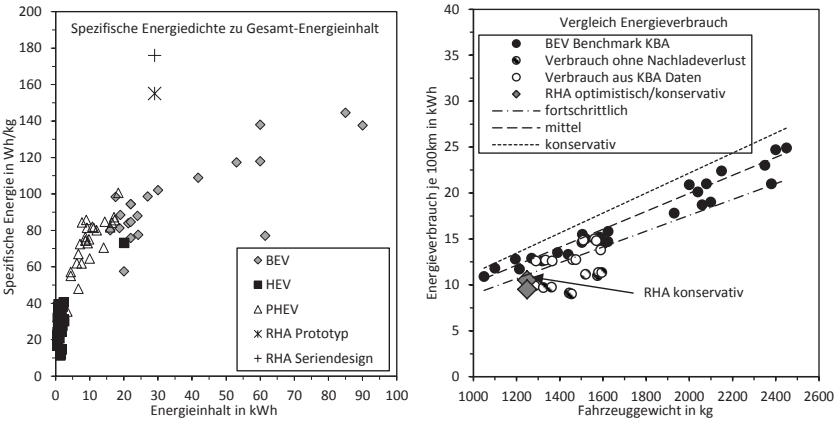


Abbildung 19: Spez. Energiedichte zu Gesamtenergiegehalt des RHA Batteriepacks im Vergleich zu heutigen Seriendesign [2], links, und erreichter Energieverbrauch über Fahrzeuggewicht mit Reichweitenberechnung für RHA Demonstratorfahrzeug, rechts

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Vergleich liegt der ermittelte Energieverbrauch des Rheinmetall Automotive Kompetenzträgers unterhalb gemessener Verbräuche von batterieelektrischen Fahrzeugen und bei Anwendung der optimistischen Parameter im Bereich der besten angegebenen Verbrauchsdaten ohne Nachladeverlust (Abbildung 19, rechts). Die Entwicklungsziele für das Konzept des Batteriepacks wurden somit vollständig erreicht.

Um das Batteriemodul entsprechend den Kundenwünschen flexibler einsetzen zu können, wurde das modulare Design durch Integration einer Einzelkühlung ergänzt. Die Vorteile des aktiven Thermomanagements bleiben auch in einem abgesetzten Bauraum erhalten. Die thermische Konditionierung erfolgt weiterhin von unten. Als weitere Vorgaben sollte eine möglichst homogene Temperaturverteilung in den Zellen mit einer maximalen Temperaturdifferenz von 5 K erreicht werden. Über das Batteriemodul darf ein maximaler Druckverlust von 300 mbar bei einem Kühlmittelvolumenstrom von 1 l/min nicht überschritten werden. Dazu wurde eine Bodenplatte aus Aluminiumguss konstruiert deren Kühlkanäle durch ein Aluminiumblech nach unten verschlossen werden. Kühlmittelein- und -ausgang sind in die Konstruktion der Bodenplatte integriert (Abbildung 20).
In den Kühlkanälen wurden Zylinder mit einem Durchmesser von 3 mm verwendet, die in einem minimalen Abstand von 1,6 mm zueinander angeordnet wurden, um einen hohen Wärmeübergang zu erzielen. Die Kühlkanalhöhe beträgt 3 mm (Abbildung 20, rechts).

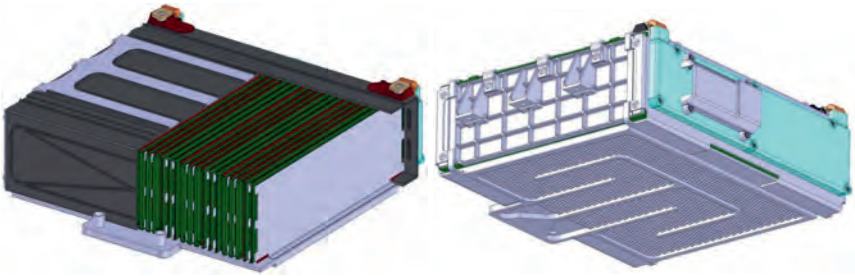


Abbildung 20: Variante Batteriemodul mit integriertem aktiven Thermomanagement

Die Auslegung des optimalen Designs erfolgte wieder mit Strömungssimulationen. Für die CHT-Berechnung wurde eine Kühlmittel-Eintrittstemperatur von 20 °C vorgegeben. Die Abwärme aus den Batteriezellen in die Kontaktfläche der Kühlfinnen auf der Oberseite des Gehäuseunterteils wurde wie beim Gesamt Batteriepack mit 158,4 W angesetzt.
Durch die im Ergebnis relativ hohe Strömungsgeschwindigkeit bei 1 l/min wird eine gute Wärmeabfuhr gewährleistet. Die erreichte maximale Temperaturdifferenz liegt bei ca. 3 K und liegt somit wieder unter den geforderten 5 K. Der sich ergebende statische Druckverlust liegt mit 214,8 mbar deutlich unter dem Auslegungsziel von 300 mbar. Die mittlere Kühlmittelaustrittstemperatur betrug 22,7 °C.
In weiteren Varianten des Batteriemoduls wurde geprüft, wie sich die Konstruktion auf verschiedene Zelltypen anpassen lässt. Ziel bei der Detaillierung wird es sein, die Anzahl der Gleichteile der verschiedenen Varianten möglichst hoch zu halten und nur die minimal notwendigen Änderungen für die anderen Zelltypen vorzunehmen.
Das vorgestellte Konzeptdesign des Batteriepacks basiert auf der räumlichen Anordnung im crashsicheren Bereich des Kompetenzträgers. Da die Batterie jedoch im Bereich des Unterbodens montiert wird, ist die Unterseite ungeschützt. Wird jedoch eine Lithium-Ionen-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Batteriezelle mechanisch z. B. durch das Eindringen eines von der Fahrbahn hochgeschleuderten metallischen Körpers beschädigt, kann es zu einem Kurzschluss mit anschließendem Batteriebrand kommen, der nicht gelöscht werden kann. Daher wurde gemeinsam mit der Rheinmetall Chempro GmbH ein Unterbodenschutz für das Batteriepack entwickelt, der als einzeln montierbares und austauschbares Bauteil bei einem Zielgewicht von 15 kg eine Durchschlagfestigkeit gegen mit max. 150 km/h auftreffende stumpfe und spitze Gegenstände (Intrusionsschutz) besitzt und Schutz vor statischer Belastung des Batteriebodens durch Aufsetzen des Fahrzeugs bietet. Hierbei konnte Rheinmetall Chempro auf eine langjährige Expertise im Bereich des ballistischen Schutzes von Fahrzeugen zurückgreifen.
Für die Auslegung des Schutzes einer in den Fahrzeugboden eingebauten Batterie gibt es keine Normvorgaben zu den zu betrachtenden Lastfällen z. B. hinsichtlich Form, Gewicht, Geschwindigkeit und Auftreffwinkel für Impakt- oder Intrusionsversuche. Es wurden eigene Testfälle spezifiziert, die einen breiten Bereich an Belastungen sehr konservativ abdecken. Das grundsätzliche Konzept sieht den Schutz der Batteriepackunterseite durch eine zusätzliche Bodenplatte und den Schutz des Vorderbereichs des Batteriepacks durch einen verstärkten Frontbereich in umgekehrter „Schneepflug“-Form vor, bei denen Materialien zur Anwendung kommen, die sonst für ballistischen Schutz verwendet werden. Für die Detaillierung wurde der reale Unterboden des Demonstratorfahrzeugs mit allen angrenzenden Fahrzeugschnittstellen berücksichtigt.
Zu Beginn der Detailentwicklung wurde die grundsätzliche Werkstoffauswahl hinsichtlich Material, Aufbau, Wandstärken durch Vorversuche an Probeplatten getroffen. Die Abbildung der selbst definierten Testfälle mit einer Impaktgeschwindigkeit von 150 km/h und die Notwendigkeit, dass die Testkörper ungeführt und frei beweglich mit unbeeinträchtigter Masse auf die Testplatten auftreffen, war in Crash-Testanlagen und Falltürmen nicht möglich.
Eine spezielle Druckluftkanone war geeignet die Geschwindigkeiten darzustellen. Die Testkörper mussten dazu mit angepassten Treibkäfigen konstruiert bzw. modifiziert werden, um die Anforderungen an die Genauigkeit zu erfüllen. Es wurde eine Aufprallgeschwindigkeit von 150 km/h bei einer Masse des Impaktors von 2,53 kg erreicht (Abbildung 21).

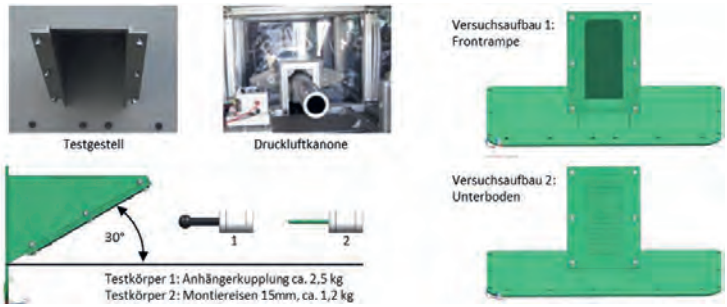


Abbildung 21: Versuchseinrichtung für Impakttests mit Testgestell für Probeplatten und Druckluftkanone und den Testkörpern Anhängerkupplung und Montiereisen, links, Aufbau für Frontrampen-Material ohne rückseitige Unterstützung, rechts oben, und Unterboden-Material mit Unterstützung, rechts unten

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit der Versuchseinrichtung erfolgten die Vorversuche zur Bewertung und Auswahl der Werkstoffe, Werkstoffkombinationen und Wandstärken für den Frontbereich und den Unterbodenbereich. Zu Vergleichszwecken wurden auch die ungeschützten Aluminiumstrukturen des Gehäuseunterteils des Batteriepacks getestet. Aufgrund der besten Ergebnisse wurde ein speziell entwickelter Faserverbundaufbau ausgewählt.
Im zweiten Schritt erfolgte die Auswahl des Fertigungsverfahrens für die Prototypen, die Durchführung hochdynamischer Impakt-Simulationen und der Versuchsabgleich.
Im anschließenden dritten Schritt wurden die nicht experimentell geprüften Lastfälle mit der konstruierten Gesamtgeometrie des Unterbodenschutzes inkl. Batteriepack und Teilen des Fahrzeugs numerisch evaluiert und die Konstruktion optimiert.



Abbildung 22: Simulation schräges Auftreffen Anhängekupplung auf Gehäuseunterteil des Batteriepacks, 6 kg, 150 km/h, ohne Unterbodenschutz Eindringen in die Batterie, links, mit Schutz kein Eindringen, rechts

In der numerischen Berechnung des ungeschützten Gehäuseunterteils werden sowohl der Aluminiumdeckel der Kühlkanäle als auch das Gehäuseunterteil durchschlagen. Durch scharfkantige Aluminium-Guss-Fragmente könnten die darüber angeordneten Pouchzellen durchstoßen werden und ein Kurzschluss mit Brand auftreten (Abbildung 22, links). Der ausgewählte Unterbodenschutz wird trotz seiner geringen Wandstärke nicht durchstoßen, die Anhängekupplung wird abgelenkt (Abbildung 22, rechts).
Der belastungsoptimierte Faserverbund-Unterbodenschutz besitzt hervorragende Schutzeigenschaften. Mit einem Gewicht von ca. 14 kg ist der Unterbodenschutz 11 kg (-56 %) leichter als eine vergleichbare Struktur aus Aluminium bei gleicher Dicke (Abbildung 23).

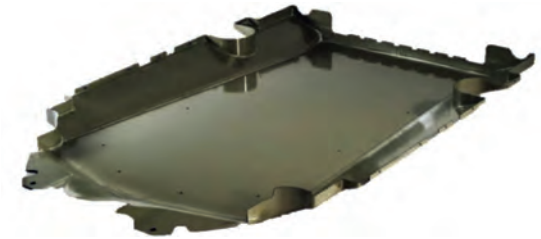


Abbildung 23: Funktionaler Prototyp des belastungsoptimierten Unterbodenschutzes aus verschiedenen Faserkunststoffverbunden

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.2 Elektrische Traktionsantriebe

Während die Teilelektrifizierung in Form elektrischer Nebenaggregate wie eingangs beschrieben nur ein erster Schritt in Richtung elektrischer Powertrains darstellt, ist letzterer der wesentlichste Baustein nahezu aller aktuell angedachter alternativer Mobilitätskonzepte. Im Bereich elektrischer Fahrantriebe zeichnet sich ein breites Spektrum von Optionen ab. Es existieren unterschiedliche mechanische Konfigurationen, welche von zentral, radnah oder sogar Rad-integriert reichen. Darüber hinaus können die mechanischen Konfigurationen mit einer Vielfallt an E-Motor-Konzepten kombiniert werden.

Rheinmetall Automotive fokussiert sich bei der Entwicklung auf zentrale Systeme mit einem E-Motor und einem in das Getriebe integrierten Differential. Natürlich kann hier mit einer Baukastenstrategie auch die radnahe Variante unterstützt werden.
Für den schon beschriebenen Elektromobilitätsdemonstrator von Rheinmetall Automotive wurde hierzu ein Hochvolttraktionsmotor entwickelt und realisiert, der die im Hause bekannten und etablierten Fertigungstechnologien berücksichtigt. Der Traktionsmotor mit einer Leistung von 90 kW wurde als permanent-magnet-erregte, 3-phasige Synchronmaschine ausgeführt. Diese wird von vielen E-Fahrzeugen verwendet (BMW I3, Tesla Model 3, Hyundai Ioniq). Um einen möglichen Produktionskosten-Performance Tradeoff besser evaluieren zu können, wurden sowohl Motoren mit einer verteilten als auch konzentrierten Wicklung entwickelt. Beide Konzepte wurden ausgeführt und befinden sich derzeit in der Erprobung. Abbildung 24 zeigt die Betriebskennfelder der Maschinen, die mit einem Untersetzungsgetriebe mit i = 6,5 und einem nachgeschalteten Differential die Vorderräder des Fahrzeuges antreiben. Mit diesem Fahrantrieb, der auf Basis verschiedener Anforderungen umfassend simulativ ausgelegt wurde, erreicht das Fahrzeug eine Spitzengeschwindigkeit von 135 km/h und eine auf den NEDC Zyklus referenzierte Reichweite von bis zu 275 km auf Basis des Batterieenergieinhaltes von 29 kWh.

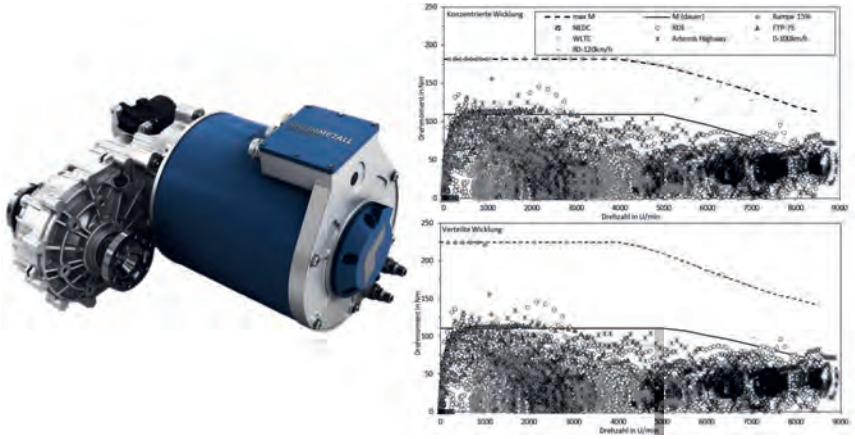


Abbildung 24: E-Traktionssystem (90 kW) sowie alle Auslegungspunkte und Fahrzyklen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 3: Technische Daten der E-Traktionssysteme (90 kW).

Wicklung	Länge inkl. Wickelkopf in mm	Durch-messer Aktivteile in mm	Nenn-dreh-moment in Nm	Spitzen-dreh-moment in Nm	Nenn-dreh-zahl in U/min	Spitzen-dreh-zahl in U/min	Nenn-leistung in kW	Spitzen-leistung in kW	Gewicht Aktivteile in kg
konzentriert	190	210	130	230	3700	8500	50	90	32
verteilt	220	210	112	227	4400	8450	51,5	90	35

Für eine weitere Entwicklungsstufe ist eine Anpassung des Getriebes und des Elektromotors zu Gunsten eines höheren Drehzahlniveaus geplant. Neben dem schon beschriebenen Leistungsspektrum des Elektroantriebes für PKW auf Basis von Spannungslagen oberhalb von 400 V stellt sich mehr und mehr die Frage nach Antrieben für rein urban eingesetzte Fahrzeuge. Für viele der dafür vorgesehenen Fahrzeuge gelten durchaus andere Rahmenbedingungen bezüglich der Fahrleistungsanforderungen, denen auch auf der Antriebsseite Rechnung getragen werden muss. Auf Basis eines fiktiven Fahrzeuges für den sogenannten First-Mile-/Last-Mile-Einsatz mit einer Masse von 1300 kg wurde unter Berücksichtigung einer eingeschränkten Fahrdynamik und Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h eine Antriebsauslegung für ein 48 V Fahrantriebs-modul, bestehend aus E-Maschine, Leistungselektronik, Untersetzungsgetriebe und einem integrierten Differential vorgenommen.
Die Einheit wurde als Plug&Play Lösung zur zentralen Integration in Kleinfahrzeuge konzipiert und kann noch an spezifische Anforderungen angepasst werden. Mit einer Dauerleistung von 13,5 kW und einer kurzfristig abrufbaren Maximalleistung von 18 kW bzw. einem Dauerdrehmoment von 60 Nm und Maximaldrehmoment von 90 Nm lassen sich Kleinfahrzeuge ausreichend dynamisch im innerstädtischen Verkehr z. B. nach dem Artemis Urban Fahrzyklus bewegen (Abbildung 25).

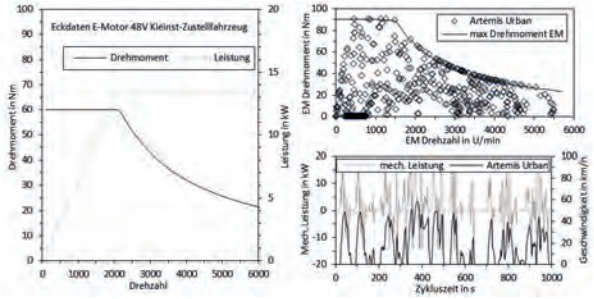


Abbildung 25: Auslegungseckdaten elektrisches Fahrantriebsmodul (E-FAM), links, Fahrzeug-Geschwindigkeit und mechanische Leistung über der Zykluszeit des Artemis Urban-Fahrzyklus, rechts unten, angefahrene Arbeitspunkte Drehmoment über Drehzahl je s im Artemis Urban-Fahrzyklus, rechts oben

Für die Auslegung wurden darüber hinaus die Anforderungen Anfahren am Berg bei 10 % Steigung, Befahren einer Steigung von 10 % mit 20 km/h und die Beschleunigung von 0 auf 60 km/h jeweils mit Nennleistung berücksichtigt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Damit besitzt der Entwurf über die tatsächlich verfügbare Maximalleistung über weitere Anforderungsreserven. Im Rahmen der Systemkonfiguration wurde basierend auf den im Hause etablierten Motorkonzepten eine aktive Kühlung vorgesehen, die neben der Motorkühlung durch eine Mantelkühlung des Stators insbesondere die Kühlung der motornah angeordneten Leistungselektronik sicherzustellen hat. Alle Anforderungen werden durch das Motordesign und die Auslegung des Getriebes erfüllt (Abbildung 26).

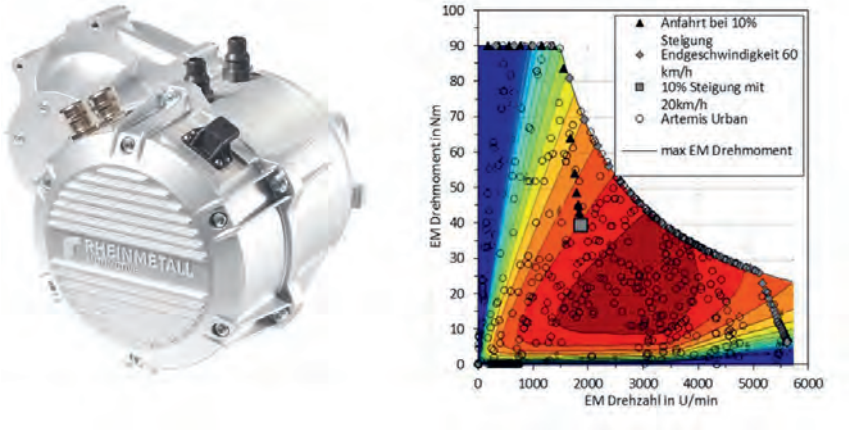


Abbildung 26: 48V - Elektrisches Fahrantriebsmodul (E-FAM) sowie alle Auslegungspunkte

5. Zusammenfassung

Die sich dynamisch verändernden Mobilitätsanforderungen und der fortschreitende Klimawandel erfordern eine Anpassung der Mobilitätskonzepte durch modifizierte oder neue Fahrzeugarchitekturen. Wegen der weltweit sich ändernden legislativen Regularien gewinnen elektrifizierte und vollelektrische Fahrzeuge schnell an Bedeutung.
Mit den beschriebenen neuen elektrifizierten Komponenten und dem bereits verfügbaren Nebenaggregaten wie der durch Baukastentechnologie anpassbaren elektrischen Kühlmittelpumpe leistet Rheinmetall Automotive im Bereich konventioneller Antriebe einen Beitrag zur gesamtheitlichen Effizienzsteigerung durch bedarfsorientierte Darstellung von Funktionen. Dabei können auch bei ganzheitlicher Betrachtung signifikante Beiträge zur Reduktion der CO_2-Emissionen von etwa 3 % erzielt werden.
Darüber hinaus können die vorgestellten neuen elektrifizierten Komponenten, wie z. B. die elektrische Vakuumpumpe auch in batterieelektrischen Fahrzeugen eingesetzt werden. Die besonderen Anforderungen an das Akustikverhalten wurden in der Entwicklung von vorneherein als ein Hauptziel mit einer Pegelabsenkung von ca. 20 dB(A) berücksichtigt.
Die Anwendungen der vorgestellten Technologien für das Kühlmittelmanagement in batterieelektrischen oder hybridisierten Fahrzeugen sind als traditionelles Feld für Rheinmetall Automotive bereits gegeben. Der Bereich wurde durch das vorgestellte Thermomanagementmodul mit Wärmepumpentechnologie gezielt erweitert und zeigt integriert in ein Versuchsfahrzeug mit +38 % einen erfolgreichen Beitrag zur Reichweitensteigerung auch bei niedrigen Außentemperaturen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Mit der vorgestellten Konzeptentwicklung eines modular aufgebauten elektrischen Energiespeichersystems mit einer spezifischen Energiedichte von 158 Wh/kg und eines effizienten elektrischen 90 kW Fahrantriebssystems wird das aufgebaute Rheinmetall Automotive Demonstrationsfahrzeug für Elektromobilität die Zielreichweite von > 250 km erreichen.

Rheinmetall Automotive wird auf dieser Basis sein Produktportfolio gezielt erweitern. Das Demonstrationsfahrzeug wird für die Integration weiterer eigener Komponenten und zukünftiger Entwicklungen genutzt werden. Durch die Anpassungsmöglichkeiten des Batteriemoduls ergeben sich wie gezeigt vielfältige Anwendungen in verschiedenen Kundenszenarien. Der vorgestellte neu entwickelte Unterbodenschutz und das thermische Schutzkonzept können einen wesentlichen Beitrag leisten die Sicherheit im Betrieb zu erhöhen. Mit dem Ausblick auf die Neuentwicklung des Konzeptes eines 48 V – elektrischen Fahrantriebsmoduls (E-FAM) für den Kleinstfahrzeug-Einsatz im First-Mile-/Last-Mile-Betrieb wird das verfügbare Antriebsspektrum basierend auf den im Haus vorhandenen Erfahrungen weiter ergänzt.
Rheinmetall Automotive wird auch zukünftig die Weiterentwicklung beider Bereiche, der Komponenten um den konventionellen Antrieb und den batterieelektrischen Antrieb gezielt mit seinen Kunden und Partnern vorantreiben.

Literaturverzeichnis

[1] Bender, K.; Osterod, F.: *Schutzbeschichtungen im elektrischen Antriebsstrang I – IV*. Persönliche Mitteilungen, Clariant Plastics & Coatings (Deutschland) GmbH, TM & Development Flame Retardants, Hürth-Knapsack, 2017

[2] Stapelbroek, M.: *High voltage battery development & battery management system.* In: Pischinger, S. (Hrsg.): FEV ZeroCO2 Mobility. Aachen : 1st International Conference, 9.-10. November 2017, S. 81-87

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dr. Peter Sauermann, BP Europe SE, Bochum
Ian Sharp, BP Europe SE, Sunbury

Kraftstofftechnologien für emissionsarme Mobilität

Kurzfassung

Steigender Wohlstand und der Wunsch nach individueller Mobilität führen dazu, dass sich der weltweite Pkw-Bestand bis 2035 auf rund 1,8 Milliarden Fahrzeuge verdoppeln wird. Die steigende Nachfrage nach Waren und Flugreisen lässt im gleichen Zeitraum auch die Schwerlast-, Schifffahrts- und Luftfahrtbranche deutlich wachsen. Technologische Verbesserungen werden die Effizienz von Motoren weiter steigern. Dennoch wird erwartet, dass der globale Treibstoffbedarf steigt [1].

Mit dem Ziel, die Erderwärmung auf deutlich unter 2 °C zu begrenzen, haben sich auf der UN Klimaschutzkonferenz 2015 in Paris 195 Länder auf ein weltweites Klimaschutzabkommen geeinigt. Die EU hat sich verpflichtet, die Treibhausgasemissionen bis 2050 um 80-95% im Vergleich zu 1990 zu reduzieren [2]. Dieses anspruchsvolle Ziel, verbunden mit der aktuellen Diskussion über regionale und lokale Maßnahmen zur Verbesserung der Luftqualität, insbesondere in Innenstädten, stellt die Energie- und Automobilindustrie vor große Herausforderungen.

Die Elektrifizierung der Fahrzeugflotte ist eine mögliche Antwort auf diese Herausforderung. Dennoch ist es unbestreitbar, dass der Verbrennungsmotor noch ein beträchtliches Potenzial hat, für mehrere Jahrzehnte einen wesentlichen Beitrag für eine sauberere Mobilität zu leisten. Daher ist es notwendig, Wege zu entwickeln, um fossiles CO_2 mit alternativen Rohstoffen, neuen Verbrennungsprozessen und Herstellungswegen zu reduzieren.

Gezielte Forschung und die Entwicklung neuer Kraftstoffe, Verbrennungsmotoren sowie Elektrofahrzeug- und Hybridtechnologien sind erforderlich, um die CO_2-Emissionen zu reduzieren und die Luftqualität auf sinnvolle, kostengünstige und anwenderfreundliche Weise zu verbessern.

BP steht vor der Herausforderung solche Kraftstoffe bereitzustellen, die eine emissionsarme Mobilität ermöglichen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einleitung

In unserem BP Energy Outlook 2017 erwarten wir einen Anstieg im Verbrauch von Öl von heute 95 Mb/d auf 110 Mb/d im Jahr 2035. Im Transportsektor werden davon mehr als 60% benötigt.

Die EU-Kommission hat anspruchsvolle Ziele für die Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis 2050 festgelegt. Die CO_2-Reduktion bei den Kraftstoffen und der Mobilität sind für die Öl- und Automobilindustrie eine große Herausforderung.

BP stellt sich diesen Herausforderungen und arbeitet gemeinsam mit Partnern an Lösungen den CO_2-Fußabdruck von Kraftstoffen auf nachhaltige und wirtschaftliche Weise zu reduzieren.

Energiebedarf

Bis 2035 wird die Weltbevölkerung voraussichtlich auf fast 8,8 Milliarden Menschen anwachsen. Bei einem gleichzeitig starken Wirtschaftswachstum in Asien wird sich das globale Bruttoinlandsprodukt (BIP) während dieses Zeitraums voraussichtlich mehr als verdoppeln. Dies sind die Hauptgründe für einen anhaltenden Anstieg des Energieverbrauchs, der mit voraussichtlich 1,3% pro Jahr langsamer wächst als in den vergangenen Jahren, da die Energieintensität (Energieverbrauch pro BIP-Einheit) abnimmt [1], [3].

Auch der Energiemix wird sich verändern. Die Verbesserung der Wettbewerbsfähigkeit erneuerbarer Energien wird dazu führen, dass die Zunahme der erneuerbaren Energien, einschließlich Kern- und Wasserkraft, etwa die Hälfte des weltweiten Energiezuwachses bis 2035 abdeckt. Das Wachstum der fossilen Kraft- und Brennstoffe wird entsprechend rückläufig sein, wobei die Erdgasnutzung in Folge der durch den Ausbau der LNG Kapazitäten weltweit verbesserten Verfügbarkeit steigen wird.

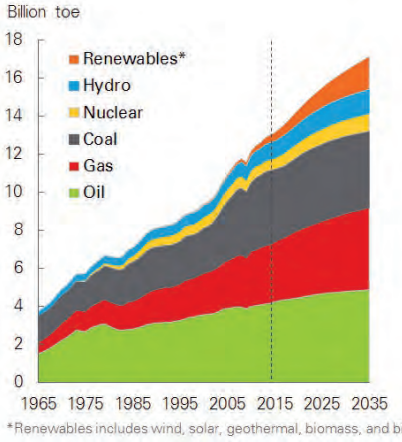


Abb. 1: Verbrauch an Primärenergie

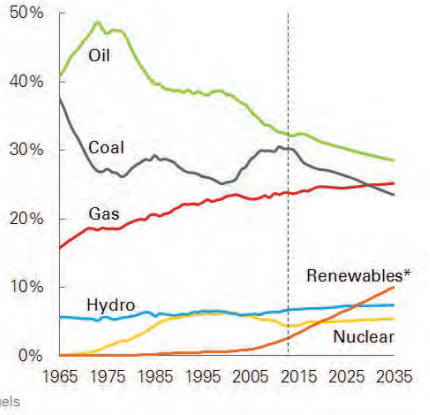


Abb. 2: Anteil an der Primärenergie

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In unserem „BP Energy Outlook 2017" prognostizieren wir einen Anstieg des weltweiten Verbrauchs von flüssigen Treibstoffen, wenn auch in geringerem Umfang als in den Vorjahren von 95 Mb/d (Millionen Barrel/Tag) auf 110 Mb/d. Für den Verkehrsbereich, den global größten Verbraucher flüssiger Kraftstoffe (ca. 60%), wird bis 2035 ein Anstieg der Nachfrage von 10 Mb/d erwartet. Der Anstieg verteilt sich in etwa wie folgt: PKW 4 Mb/d, LKW 3 Mb/d, Zug, Schiff und Flugzeuge 3 Mb/d. Diese Verteilung spiegelt den rasanten Anstieg an Fahrzeugbesitzern in den Schwellenländern wieder. Es ist zu erwarten, dass der Verbrauchszuwachs teilweise durch die kontinuierliche Verbesserung der Fahrzeugeffizienz aufgewogen wird.

Hauptursache für den langfristig steigenden Bedarf an flüssigen Energieträgern wird das Wachstum der petrochemischen Industrie sein.

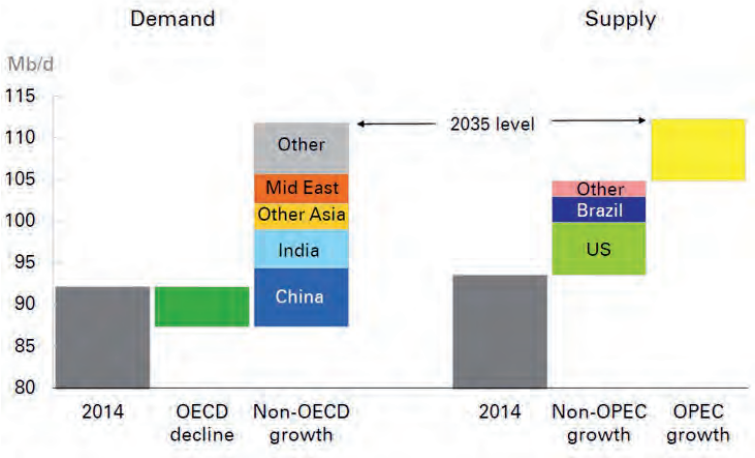


Abb. 3: Ausblick Ölbedarf und Versorgung bis 2035

Fahrzeugflotte

In unseren veröffentlichten Prognosen wird eine Verdoppelung des weltweiten Pkw-Bestandes aufgrund steigender Einkommen sowie einer verbesserten Straßeninfrastruktur von 0,9 Mrd. Fahrzeugen in 2015 auf 1,8 Mrd. Fahrzeuge in 2035 erwartet. Insgesamt wird sich der globale Bedarf bei der Fahrzeugnutzung im gleichen Zeitraum verdoppeln.

Der größte Teil des Anstiegs ist dabei für nicht-OECD Länder mit einer Verdreifachung der Flotte von 0,4 Mrd. auf 1,2 Mrd. Fahrzeuge prognostiziert.

Vor dem Hintergrund steigender Fahrzeugzahlen und dem Anstieg im Energiebedarf erscheint das Ziel einer Verringerung der Treibhausgasemissionen umso herausfordernder.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine wachsende Verbreitung von Elektrofahrzeugen wird dem Anstieg des Ölbedarfs entgegenwirken. In unserem Basisszenario [1] wird sich die Anzahl an Elektrofahrzeugen von 1,2 Mio. Fahrzeugen in 2015 auf etwa 100 Mio. in 2035 signifikant erhöhen, was dann immer noch lediglich einem Anteil von ca. 6% an der gesamten Fahrzeugflotte entspricht. Legt man Faktoren zugrunde, die eine Verbreitung von E-Autos begünstigen könnten, wie beispielsweise Reichweitenverbesserungen, Ausbau der Ladeinfrastruktur, sinkende Batteriekosten sowie ein sich änderndes Kundenverhalten, so könnte diese Zahl weiter steigen. Zusätzliche 200 Mio. E-Autos bis 2035 entsprächen zum Beispiel einem Anteil von ca. 16% im gesamten PKW-Bestand.

Abbildung 4 zeigt den Einfluss dieses Szenarios auf den Verbrauch flüssiger Kraftstoffe. 2015 verbrauchte die weltweite Fahrzeugflotte 19 Mb/d. Im Jahr 2035 wird trotz wesentlicher Fortschritte in der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und dem steigenden Anteil von E-Fahrzeugen erwartet, dass der Bedarf auf 23 Mb/d ansteigen wird.

Legt man optimistischere Szenarien für die Elektrifizierung der Fahrzeugflotte zugrunde, so würde sich der Bedarf an flüssigen Kraftstoffen um etwa 1,2-1,4 Mb/d pro 100 Mio. E-Fahrzeugen reduzieren.

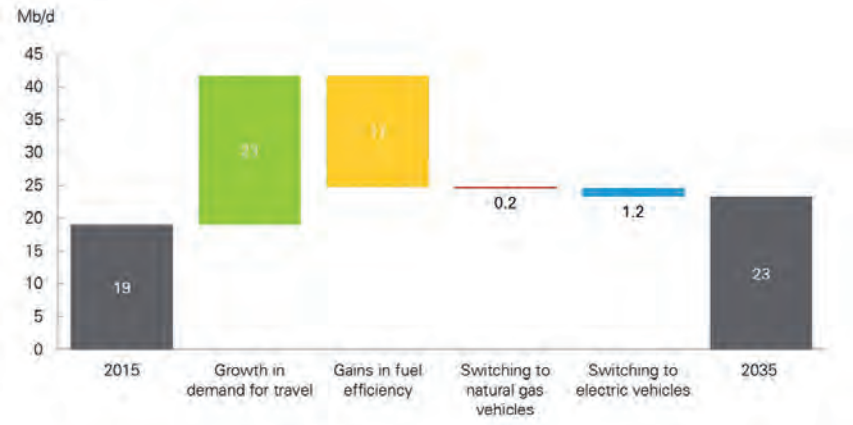


Abb. 4: Änderung des Bedarfs an flüssigen Kraftstoffen für Fahrzeuge: 2015-2035

Zusätzliche Faktoren, die den Kraftstoffbedarf beeinflussen könnten sind Entwicklungen wie „autonomes Fahren", „Car Sharing", und „Ride Sharing", die auch die Einstellung und Beziehung des Verbrauchers zur Mobilität im Alltag und Automobil möglicherweise verändern werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

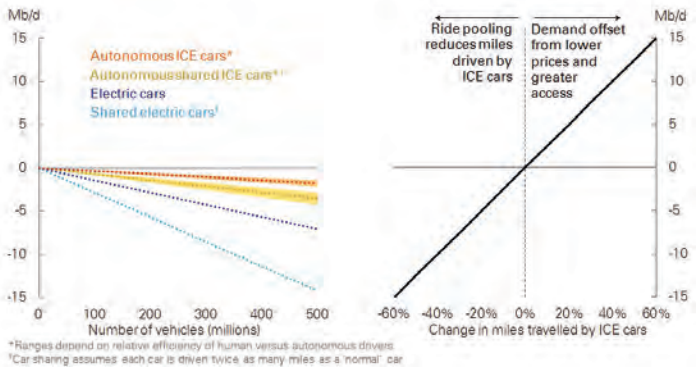


Abb. 5: Einfluss auf den Kraftstoffbedarf durch neue Entwicklungen in der Mobilität

Auch flüssige und gasförmige Kraftstoffe haben noch großes Potenzial, die technische Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors zu unterstützen und die Treibhausgasemissionen deutlich zu verringern.

Biokraftstoffe sind heute standardmäßig als Bestandteil der Otto- und Dieselkraftstoffe im Markt vertreten. Zum Zeitpunkt ihrer Einführung lag die Priorität vielleicht noch auf der Unterstützung der landwirtschaftlichen Industrie. Heute sind sie ein wichtiger Baustein unserer Nachhaltigkeit und leisten ihren Beitrag zur Treibhausgas- Emissionsminderung. Weitere Alternativen sind Biokraftstoffe der nächsten Generation, Erdgas, Flüssiggas, Fischer-Tropsch und synthetische Kraftstoffe, die sich zum Teil noch im Entwicklungsstadium befinden

Flüssige und gasförmige Kraftstoffe werden auch zukünftig in Bereichen des Transportwesens benötigt, in denen eine Elektrifizierung nur schwer durchführbar ist, z.B. bei Lkw, Schiffen und in der Luftfahrt, da hier eine hohe Energiedichte der Kraftstoffe ein wichtiger Faktor ist und eine Elektrifizierung nur unter hohen Kosten oder gar nicht umsetzbar wäre.

Es wird erwartet, dass der Lkw-Fahrzeugbestand innerhalb der nächsten 20 Jahre um ca. 50% wachsen wird, schwerpunktmäßig in Indien und China, wobei die USA allerdings weiterhin der größte Markt bleiben wird. Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs werden dabei den Anstieg im Kraftstoffbedarf bis 2035 auf etwa 10% begrenzen, wobei die Elektrifizierung der Flotte mit etwa 1% gering bleibt und für Erdgas ein Anteil von 10–15% in der Flotte erwartet wird.

In den Bereichen Schiff- und Luftfahrt wird nach unserer Prognose der Bedarf an Kraftstoffen innerhalb der nächsten 20 Jahre um etwa 20% steigen. In der Schifffahrt rechnet man zu einem späteren Zeitpunkt nur mit geringen Verschiebungen in Richtung Erdgas. Der Bereich Luftfahrt wird auch weiterhin durch flüssige Kraftstoffe mit einer geringen Zunahme des Biokraftstoffanteils dominiert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Regulatorische Rahmenbedingungen in Europa

Benzin- und Dieselkraftstoffe werden in Europa nach Spezifikationen verkauft, die vom Europäischen Komitee für Normung (CEN) vereinbart wurden, um die Konsistenz der Produkte auf den Märkten sicherzustellen. Die Normen sind als EN-590 (Diesel) und EN-228 (Benzin) veröffentlicht. Die Spezifikationen decken Testanforderungen, Testmethoden und Grenzwerte ab, um sicherzustellen, dass die Produkte sowohl sicher als auch für ihre Verwendung geeignet sind.

Darüber hinaus wurden Obergrenzen für die Beimischung von Biokomponenten festgelegt, um die Mitgliedstaaten bei der Erfüllung der EU-Richtlinie über erneuerbare Energien (RED) zu unterstützen. Diesel kann bis zu 7% Biokraftstoff, Fettsäuremethylester (FAME), und Benzin bis zu 10% Ethanol enthalten. Diese Biogrenzwerte sind jedoch noch nicht in allen europäischen Märkten einheitlich umgesetzt.

Die RED legt einen Rahmen für die Erzeugung und Förderung von Energie aus erneuerbaren Quellen fest. Sie fordert, dass die EU bis 2020 mindestens 20% ihres gesamten Energiebedarfs aus erneuerbaren Energiequellen deckt, indem sie individuelle nationale Ziele erreicht. Genauer gesagt legt die RED ein verbindliches 10% -Ziel (Energiegehalt) von Kraftstoffen aus erneuerbaren Quellen fest. Biokraftstoffe aus Abfall- und Reststoffquellen werden doppelt auf das 10% -Ziel angerechnet. Im Jahr 2012 schlug die EC eine Änderung der RED- und FQD-Richtlinie (Fuels Quality Directive) vor, um das Problem der indirekten Landnutzungsänderungen (ILUC) anzugehen. Sie wurde Ende 2015 verabschiedet. Diese Änderung beinhaltet eine Begrenzung des Beitrags von Biokraftstoffen aus Nahrungs- oder Futterpflanzen auf 7% (Energiebasis) und die Option, ein nationales Ziel für Biokraftstoffe der nächsten Generation von 0,5% festzulegen. Darüber hinaus gibt es einen Multiplikationsfaktor (fünfmal) für Strom aus erneuerbaren Quellen, der von elektrischen Straßenfahrzeugen verbraucht wird

Aufbauend auf RED wird zurzeit die nächste Phase, RED II, diskutiert. Von 2021 bis 2030 soll sich in der EU die Gesamtenergieerzeugung aus erneuerbaren Energien auf 27% (das EU Parlament drängt auf 35%) in drei Sektoren erhöhen; Elektrizität, Heizung / Kühlung und Transport. Für erneuerbare Energiequellen im Verkehrssektor (RES-T, renewable energy sources transport trajectory) wird ein Ziel von 6,8% vorgeschlagen, das eine ehrgeizige Verpflichtung von 3,6% für Biokraftstoffe der nächsten Generation beinhaltet. Zur Förderung von Investitionen in Biokraftstoffe für Luft- und Schifffahrt wird ein Multiplikationsfaktor von 1,2 vorgeschlagen

Die Raffinerieproduktion von Jet Fuel in Europa beträgt 1,2 Mb/d. Flugkraftstoffe werden streng kontrolliert, um die Triebwerkzuverlässigkeit und damit die Flugsicherheit zu gewährleisten. Es dürfen nur Kohlenwasserstoffprodukte aus zugelassenen Herstellungsrouten und bekannter Zusammensetzung verwendet werden. FAME ist aufgrund von Bedenken hinsichtlich Motorverschmutzung auf weniger als 50 ppm (Teile pro Million) begrenzt. Die Abhängigkeit der Luftfahrt von Kerosin auf Rohölbasis hat die Industrie veranlasst, alternative Produktionswege zu bewerten und zu genehmigen einschließlich "BioJet", hergestellt entweder aus Vergasung von Biomasse / Fischer-Tropsch (FT) / Hydrierung oder Hydrierung von Ester und Fettsäuren ("HEFA"). Solche Produkte müssen zusätzliche Qualitätskontrollen nach ASTM D7566 [6] (Standardspezifikation für mit

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Flugturbinenkraftstoff betriebene synthetisierte Kohlenwasserstoffe) erfüllen und sind nur bis max. 50% v /v in Mischung mit herkömmlichem Treibstoff erlaubt.

Eine mögliche Lösung, das Energieziel der Kommission für erneuerbare Kraftstoffe für das Jahr 2020 zu erreichen, besteht darin, einen Teil der Bioöle nicht in FAME, sondern in herkömmliche Kohlenwasserstoffprodukte umzuwandeln. Bei Diesel kann dies in vollem Umfang in einem modifizierten Raffinerieprozess über Co-Processing von Bioölen zusammen mit Rohöl stämmigem Mitteldestillat erreicht werden. Auf diesem Weg kann Bio-Kohlenstoff auch in die Kerosin-Mitteldestillat-Fraktion eingeführt werden. Die Aufnahme von Co-Processing in Anhang 1 von ASTM 1655 [7] (Standardspezifikation für Flugturbinenkraftstoffe) wird derzeit diskutiert.

Die International Maritime Organization (IMO) hat sich darauf verständigt, die Obergrenze für den Schwefelgehalt von Kraftstoffen für den allgemeinen Schiffsverkehr weltweit von 3,50 Gew.-% auf 0,50 Gew.-% zu reduzieren. Die Änderung, die gemeinhin als MARPOL 2020 bezeichnet wird, wird ab dem 1. Januar 2020 umgesetzt. Dies ist die neueste einer Reihe von Maßnahmen zur Verringerung der Verschmutzung durch See- und Schifffahrt.

Schiffseigner haben die Möglichkeit, entweder Kraftstoff zu verwenden, der die MARPOL-Vorschriften erfüllt, oder stark schwefelhaltiges Heizöl (HSFO) in Verbindung mit einer Abgasreinigungstechnologie für eine gleichwertige Reduzierung der SOx-Emissionen einzusetzen. Dies muss vom Herkunftsland des Schiffes genehmigt werden. Auch der LNG Betrieb von Schiffen ist eine Alternative, allerdings mit erheblichen Auswirkungen auf die Ladekapazität und Anforderungen an die Besatzung. Zurzeit ist dies nur für Neubauten praktikabel und möglicherweise nur mit finanziellen Zuschüssen wirtschaftlich rentabel.

Alle Spezifikationsänderungen werden erhebliche Auswirkungen auf das EU-Raffineriesystem haben. Es wird eine große Herausforderung sein, den GHG Fußabdruck der Raffinerie wie deren Produkte zu reduzieren und dabei gleichzeitig flexibel genug zu bleiben, um bestehende und kohlenstoffarme Produkte zu produzieren und miteinander zu blenden. Die Raffinerien in der EU stehen vor besonderen Herausforderungen. Sie sind bereits Teil des EU-ETS-Systems und werden in einigen Ländern mit zusätzlichen, nationalen Anforderungen für den Wandel zu kohlenstoffärmeren Volkswirtschaften konfrontiert. Um den Anforderungen an diese Schlüsselrolle auf dem Weg in eine CO_2-arme Zukunft von Energie und Mobilität entsprechen zu können, werden sich die Raffinerien weiterhin in hohem Maße anpassen müssen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Luftqualität

Die hohe Populationsdichte in Städten und Ballungsräumen und die damit einhergehende Konzentration von Wohnen, Industrie und Transportwesen kann dazu führen, dass die Bevölkerung dieser Gebiete zunehmend einer erhöhten Luftverschmutzung ausgesetzt ist.
Mehrmals jährlich überschreiten viele große Städte die in der EU Luftqualitätsrichtlinie erlaubten Emissionsgrenzwerte.
In den vergangenen Jahren wurden durch verschiedene Maßnahmen an Dieselfahrzeugen, beispielsweise die Einführung von Dieselpartikelfiltern, die Partikelemissionen deutlich gesenkt. Eine aktuelle Herausforderung ist die zuverlässige Reduzierung der Stickoxidemissionen zur Einhaltung der gesetzlichen Luftqualitätsgrenzwerte. Der größte Anteil dieser Stickoxide wird bei der dieselmotorischen Verbrennung gebildet, weswegen Dieselfahrzeuge inzwischen unter besonderer Beobachtung stehen.

Neue Dieselfahrzeuge mit einer Emissionseinstufung gemäß Euro 6d zeigen deutliche Verbesserungen bei NOx-Emissionen unter realen Fahrbedingungen (RDE). Diese sind so signifikant, dass aktuelle Tests und Simulationen durch Concawe [4],[5] nur geringe Unterschiede bei den prognostizierten NOx-Niveaus zwischen einer natürlichen Erneuerung der Flotte durch diese Fahrzeuge und einem Szenario mit einem vollständigen Wechsel zu einer vollelektrifizierten Fahrzeugflotte zeigen.
Der Zeitraum bis zur vollständigen Einhaltung der Grenzwerte kann für einige Städte problematisch sein und zusätzliche Maßnahmen notwendig machen.

Aus diesem Grund ist BP auf der Suche nach Optionen, die existierenden Fahrzeuge des innerstädtischen Verkehrs bei den Maßnahmen zur Verbesserung der Luftqualität zu integrieren. Neben der Optimierung von Verkehrsströmen und dem Einsatz von Niedrig-Emissions-Zonen könnten flüssige Kraftstoffe als ein weiterer Baustein zur Verminderung der Emissionen beitragen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Entwicklung flüssiger Kraftstoffe

E-fuels

Biokraftstoffe und Erdgas sind etablierte, alternative Kraftstoffe mit bekanntem CO_2-Emissionsreduktionspotenzial. Eine andere Option sind synthetische Kraftstoffe. Hierbei handelt es sich um Kohlenwasserstoffe, die durch Synthesetechnologien, wie z. B. dem Fischer-Tropsch-Verfahren, hergestellt werden.

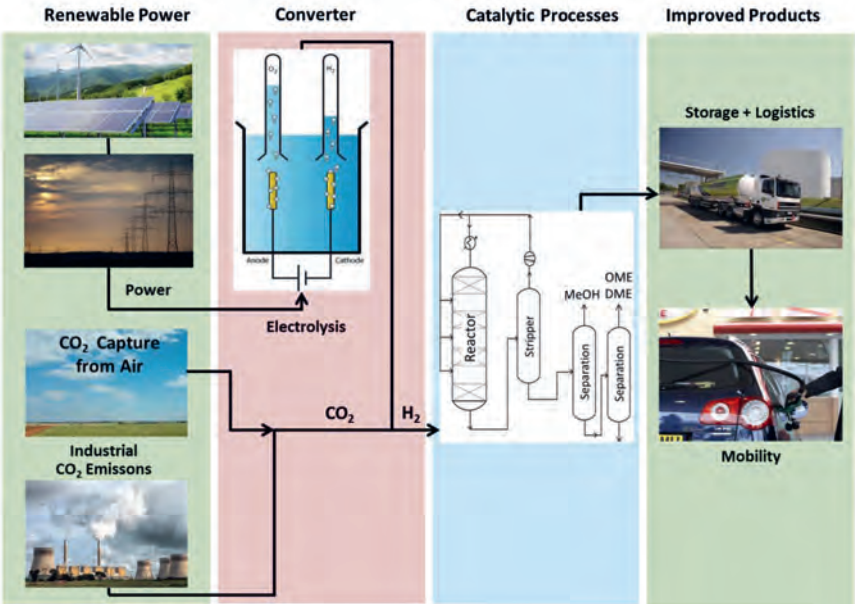


Abb. 6: Produktionsschema "elektrischer Kraftstoff"

Diese Verfahren nutzen Wasserstoff und Kohlendioxid als primäre Einsatzstoffe für die Herstellung von langkettigen Kohlenwasserstoffmolekülen.

Wasserstoff hierfür kann durch Elektrolyse, die idealerweise mit erneuerbarem Strom betrieben wird, gewonnen werden. Die Bezeichnung „elektrischer Kraftstoff" beruht auf diesem Prozessschritt.

Kohlendioxid kann direkt durch Absorption aus der Atmosphäre bereitgestellt werden. Indirekt kann auch der CO_2-Ausstoß industrieller Produktionsbereiche (z. B. Stahl- oder Zementindustrie) genutzt werden, um sektorübergreifend den Ausstoß an fossilem Kohlenstoff zu vermindern.

Der Schritt der CO_2-Absorption aus der Umgebungsluft ist der Grund dafür, dass E-Kraftstoffe manchmal auch als „blue crude" – „blaues Rohöl" bezeichnet werden. Dieses Verfahren stellt sicher, dass die CO_2-Emissionen aus der Verbrennung der E-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kraftstoffe in einem geschlossenen Kreislauf verbleiben und somit keinen Einfluss auf das Klima haben.

Die Synthese von E-Kraftstoffen erlaubt die Herstellung von maßgeschneiderten Molekülen zur Speicherung von überschüssiger, erneuerbarer Energie. Die Synthese von flüssigen E-Kraftstoffen benötigt mehr Prozessschritte als die von gasförmigen E-Kraftstoffen. Daher sind die flüssigen Kraftstoffe in der Herstellung teurer als die gasförmigen. Jedoch ist ihre Verteilung und Lagerung einfacher und kostengünstiger als die von Methanol oder der gasförmigen E-Kraftstoffe.

Diese Moleküle können derart hergestellt werden, dass man sie konventionellen Kraftstoffen zublenden kann und dadurch die Treibhausgas-Emissionen in der gesamten Kette von Produktion bis zur Verbrennung (well to wheel) reduziert. Die Frage ist, ob sie auch NOx und Partikelemissionen reduzieren können?

Oxymethylenether (OME)

Unter den E-Fuel Alternativen ist OME eine vielversprechende Kraftstoffkomponente, bestehend aus Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff.

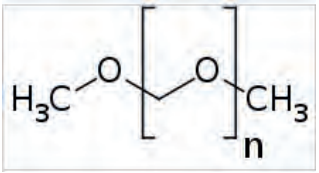


Abb. 7: OME Molekül

OME (mit n = 3 - 5) kann als Substitutionsprodukt für Dieselkraftstoff verwendet werden und verbrennt praktisch partikelfrei, da keine C-C Bindungen in den Molekülen vorliegen. Somit kommt der sogenannten NOx-Partikel-Schere, welche bei der Verbrennung von herkömmlichem Dieselkraftstoff einen steten Zielkonflikt darstellt, bei der Nutzung von OME im Verbrennungsmotor eine wesentlich geringere Bedeutung zu.

Das BP Kraftstoffforschungszentrum in Bochum, Deutschland, hat das Potenzial von OME-haltigen Kraftstoffen zur Reduktion von Fahrzeugemissionen, speziell NOx und Partikel untersucht. Aufgrund des hohen Sauerstoff- sowie geringen Energiegehalts ist OME kein einfaches „drop-in" Zusatzprodukt, um einen Verbrennungsmotor mit geringeren Emissionen zu betreiben, sondern erfordert diverse Anpassungen in der Kalibrierung der Motorelektronik. Somit waren weitere Maßnahmen zur Optimierung des Motors erforderlich, damit das volle Potenzial eines Diesel/OME-Gemischs genutzt werden konnte.

Zunächst wurde eine Mischung aus 80% Diesel und 20% OME gewählt, wodurch die Kraftstoffeigenschaften nur geringfügig von der EN-590-Spezifikation abweichen, wie in Tabelle 1 gezeigt:

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Tabelle 1: Kraftstoffeigenschaften

Property	Units	Reference Diesel	OME/Diesel Blend (20/80)
Density	g/l	0.834	0.872
Cetane No.	wt. %	53.3	52.0
Carbon	wt. %	86.3	76.4
Hydrogen	wt. %	13.7	12.4
Oxygen	wt. %	n.d.	11.1
Calorific value	MJ/kg	43	40

Mit Ausnahme der Dichte (max. 0,845 g/l) erfüllt die verwendete Diesel/OME-Mischung die Anforderungen der EN-590.

Ein Kleinwagen mit 3-Zylinder-Dieselmotor, 0,8 Litern Hubraum und Common-Rail-Einspritzsystem wurde für die Messreihen ausgewählt und mit umfangreicher Messtechnik sowie anpassbarer Motorsteuerung ausgestattet.





Abb. 8: Motor- und Rollenprüfstand im Kraftstoffforschungszentrum der BP in Bochum, Deutschland

Aufgrund der geringen Motorgröße und -leistung deckt ein standardisierter Emissionszyklus wie der NEDC den größten Teil des Fahrzeugnutzungsbereiches ab.

Weiterhin wurde ein System zur Messung des Luftmassenstroms sowie Druck- und Temperatursensoren installiert. OBD-Daten (On-Board-Diagnose) wurden über einen CAN-Logger aufgezeichnet.

Die Anpassung der Motorsteuerung wurde über eine Software durchgeführt, mit der eine Verstellung der Applikation diverser Sensoren wie Luftmassenmesser, Raildruck- und Ladedrucksensor möglich war. Die sehr geringen Partikelemissionen von OME ermöglichten eine Erhöhung der Abgasrückführrate, um das Potenzial der günstigeren NOx-Partikel-Schere auszunutzen. Dies ist möglich aufgrund des höheren Sauerstoffgehalts von OME gegenüber herkömmlichem Dieselkraftstoff.

Messungen bestätigten, dass die Rußemissionen mit der verwendeten Diesel/OME-Mischung und angepasster Abgasrückführrate nicht die Ergebnisse übersteigen, die mit herkömmlichem EN-590-Diesel und serienmäßiger Abgasrückführung gemessen wurden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

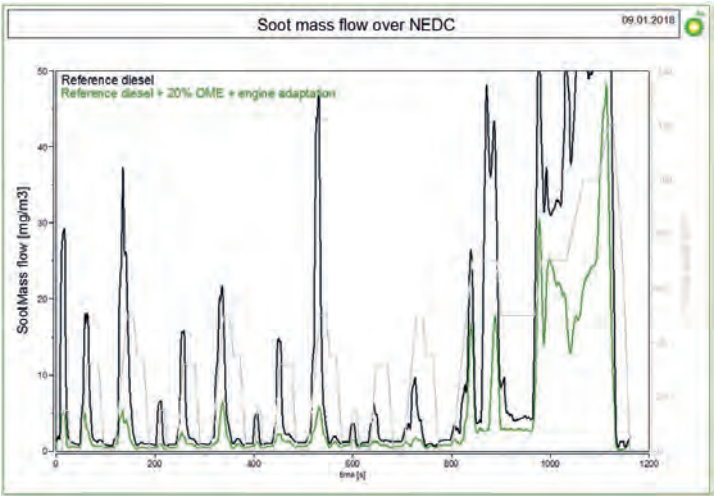


Abb. 9: Rußemissionen im NEFZ

Ergebnisse mit angepasster Steuergerätebedatung und Diesel/OME-Mischung zeigten bei gleichbleibender Partikelemission nach DPF eine erhebliche Reduzierung der NOx-Emissionen und deuten somit auf ein wesentliches Potenzial für eine Reduzierung der Emissionen hin. Die durchschnittlichen NOx-Emissionen für den gesamten NEDC zeigten in dieser Konfiguration eine Reduzierung um mehr als 15%. Dieses Ergebnis für den gesamten Zyklus ist umso vielversprechender, da die EUDC-Phase als außerstädtischer Teil den größten Teil der im Test zurückgelegten Wegstrecke ausmacht und somit den größten Anteil an den Gesamtemissionen ausmacht. In diesem außerstädtischen Teil fährt der relativ kleine Testmotor naturgemäß mit nur sehr geringen Abgasrückführraten und kann somit das volle Potenzial der günstigeren NOx-Partikel-Schere nur bedingt nutzen. Im städtischen Teil (4 x ECE) des NEDC konnten Reduzierungen der NOx-Emissionen von mehr als 50% erreicht werden.

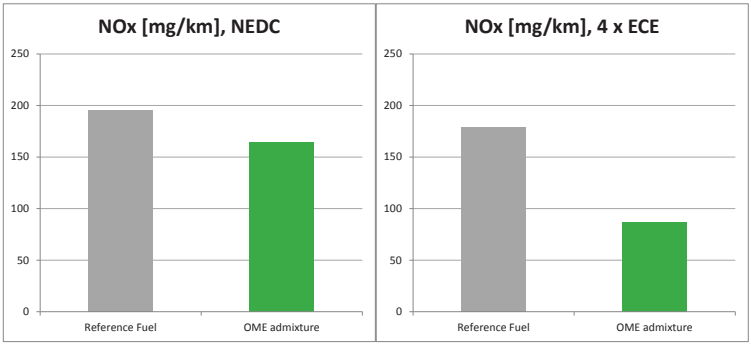


Abb. 10: NOx- Emissionen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die gemessenen CO_2-Emissionen im Zyklus erhöhten sich um etwa 4,5%. Dies erfordert weitere Untersuchungen, um mögliche Potenziale durch Anpassungen der Motorsteuerung zu ermitteln. In der Betrachtung der gesamten Wirkkette (well-to-wheel) ergibt sich trotz allem ein erhebliches CO_2-Einsparpotenzial.

Synthetische Kraftstoffe können eine attraktive langfristige Option zur Reduzierung von Emissionen im Bereich der verbrennungsmotorischen Mobilität sein. Für eine erste Anwendung im Markt wären zum Beispiel spezifische Fahrzeugflotten im Innenstadtbereich zur NOx-Entlastung denkbar. Langfristig, wenn kosteneffiziente Produktionsmöglichkeiten und ausreichend erneuerbare Energien zur Verfügung stehen, könnten solche Kraftstoffe über die vorhandene Vertriebsinfrastruktur geblendet und verteilt werden. Dies würde den CO_2 Ausstoß der im Markt vorhandenen Fahrzeuge reduzieren und eine zukünftige elektrifizierte Fahrzeugflotte sinnvoll ergänzen. Richtig angewendet ergibt sich ein wesentliches Potenzial für eine Vermeidung kohlenstoffhaltiger Emissionen und Verbesserung der Luftqualität. Die Produktionsprozesse benötigen noch weitere Entwicklungsaktivitäten zur Verbesserung der Wirkungsgrade und Verringerung der Kosten.

Aktivitäten zur Dekarboniserung bei BP

BP untersucht und kommerzialisiert Projekte, die direkt zur Dekarbonisierung von Treibstoffen führen, von denen zwei im Folgenden hervorgehoben werden.

Power to Gas to Liquid

Uniper und BP haben einen Kooperationsvertrag unterzeichnet, um Möglichkeiten für den Einsatz der Power-to-Gas-Technologie für den Raffinerieprozess zu prüfen und zu entwickeln. Es ist vorgesehen, gemeinsam die technische und wirtschaftliche Machbarkeit einer Power-to-Gas-Anlage in der BP-Raffinerie Lingen zu prüfen und sich für eine erforderliche Anpassung rechtlicher Rahmenbedingungen einzusetzen.

Durch Einsatz von erneuerbarer Elektrizität wird Elektrolyse Wasserstoff erzeugt, der in das Erdgasnetz eingespeist werden kann, in Brennstoffzellen verwertbar oder direkt in Produktionsprozessen der Raffinerie nutzbar ist.

Für die Raffinerie ergeben sich viele Vorteile:

- Energieeffizienz: Die erneuerbaren Energien sind in industrielle Produktionsprozesse integriert, wodurch Effizienzverluste vermieden werden, die ansonsten bei der Wiederverstromung von Wasserstoff auftreten würden.
- Geringere Emissionen: Mit Hilfe von Power-to-Gas können mehr als 90 Prozent der Treibhausgase (THG) vermieden werden, die durch herkömmliche Verfahren der Wasserstoffproduktion in der Raffinerie entstehen.
- Stromspeicherung: Power-to-Gas in Raffinerien ist ein innovativer Schritt hin zu großvolumiger Stromspeicherung.
- Sektorkopplung: Es wird eine Brücke vom Elektrizitätsmarkt zum Verkehrssektor gebaut, indem ökologische Treibstoffe unter Einbeziehung von Wasserstoff aus erneuerbaren Energiequellen hergestellt werden, was

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

zu einer Dekarbonisierung der Flotte ohne Änderung der Fahrzeugtechnologie führt.

Trotz der ökologischen Vorteile wird der Einsatz von Power-to-Gas-Technologie von der Gesetzgebung noch nicht ausreichend als wirksamer Beitrag zum Umwelt- und Klimaschutz anerkannt. Dabei geht es um die Anrechenbarkeit der erreichten Reduktion der Treibhausgasemissionen auf die Biokraftstoffquote. Durch den Einsatz von Power-to-Gas-Technologie in Raffinerieprozessen würde ein zunehmender Anteil erneuerbarer Energien in die Produktion von Benzin und Diesel fließen. Der damit verbundene ökologische Vorteil sollte daher auf die Biokraftstoffquote anrechenbar sein.

Fulcrum BioEnergy

BP wird 30 Millionen US-Dollar in die strategische Partnerschaft mit Fulcrum BioEnergy investieren, einem Pionier in der Entwicklung und Produktion von kohlenstoffarmen Kerosin. Fulcrum hat ein zuverlässiges und effizientes Verfahren zur Herstellung von kostengünstigem, nachhaltigem Biojet aus Haushaltsabfällen (municipal solid waste, MSW) entwickelt.

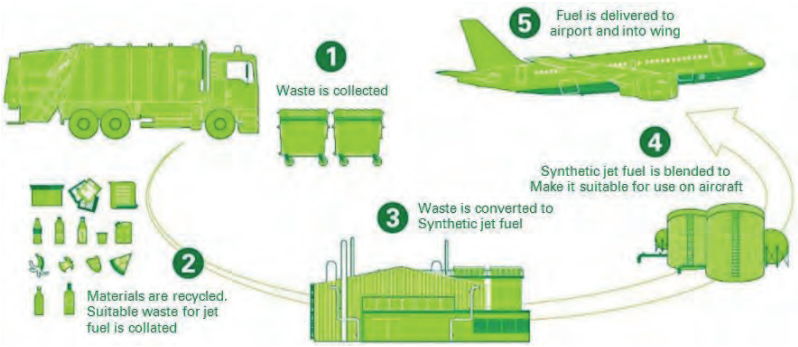


Abb. 11: Erneuerbares Kerosin aus Siedlungsabfällen

Das Unternehmen hat sich einen langfristigen Zugang zu großen Mengen an MSW-Rohstoffen gesichert und plant zunächst Produktionsanlagen in Nordamerika zu errichten. Die erste Anlage befindet sich derzeit im Bau. Es besteht das Potenzial für eine weltweite Expansion.

BP hat mit Fulcrum einen 10- Jahresvertrag über die Abnahme von 50 Millionen US-Gallonen pro Jahr aus ihren in Entwicklung befindlichen Anlagen in Nordamerika geschlossen. Darüber hinaus wird Air BP Biojet an wichtige Luftfahrt Drehkreuze in Nordamerika verteilen und liefern.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zusammenfassung

Derzeit verbraucht die Welt am Tag 95 Mb/d Öl, wobei die weltweite Pkw-Flotte rund ein Fünftel davon ausmacht. Bis zum Jahr 2035 wird sich diese Flotte voraussichtlich verdoppeln. Trotz Verbesserung der Fahrzeugeffizienz und Anstieg der Elektrifizierung auf ca. 6% der gesamten Flotte von insgesamt 1,8 Milliarden Fahrzeugen wird der Ölbedarf um etwa 5 Mb/d steigen. Eine beschleunigte Elektrifizierung könnte diesen Bedarf um bis zu 1,4 Mb/d pro zusätzliche 100 Millionen Elektrofahrzeugen auf der Straße reduzieren.

Die EU-Kommission hat anspruchsvolle Ziele für die Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis 2050 festgelegt, was für die Öl- und Automobilindustrie eine große Herausforderung darstellt. EU-Raffinerien werden eine Schlüsselrolle bei diesem Energie- und Mobilitätswandel spielen. Sie müssen die GHG Emissionen der Raffinerie sowie deren Produkte senken und gleichzeitig flexibel genug bleiben, heutige und künftige kohlenstoffarme Produkte herzustellen. BP stellt sich der Herausforderung und forscht und arbeitet mit Partnern an Lösungen, den CO_2-Fußabdruck nachhaltig und wirtschaftlich zu reduzieren.

Nachhaltige und CO_2-arme Biokraftstoffe spielen bei der Dekarbonisierung des Verkehrssektors bereits eine wichtige Rolle. Biokraftstoffe können in Personenkraftwagen, aber auch im Transport- und Luftverkehr eingesetzt werden, wo die Dekarbonisierung schwieriger, und eine Elektrifizierung unwahrscheinlich ist.

Synthetische Kraftstoffe, insbesondere aus regenerativen Quellen, haben Potenzial sowohl die lokale Luftqualität als auch die Treibhausgasemissionen zu verbessern. Erste Tests mit einer 20%-igen Oxymethylen-Ether-Mischung zeigten klare Vorteile, wenn das Fahrzeug an den Kraftstoff angepasst wurde. Um diesen Weg weiter zu erforschen, sind noch umfangreiche Untersuchungen erforderlich.

Es wird nicht nur einen Weg zu kohlenstoffarmen Kraftstoffen geben, sondern eine Vielzahl von Optionen wie Benzin, Diesel, Biokraftstoffe, Erdgas, synthetische Komponenten sowie die teilweise oder vollständige Elektrifizierung bestimmter Teile der Fahrzeugflotte. Eine effiziente Dekarbonisierung und Verbesserungen der Luftqualität können erreicht werden, wenn weiterhin sowohl in die ICE als auch die EV-Technologie investiert wird. Nur durch Technologieoffenheit und die Fortführung der Erforschung aller Optionen können optimale Ergebnisse erzielt werden. Die Kombination aus verbessertem Verbrennungsmotor und Hybridisierung hat das Potenzial, einen wesentlichen Beitrag zur Erfüllung der CO_2-Verpflichtungen Europas zu leisten.

Auf dem Weg in eine nachhaltigere Zukunft werden uns flüssiger Treibstoffe und Gas auch noch in den nächsten Jahrzehnten begleiten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Literaturverzeichnis

1. BP Energy Outlook 2035, London, January 2017
2. European Union Commission Energy Roadmap (COM/2011/885) https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_en#tab-0-0
3. BP p.l.c., BP Statistical Review of World Energy, London, United Kingdom, June 2017
4. Concawe/Ricardo Report: Expectations for Actual Euro 6 Vehicle Emissions, 22nd September 2017, report number RD17-001845-4.
5. Fuels Europe Press release 4th December 2017 – Euro 6d effect on Urban Air Quality
6. ASTM D7566 Standard Specification for Aviation Turbine Fuel Containing Synthesized Hydrocarbons, July 2016.
7. ASTM D1655 – Standard specification for aviation turbine fuels, August 2017.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Oliver Blume
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart;

Sportwagenantriebe der Zukunft
Sports Cars Powertrains of the Future

Kurzfassung

Elektrifizierung, Digitalisierung, Konnektivität – das sind die drei großen Zukunftstrends, welche die Mobilität aktuell radikal verändern. Aber was genau bedeutet das für die Automobilindustrie? Und im Speziellen für einen Sportwagenhersteller wie Porsche? Mit welchen Antriebskonzepten lässt sich die Faszinationskraft eines Sportwagens ins Zeitalter der Elektromobilität übertragen?

Angesichts der unterschiedlichen Entwicklungen in den Weltmärkten stellt sich Porsche derzeit möglichst breit auf. Das Produktportfolio zeichnet sich durch eine große Spreizung aus: Sie reicht vom Hochleistungssportwagen 911 GT2 RS bis zum Topmodell der Panamera-Baureihe, dem Panamera Turbo S E-Hybrid. Und 2019 kommt der erste rein elektrisch betriebene Porsche, der Mission E dazu. Weitere E-Modelle werden sukzessiv folgen. Dieser Mix aus Verbrennungsmotoren, Hybridantrieben und reinen Elektroantrieben gibt Porsche die nötige Flexibilität, um auch künftig den regional unterschiedlichen Marktgegebenheiten, den gesetzlichen Anforderungen und der Nachfrage der Kunden Rechnung zu tragen.

Langfristig führt kein Weg an der Elektromobilität vorbei. Porsche sieht darin eine große Chance. Die Aufgabe lautet, die neue Technologie Porsche-typisch auf die Straße zu bringen – sei es im Design, in der Qualität oder bei der Fahrdynamik. Dafür verbindet das Unternehmen 70 Jahre Erfahrung im Sportwagenbau mit zukunftsweisenden, auf der Rennstrecke erprobten Innovationen – und schafft so die Basis für seinen weiteren Geschäftserfolg.



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wird die Welt der Mobilität in zehn bis 15 Jahren tatsächlich genauso aussehen, wie es gerade in dem Film gezeigt wurde? Vielleicht – die aktuellen Zukunftstrends deuten auf ein derartiges Szenario hin. Eines steht jedenfalls fest: Die Mobilität verändert sich – und zwar radikal, mit einem rasanten Tempo.

Meine sehr verehrten Damen und Herren,
es gibt kaum etwas Spannenderes, als in diesen Zeiten des Umbruchs und der Neuorientierung der gesamten Automobilindustrie an einem international bedeutenden Motorensymposium teilzunehmen. Ich freue mich deshalb sehr, heute bei Ihnen zu sein – und möchte mich bei dieser Gelegenheit beim Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik ganz herzlich für die Einladung nach Wien bedanken.

Unaufhaltsam schreitet die Digitalisierung von Produkten und industriellen Prozessen voran. „Autonomes Fahren“ und „Konnektivität“ werden zur Grundlage völlig neuer Geschäftsmodelle. Und dass der elektrische Antrieb immer wichtiger wird, ist uns allen bewusst. Dafür sorgen alleine schon die ambitionierten Pläne der Politik, die Emissionen im Straßenverkehr immer weiter zu reduzieren.

Neben den politischen Vorgaben sind es auch technologische Innovationen, durch die sich Mobilität neu denken und gestalten lässt. Aber auch die Ansprüche, die unsere Kunden und die Gesellschaft insgesamt an die Mobilität stellen, verändern sich. All das müssen die OEMs und ihre Zulieferpartner berücksichtigen, wenn sie auch in 20 Jahren noch erfolgreich unterwegs sein wollen.

Wie stellt sich eine traditionsreiche Sportwagenmarke wie Porsche da strategisch richtig auf? Wie und mit welchen Antriebskonzepten lässt sich die Faszinationskraft eines Sportwagens in die Zukunft, ins Zeitalter der Elektromobilität übertragen? Das sind die Leitfragen, mit denen ich mich in meinem heutigen Vortrag beschäftigen werde.

Die Antwort kann ich gleich vorausschicken. Sie lautet: breit aufstellen, flexibel sein, zeitnah reagieren. In den verschiedenen Weltregionen entwickeln sich die Märkte unterschiedlich schnell. Deshalb setzen wir auf einen Mix von Verbrennungsmotoren, Hybridantrieben und reinen Elektroantrieben.

Bei den konventionellen Antrieben sehen wir noch viel Entwicklungspotenzial. Kontinuierliche Verbesserungen bei der Effizienz, den motorischen Roh-Emissionen und der Abgasnachbehandlung werden dafür sorgen, dass der Verbrennungsmotor bis auf Weiteres im Angebot bleiben kann. Unser Konzept der variablen Turbinengeometrie hat sich bei den Sportwagen bewährt. Denkbar sind auch smarte Hybridlösungen, bei denen der Verbrenner durch kleine E-Maschinen unterstützt wird, um Kraftstoffverbrauch und Emissionen zu senken. Auch alternative, CO_2-neutrale Kraftstoffe könnten einen Beitrag zur Emissionsreduzierung liefern.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Im vergangenen Jahr haben wir den 911 GT2 RS auf den Markt gebracht – und gleich mal den Rundenrekord für Serienfahrzeuge auf der Nordschleife geknackt. Unsere Kunden lieben solche Supersportler – das wissen wir. Und deshalb werden die konventionellen Sportwagen auch weiterhin einen Platz in unserem Produktportfolio haben.

Trotzdem sind wir uns einig, meine Damen und Herren: Auf längere Sicht gehört die Zukunft der Elektromobilität. Sie wird sich am Ende durchsetzen. Aber Porsche und Elektro – passt das überhaupt zusammen? Ich sage Ihnen: ja, sogar ganz hervorragend! Um das zu belegen, genügt ein Blick auf die Rennstrecke.

Im Jahr 2010 – gut 100 Jahre nachdem Ferdinand Porsche einen der weltweit ersten Hybridantriebe entwickelt hatte – schickte Porsche mit dem 911 GT3 R Hybrid seinen ersten Rennwagen mit Hybridantrieb auf den Nürburgring. Und dieser hätte dort beinahe auf Anhieb das 24-Stunden-Rennen gewonnen – wenn nicht ein eher banaler Defekt am Verbrennungsmotor kurz vor Schluss zum Aus geführt hätte.

- Angetrieben wurde der Rennwagen von einem Vierliter-Sechszylinder-Boxermotor mit 480 PS, der auf der Vorderachse von zwei E-Maschinen mit einer Leistung von jeweils 60 Kilowatt unterstützt wurde. Porsche hatte sich dabei für permanenterregte Synchronmaschinen entschieden. Diese zeichnen sich durch ein konstant anliegendes, hohes spezifisches Drehmoment aus, was der sportlichen Performance spürbar zugutekommt.
- Beim Bremsen arbeiteten die beiden E-Maschinen als Generatoren, um die Bewegungsenergie zu rekuperieren. Zur Speicherung der Bremsenergie kam beim 911 GT3 R Hybrid ein Schwungradspeicher zum Einsatz. Dieses kinetische Speichersystem kann bei Überhol- oder Beschleunigungsvorgängen für etwa sechs bis acht Sekunden bis zu 120 Kilowatt gespeicherter Bremsenergie wieder an die beiden Elektromaschinen abgeben. Somit hieß es im Rennsport zum ersten Mal: Wer bremst, gewinnt!

Als rollendes Versuchslabor lieferte uns dieser Technologieträger wichtige Erkenntnisse für die Hybridtechnologie in Straßensportwagen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Im Jahr 2013 war es dann so weit: Der 887 PS starke 918 Spyder brach auf der Nürburgring-Nordschleife den bis dahin geltenden Rundenrekord für Serienfahrzeuge.

- Das innovative Plug-in-Hybridsystem dieses exklusiven Supersportwagens für die Straße besteht aus einem hochdrehenden V8-Saugmotor mit 4,6 Liter Hubraum und 608 PS sowie einer 95-kW-Elektromaschine an der Vorderachse und einer weiteren E-Maschine mit 115 kW an der Hinterachse.
- Das maximale System-Drehmoment beträgt 1.280 Newtonmeter.
- Ein Lithium-Ionen-Akkumulator mit einer Kapazität von 6,8 Kilowattstunden sorgt für eine rein elektrische Reichweite von bis zu 31 Kilometern und dient der Speicherung der rekuperierten Bremsenergie.

Der 918 Spyder ist nicht nur ein faszinierender Sportwagen. Wie zuvor schon der 911 GT3 R Hybrid war er für uns auch ein wichtiger Impulsgeber für die weitere technische Entwicklung unserer Sportwagen im Hinblick auf die Hybridisierungs- und Elektrifizierungsstrategie.

Zum Beispiel beim neuen Panamera: Die Plug-in-Hybridvariante mit einer Systemleistung von 680 PS bildet hier das Spitzenmodell der Baureihe. Darüber hinaus haben wir mit dem Panamera 4 E-Hybrid noch eine weitere Hybridvariante mit 462 PS Systemleistung im Angebot. Die Hybridkomponenten steigern in diesen Fahrzeugen Effizienz und Performance. So geht Techniktransfer bei Porsche.

Bei den Kunden kommt das Konzept gut an: Bereits heute ist jeder dritte ausgelieferte Panamera ein Hybridmodell. In einzelnen Märkten bestellen aktuell mehr als 80 Prozent der Panamera-Kunden einen Hybrid. Sie sehen: Die Plug-in-Hybride gewinnen in unserem Produktportfolio zunehmend an Bedeutung.

Von der Rennstrecke auf die Straße – das war schon immer die Philosophie der Porsche-Entwickler. Deshalb sind wir 2014 – nach längerer Auszeit – wieder mit einem LMP1-Prototypen in Le Mans an den Start gegangen. 2015 folgte schließlich der erste Le-Mans-Sieg mit dem 919 Hybrid. Den Rest der Story kennen Sie alle, meine Damen und Herren. Blicken wir noch einmal kurz zurück.



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Le Mans 2017 – ein hoch emotionales und bis zum Schluss extrem spannendes Rennen; ein ständiger Wechsel zwischen Hoffen und Bangen; Momente, die ich für immer in Erinnerung behalten werde. Und nicht zu vergessen: Es sind Hybridantriebe, die uns dieses Erlebnis ermöglicht haben.

Sie sind die derzeit überlegene Technologie. Aber eben nicht allein. Da sind wir wieder bei unserem Mix der Antriebskonzepte. Bis 2024 werden wir jedes Jahr eine Milliarde Euro in die Hybridentwicklung und in die Elektromobilität investieren. Und wir gehen heute davon aus, dass 2025 rund ein Viertel aller von Porsche ausgelieferten Fahrzeuge einen E-Motor haben wird.

Das Mittelmotor-Konzept der Modellreihe 718 mit dem Boxster und Cayman eignet sich gut für einen reinen Elektroantrieb. Das haben wir in diversen Forschungsprojekten gezeigt. Daneben bieten sich aber vor allem die SUVs zur Elektrifizierung an. Das ist das Segment, das unverändert wächst, auch in den Metropolregionen. Deshalb denken wir aktuell darüber nach, in absehbarer Zeit den Macan als vollelektrische Variante auf den Markt zu bringen.

Schauen wir aber zunächst mal auf das, was schon im kommenden Jahr an den Start geht: der Mission E. Er wird unser erster rein elektrisch angetriebener Porsche sein. 100 Prozent Elektro, volle Dynamik, absolut alltagstauglich.

Ich übertreibe nicht, wenn ich sage: Die Zukunft unseres Unternehmens hängt auch vom Erfolg dieses Modells ab. Wir bauen nicht einfach Elektroautos. Unser Anspruch ist es, ein Konzept anzubieten, das auf der Rennstrecke wie im Alltag gleichermaßen funktioniert. Dabei dürfen sich elementare Bestandteile wie Leistung und Reichweite nicht ausschließen.

Ich habe schon einige Runden mit einem Prototypen gedreht und kann Ihnen sagen, ich bin bereits jetzt wahnsinnig stolz auf die Leistung unserer Entwickler: Der Mission E fährt wie ein Porsche, er riecht wie ein Porsche und er fühlt sich an wie ein Porsche. Er ist ein echter Porsche – durch und durch.



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

In die Entwicklung haben wir die ganze Ingenieurskunst gesteckt, die wir vorzuweisen haben. Beispielsweise das Porsche Torque Vectoring – ein System, das das Drehmoment automatisch auf die beiden Räder der Hinterachse verteilt.

Unser Porsche Traction Management wiederum bestimmt in jeder Fahrsituation die optimale Verteilung des Drehmoments zwischen der Vorder- und Hinterachse. Die Allradlenkung gibt dazu präzise die gewünschte Richtung vor. Damit ist der Mission E fit für die Rundstrecken dieser Welt.

Unser besonderes Augenmerk haben wir natürlich auf den Antrieb gelegt. Er ist völlig neu und trotzdem typisch Porsche: erprobt im Motorsport. Zwei permanenterregte Synchronmotoren, ähnlich wie wir sie zuletzt im 919 Hybrid eingesetzt haben, beschleunigen das Auto und gewinnen beim Bremsen Energie zurück.

Zusammen leisten sie mehr als 600 PS und katapultieren den Mission E in weniger als 3,5 Sekunden auf Tempo 100. Und anders als heutige E-Antriebe entfalten die Motoren ihre volle Leistung auch beim mehrmaligen Beschleunigen – dank der PSM-Technologie an Bord.

Permanenterregte Synchronmaschinen bieten eine sehr hohe Leistungsdichte und ermöglichen damit eine kompakte Bauweise, die ideal für Sportwagen ist. Weiterhin überzeugt dieser Elektroantrieb durch einen hohen Wirkungsgrad und damit hohe Effizienz sowie eine hohe Dauerleistung unter Vermeidung einer frühzeitigen Leistungsrücknahme der Antriebskomponenten. Das ist für den Rundkurs, für sportliche Routen und Langstreckenfahrten entscheidend.

Sportlich ist er also. Aber ist er auch ein gutes Auto für den täglichen Gebrauch? Meist ist es ja die Reichweite, die viele Leute davon abhält, sich ein Elektroauto zu kaufen. Der Mission E wird mit einer Batterieladung im NEFZ deutlich mehr als 500 Kilometer weit fahren. In gerade einmal vier Minuten tankt er Energie für etwa 100 Kilometer – was vor allem auf die verwendete 800-Volt-Technik zurückzuführen ist.



https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wir verdoppeln die Spannung im Vergleich zu aktuellen Elektrofahrzeugen mit nur 400 Volt. Das hat mehrere Vorteile – auch für das Package: Neben kürzeren Ladezeiten sparen wir ganze 32 Kilogramm an Gewicht sowie zwölf Liter an Volumen, weil leichtere Kupferkabel mit geringerem Querschnitt zum Energietransport ausreichen.

Ein verschiebbares Segment im linken, vorderen Kotflügel vor der Fahrertür gibt den Zugang zum Ladeanschluss für das besonders schnelle „Porsche Turbo Charging" frei. Das Fahrzeug kann aber auch an eine übliche 400-Volt-Ladestation angeschlossen oder ganz bequem in der heimischen Garage – auch induktiv – mit Energie versorgt werden. Dafür parkt man den Mission E über einer im Boden eingelassenen Spule, die dann die Energie an ihr Gegenstück im Wagen überträgt.

Das klingt erstmal alles sehr einfach, aber wir kennen die Bedenken der Kunden. Sie fürchten, dass ihnen bei der Fahrt von Wien nach Stuttgart der Strom ausgeht. Eines der größten Hindernisse für die Elektromobilität ist also immer noch die lückenhafte Ladeinfrastruktur.

Deshalb haben wir gemeinsam mit Audi für den Volkswagen Konzern sowie Daimler, BMW und Ford das Unternehmen IONITY gegründet. Mit diesem Joint Venture bauen wir derzeit ein ultraschnelles Hochleistungs-Ladenetzwerk für Elektrofahrzeuge auf.

Bis 2020 werden rund 400 Ladeparks entlang der europäischen Hauptverkehrsachsen entstehen. So stellen wir sicher, dass unsere Kunden künftig alle 120 Kilometer eine Schnellladestation mit 800 Volt vorfinden.

Aber noch mal zurück zur Batterie: Für uns hat sich die Frage gestellt, wie wir den Akku am besten ins Auto integrieren. Denn auch für den Mission E gelten drei Voraussetzungen – wie für jeden Porsche:

- das Leichtbaukonzept,
- ein tiefer Schwerpunkt
- und eine optimale Verteilung des Gewichts

Was haben wir also gemacht? Wir nutzen im Mission E die neueste Lithium-Ionen-Technologie. Die Batterie am Unterboden erstreckt sich auf voller Länge zwischen Vorder- und Hinterachse. So verteilt sich das Gewicht gleichmäßig auf beide Antriebsachsen und sorgt für eine ausgewogene Balance.

Außerdem nutzen wir die Vorteile, die sich durch die Anordnung der Batteriemodule ergeben. Wir haben zum Beispiel die Struktur so gestaltet, dass die Füße der Fondspassagiere Platz in der Aussparung des Batterieblocks finden. So können wir das Auto flacher bauen, mit der typischen abfallenden Dachlinie und einem optimalen Schwerpunkt – was gut ist für die Performance und das Gefühl, in einem echten Sportwagen zu sitzen.

Meine Damen und Herren,
das waren ein paar Einblicke, wie wir uns bei Porsche den Sportwagenantrieb der Zukunft vorstellen. Was meiner Meinung nach für alle Hersteller gilt, ist der Satz: Jeder muss seinen eigenen Weg finden, wie er den Wandel gestaltet. „Kapieren statt kopieren" lautet das Motto. Konzepte von der Stange taugen wenig. Sie müssen immer an die Erfordernisse der jeweiligen Marke angepasst sein – sonst wird es nicht funktionieren.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Bei Porsche freuen wir uns alle auf unseren ersten Elektro-Porsche. Vom Ingenieur über den Software-Entwickler bis zum Finanzer ist jedem klar: Mit diesem Modell verbinden wir 70 Jahre Erfahrung im Sportwagenbau mit innovativen Zukunftstechnologien und schaffen damit für uns als Sportwagenhersteller eine völlig neue Welt.

Eines bleibt aber unumstößlich: Der Mission E wird ein echter Porsche sein. Das beste Zeichen dafür: Gestartet wird er – wie alle unsere Modelle – links vom Lenkrad.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. M. Klell,
HyCentA Research GmbH, Technische Universität Graz, Graz;
Dipl.-Ing. Dr. techn. A. Trattner,
HyCentA Research GmbH, Graz;

Elektromobilität mit Brennstoffzellen – Potenzial und Beispiele

Electromobility with Fuel Cells – Potential and Examples

Kurzfassung

Brennstoffzellen mit Wasserstoff sind die geeignete Technologie für die „Heavy Duty"-Elektromobilität. Durch die Trennung von Energiespeicher und Energiewandler sind deutlich höhere Energiedichten und damit höhere Reichweiten der Fahrzeuge möglich als bei Batterien. Die Betankung mit Wasserstoff erfolgt durch Überströmen aus einem Reservoir analog zu fossilen Kraftstoffen innerhalb weniger Minuten. Die Elektromobilität mit Brennstoffzelle bietet daher vor allem bei schwereren Fahrzeugen, höheren Belastungen und Spezialanwendungen deutliche Vorteile gegenüber der Batterie-Elektromobilität.
Beispielhaft werden Projekte mit Anwendungen von Polymer Elektrolyt Membran (PEM) Brennstoffzellen in PKW, LKW und Bus vorgestellt. Ausgeführte Konfigurationen der Antriebsstränge werden analysiert und zusammengefasst dargestellt.
Des Weiteren werden dezentrale und modulare Infrastrukturlösungen mit Photovoltaik oder Windturbinen und Hochdruckelektrolyse bis 350 bar zur Herstellung, Speicherung und Abgabe von Wasserstoff präsentiert.

Einleitung

Die Begrenzung der durchschnittliche Erderwärmung auf maximal 2 °C bis zum Ende des 21. Jahrhundert im Vergleich zu vorindustriellen Werten kann als die größte Herausforderung unserer Zeit gesehen werden [16]. Die weitreichenden Konsequenzen des anthropogenen Klimawandels reichen von Wetterextremen mit zunehmenden Schadenersatzleistungen, über negative Auswirkungen auf die Gesundheit bis hin zu Migrationsbewegungen, weshalb eine konsequente Dekarbonisierung unserer Wirtschaft zwingend erforderlich ist. Auf der Grundlage dieser Erkenntnisse haben die Vereinten Nationen und die Europäische Kommission Ziele für die Reduzierung der Treibhausgasemissionen auf nationaler und internationaler Ebene festgelegt. In Österreich ist eine Reduzierung um 36 % bis 2030 (Basis 2005) erforderlich und eine vollständige Dekarbonisierung wird in den Sektoren Mobilität, Haushalte, Industrie und Landwirtschaft bis 2050 empfohlen.
Strom und Wasserstoff sind die beiden einzigen kohlenstofffreien Energieträger und beide müssen bestmöglich in Kombination verwendet werden, um die gewünschte Dekarbonisierung zu ermöglichen. Dazu muss Strom durch Wind-, Solar- und Wasserkraft erzeugt werden. Durch Elektrolyse erhält man erneuerbaren Wasserstoff als Energieträger, der gespeichert, verteilt und letztlich in Verkehr, Industrie und in Haushalten genutzt werden kann, siehe Abbildung 1.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

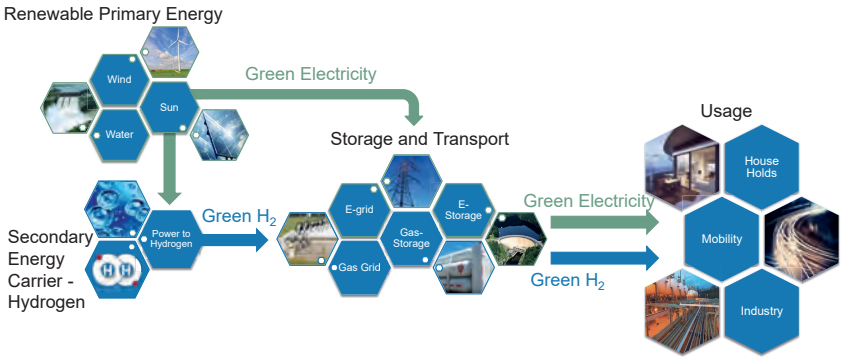


Abbildung 1: Grüner Wasserstoff im Energie- und Mobilitätssystem

Um die Herausforderungen des Mobilitätssektors zu bewältigen, ist die Elektrifizierung von Fahrzeugen ein wesentlicher technologischer Schritt. Darüber hinaus müssen Mobilitäts- und Verkehrstechnologien langfristig vollständig auf emissionsfreie Technologien umgestellt werden, um CO_2-Flottenziele zu erreichen und Schadstoffe vor allem in Städten zu reduzieren sowie die Effizienz zu steigern.

Zero Emission Fahrzeuge

Gegenwärtig weisen batterieelektrische Fahrzeuge (BEV – Battery Electric Vehicle) einen hohen Wirkungsgrad und niedrige Betriebskosten auf, aber die begrenzte Reichweite (insbesondere bei kalten Bedingungen) und die lange Ladedauer sind entscheidende Nachteile. Eine grundlegende Ladeinfrastruktur für BEVs existiert und die Aufrüstung auf höhere Ladeleistungen ist gerade im Gange. Dennoch wird eine weit verbreitete Installation von Schnellladestationen mit Leistungen von 120 kW und mehr durch die hohen Kosten für den Netzanschluss und die verfügbare sowie übertragbare Menge an elektrischer Energie begrenzt. Darüber hinaus kann Laden mit hoher Leistung die Lebensdauer von Batterien drastisch verkürzen.
Mit Wasserstoff betriebene Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge (FCEVs – Fuel Cell Electric Vehicles) bieten erhebliche Vorteile. Wasserstoff ist ein unbegrenzt verfügbarer, sicherer und effizienter Energieträger, der aus verschiedenen erneuerbaren Quellen herstellbar ist und die erforderliche Flexibilität für die zukünftige Mobilität bestens erfüllt. Grundsätzlich bieten FCEVs ähnliche Reichweiten und Betankungsdauern (circa 3 Minuten) wie herkömmliche ICE-Fahrzeuge (Internal Combustion Engine). Die Betankung von 5 kg Wasserstoff in 3 Minuten entspricht einer Betankungsleistung von circa 3,4 MW. Aufgrund der signifikant höheren Energiedichte von Wasserstoff im Vergleich zu Batterien [13,17] ist der Einfluss der zu speichernden Energie auf die FCEV-Antriebsstrangkosten und das Gewicht gering. Daher stellt Wasserstoff eine geeignete Energiequelle dar, wenn eine hohe Leistung und ein großer Energiespeicher benötigt werden, siehe Abbildung 2.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

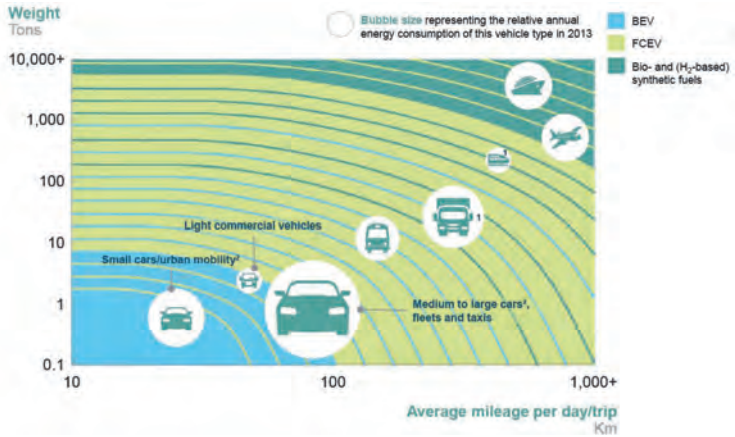


Abbildung 2: Rolle von FCEVs im dekarbonisierten Mobilitätssystem [13]

BEVs und mit Wasserstoff betriebene FCEVs sind emissionsfreie Fahrzeuge von Tank-to-Wheel (TtW). Von Well-to-Tank (WtT) können jedoch signifikante Emissionen vor der eigentlichen Fahrzeugnutzung auftreten, abhängig von der Art der Strom- bzw. Wasserstoffproduktion und dem Lade- bzw. Tankstellenkonzept [22]. Natürlich ist eine erhebliche Steigerung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen sowie die erneuerbare Wasserstoffproduktion durch Elektrolyse die Voraussetzung für geringe Well-to-Wheel (WTW) Emissionen von BEVs und FCEVs. Die Analysen der CO_2-Emissionen in Abbildung 3 basieren auf veröffentlichten Daten [4] von C-Klasse-Fahrzeugen: ICE - 5,4 l/100km Kraftstoffverbrauch, Diesel – 54 g_{CO2}/kWh WtT-Emissionen; FCEV - 0,76 kg_{H2}/100km, SMR - 9,5 kg_{CO2}/kg_{H2} WtT-Emissionen, Elektrolyse mit Ökostrom – 40 g_{CO2}/kWh; BEV – 20 kWh/100 km, Ökostrom – 40 g_{CO2}/kWh. FCEVs, die mit grünem Wasserstoff betrieben werden erreichen sehr niedrige WtW-Emissionen. Sogar die Verwendung von Wasserstoff der durch Methan-Dampfreformerierung (SMR – Steam Methane Reforming) erzeugt wird, führt zu niedrigeren WtW-Emissionen von FCEVs im Vergleich zu herkömmlichen Dieselfahrzeugen. BEVs, die mit Ökostrom betrieben werden erreichen die geringsten WtW CO_2-Emissionen.

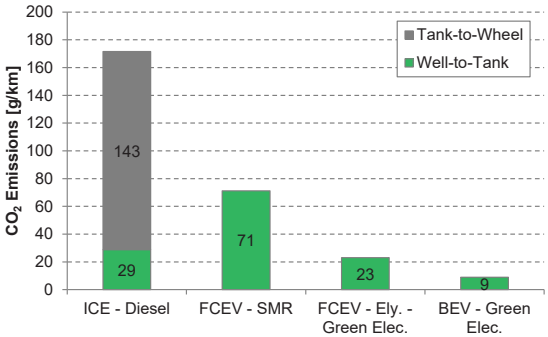


Abbildung 3: WtW CO_2 Emissionen verschiedener Antriebssysteme

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Zur Reduzierung der gesamten CO_2-Emissionen muss zusätzlich zu den WtW-Emissionen der gesamte Lebenszyklus einschließlich Produktion und Recycling berücksichtigt werden. Aufgrund der geringen Anzahl an in Serie produzierten FCEVs, basieren deren Lebenszyklusanalysen (LCAs) auf begrenzten Daten. Dennoch zeigen erste Ökobilanzen [13,23] sehr niedrige CO_2-Emissionen über den gesamten Lebenszyklus von FCEVs, sodass FCEVs, die mit grünem Wasserstoff betrieben werden, die niedrigsten Emissionen aller Antriebsstränge erzielen. BEVs haben höhere Lebenszyklusemissionen, da die Produktion und das Recycling von Batterien sehr energie- und ressourcenintensiv sind.

FCEV Antriebsstrangkonzepte

Der Antriebsstrang von Brennstoffzellenfahrzeugen besteht aus Wasserstofftank (Energiespeicher), Batterie (Energiespeicher), Brennstoffzelle (Energiewandler), mehreren Spannungswandlern, Elektromotor, Getriebe und mechanischem Antrieb der Räder. Damit stellen Brennstoffzellenfahrzeuge Elektro-Wasserstoff-Hybride dar, wobei sich Batterie und Brennstoffzelle ideal ergänzen. Die Ausführungen des Antriebsstrangs werden nach der hauptsächlichen Bereitstellung der Antriebsenergie meist in den dominanten Brennstoffzellenantrieb und den Range Extender Antrieb (REX) unterteilt. Darüber hinaus sind Kombinationen dieser möglich, die üblicherweise als „mid-size fuel cell“ Konzepte bezeichnet werden.

Beim dominanten Brennstoffzellenantrieb, siehe Abbildung 4, wird der Fahrleistungsbedarf mit der Brennstoffzelle gedeckt, die Batterie dient ausschließlich der Rekuperation von Bremsenergie beim Verzögern und der Leistungsunterstützung beim Beschleunigen. Bei PKW ist die Brennstoffzelle daher sehr leistungsstark (100 bis 150 kW), die Batterie üblicherweise mit hoher Leistungsdichte und geringer Kapazität (1 bis 2 kWh) und der Wasserstofftank als Hochdrucktank mit mehreren Kilogramm H_2 (5 bis 6 kg) zur Erzielung von Reichweiten bis zu 600 km ausgeführt. Die Energiezufuhr erfolgt durch die Betankung von Wasserstoff.

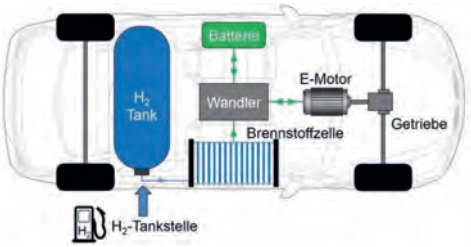


Abbildung 4: Dominanter Brennstoffzellenantrieb [17]

Beim Range Extender Antrieb, siehe Abbildung 5, wird der Fahrleistungsbedarf mit der Batterie gedeckt, die Brennstoffzelle dient dem Laden der Batterie während des Fahrbetriebs wenn deren Ladezustand (SOC – State of Charge) unter ein kritisches Level fällt und verlängert somit die Reichweite des Fahrzeugs. Range Extender PKWs haben für gewöhnlich eine Batterie mit hoher Kapazität (>10 kWh), eine Brennstoffzelle mit geringer Leistung (20 bis 30 kW) und einen kleineren Wasserstoffdrucktank im Vergleich zu dominanten Brennstoffzellenantriebe. Bei Range Extender Antrieben bietet sich aufgrund der größeren Batterie die Ausführung als Plug-In an das heißt, dass die Energiezufuhr des Fahrzeugs zusätzlich zur Wasserstoffbetankung mittels Laden der Batterie über das Stromnetz erfolgt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

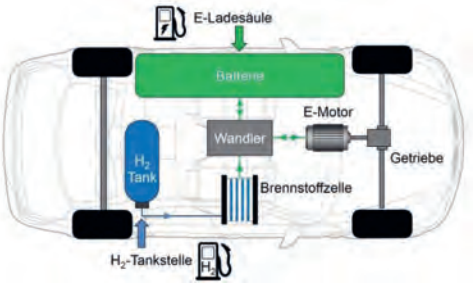


Abbildung 5: Range Extender Antrieb [17]

Die gegenwärtigen hohen Kosten von FCEVs bei geringem Produktionsvolumen stellen das Haupthindernis für die weitverbreitete Einführung dar. Bei hohem Produktionsvolumen und hoher geforderter Reichweite erzielen FCEVs geringere Kosten als BEVs, siehe Tabelle 1. Dies wurde auf Basis der veröffentlichten Kosten für hohe Produktionsvolumina von 500.000 #/a [3,7] berechnet: Batteriekosten von 112,5 €/kWh, Brennstoffzellenkosten von 40 €/kW und Wasserstoffspeicherkosten von 300 €/kgH_2. Eckdaten des betrachteten Fahrzeugs sind: Energieverbrauch des Fahrzeugs von 15 kWh/100 km, Energieausnutzung der Batterie von 80 %, TtW-Wirkungsgrad von BEV von 84 % und Wasserstoffverbrauch von FCEV von 0,85 kg/100 km.

Tabelle 1: Kostenvergleich von FCEV und BEV bei hohem Produktionsvolumen

	Reichweite in km	100	200	300	400	500	600
FCEV	PEMFC - 100 kW	€ 4,000	€ 4,000	€ 4,000	€ 4,000	€ 4,000	€ 4,000
	Batterie 2 kWh	€ 225	€ 225	€ 225	€ 225	€ 225	€ 225
	Wasserstoffspeichersystem	€ 255	€ 510	€ 765	€ 1,020	€ 1,275	€ 1,530
BEV	Energie net in kWh	15	30	45	60	75	90
	Nennkapazität in kWh	22	45	67	90	112	134
	Kosten bei € 112,5 per kWh	€ 2,517	€ 5,035	€ 7,552	€ 10,070	€ 12,587	€ 15,105
Fahrzeug	FCEV	€ 4,480	€ 4,735	€ 4,990	€ 5,245	€ 5,500	€ 5,755
	BEV	€ 2,517	€ 5,035	€ 7,552	€ 10,070	€ 12,587	€ 15,105

PEM Brennstoffzelle

Die Brennstoffzelle als elektrochemischer Energiewandler kann die innere chemische Energie des Brennstoffs, üblicherweise Wasserstoff, direkt in elektrische Energie umwandeln. Mit Wasserstoff betriebene PEMFCs (Proton Exchange Membrane Fuel Cells) werden für mobile Anwendungen bevorzugt, da sie eine Vielzahl von Vorteilen bieten, wie hohe Effizienz, hohe volumetrische und gravimetrische Leistungsdichte und das Potenzial niedrige Kosten in der Massenproduktion zu erreichen. Die Elektroden bestehen typischerweise aus Pt-basierten Katalysatoren, die durch protonenleitende Perfluorsulfonsäure (PFSA) oder Kohlenwasserstoffmembranen getrennt sind, wobei Membrandicken unter 25 µm bereits erreicht werden. Die Spannung einer einzelnen Brennstoffzelle ist begrenzt, weshalb in einem sogenannten Brennstoffzellenstack mehrere einzelne Zellen in Serie geschaltet werden. Dies bringt eine Reihe von Herausforderungen mit sich, da Drücke, Temperaturen und Massenströme der Versorgungsmedien in engen Grenzen kontrolliert werden müssen. Um den Brennstoffzellenstack ordnungsgemäß zu betreiben, ist es notwendig eine Reihe von Nebenaggregaten zu steuern, die das Brennstoffzellensystem einschließlich des Energie- und Wärmemanagements bilden [20]. In den letzten Jahren wurden bedeutende

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

technische Fortschritte in Bezug auf die Verringerung des Platingehalts, die Verringerung der Degradation und die Verbesserung des Kaltstartverhaltens erzielt, siehe Abbildung 6. Daher befindet sich die Technologie nun im „scale-up“ und in der Industrialisierung. Das generelle Ziel bei der Entwicklung ist es, die Kosten und die Systemdegradation weiter signifikant zu reduzieren, um die Marktdurchdringung von FCEVs zu erhöhen. Im Moment konzentrieren sich die Hauptaufgaben der Forschung und Entwicklung immer mehr auf Systemebene, Produktionstechnologien und Qualitätskontrolle. Die tatsächlichen Kosten, die für automobilrelevante Produktionsvolumina prognostiziert werden, liegen im Bereich von 50 US$/kW, das langfristige Ziel des DOE (Department of Energy) liegt bei 30 US$/kW; siehe Abbildung 6.

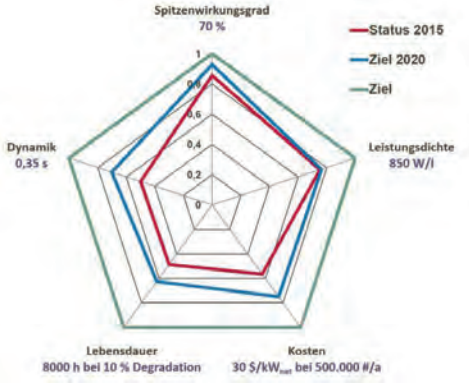


Abbildung 6: DOE Status und Ziele von automotiven PEM Brennstoffzellensysteme [3]

Um anwendungsorientierte Forschung im Bereich der PEMFC-Systeme durchführen zu können, wurde im Rahmen des Kooperationsprojektes HIFAI-RSA von der HyCentA Research GmbH und der AVL List GmbH eine hochintegrierte Brennstoffzellen-Prüfstandsinfrastruktur für Systeme bis 160 kW elektrischer Leistung entwickelt und in Graz, Österreich errichtet, siehe Abbildung 7.

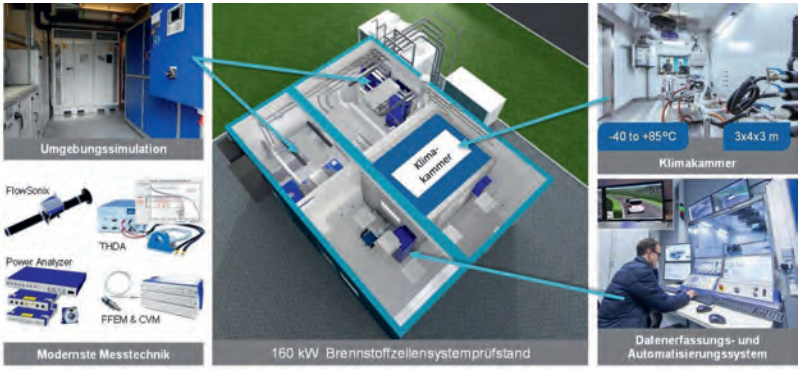


Abbildung 7: HIFAI-RSA: Highly Integrated Fuel Cell Analysis Infrastructure [2]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Fahrzeug, Fahrer und Fahrzyklus sowie Antriebsstrangkomponenten wie Batterie, Elektromotor, Getriebe und verschiedene BoP-Komponenten (Balance of Plant) können in Echtzeit mit Hardware in the Loop (HiL) simuliert werden, das Brennstoffzellensystem wird als Hardware getestet. Umgebungsbedingungen und Medientemperaturen können dynamisch im Bereich von -40 °C bis 85 °C eingestellt werden. Darüber hinaus kann die relative Feuchtigkeit der Kathodenluft im Bereich von 5 % bis 95 % variiert werden. Der Prüfstand ermöglicht Forschung und Entwicklung zu Themen von Energiemanagement bis Thermomanagement, von der Gesamtfahrzeug- bis zur Teilsystemsteuerung und -kalibrierung, von der Fahrzeugintegration bis zur Untersuchung von Dynamik, Kaltstart und Degradation. Darüber hinaus können Kalibrierung und Optimierung automatisch mittels DOE-Tools (Design of Experiments) durchgeführt werden.

Wasserstoff Speichersysteme

Heutzutage wird bei FCEVs der Wasserstoff gasförmig bei einem Druck von 35 MPa bis 70 MPa gespeichert. Aufgrund der deutlich höheren Reichweite bei akzeptablen Tankvolumina, sind die neuesten PKWs mit 70 MPa Tanks ausgestattet. Selbst Batterien mit hoher Energiedichte wie Li-Ionen-Batterien erreichen nur eine gravimetrische Energiedichte, die um eine Größenordnung niedriger ist als komprimierter Wasserstoff; siehe Abbildung 8.

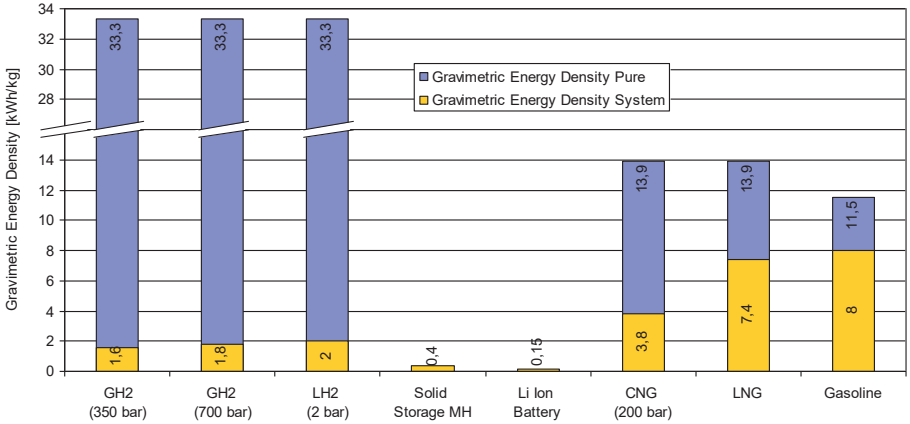


Abbildung 8: Gravimetrische Energiedichte von Speichersystemen [17]

Der Betankungsprozess wird in der Norm SAE J2601 einschließlich der Betankungszeit und der damit verbundenen Verfahren für die Vorkühlung geregelt. Grundsätzlich stellt das Packaging des Wasserstoffspeichers im Fahrzeug aufgrund der zylindrischen Form der Behälter und der im Vergleich zu fossilen Brennstoffen geringeren volumetrischen Energiedichte eine Herausforderung dar. Die aktuelle Entwicklung konzentriert sich auf die Vereinfachung des gesamten Tanksystems einschließlich der funktionalen Integration einzelner Komponenten, um die Kosten weiter zu senken.

Brennstoffzellenanwendungen

Brennstoffzellenantriebssysteme werden als die "Langstrecken-" und "Allzweck-" Alternative zu existierenden rein batterieelektrischen Antriebssystemen angesehen. In den letzten Jahren konnten deutliche Fortschritte erreicht werden und die Brennstoffzelle wird mittlerweile für zahlreiche Anwendungen zu Luft, Wasser und Lande entwickelt, siehe

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abbildung 9. In einigen Anwendungsfeldern hat die Industrialisierung begonnen, das Wachstum des Brennstoffzellenmarktes beschleunigt sich zunehmend und die Ausweitung auf weitere Anwendungen ist im Gange.



Abbildung 9: Ausgewählte Anwendungen von Brennstoffzellen [17]

In Österreich veranschaulicht die Energie-Modellregion WIVA P&G (Wasserstoffinitiative Vorzeigeregion Austria Power & Gas) mit einem Projektvolumen von rund 120 Mio. € die Umstellung des österreichischen Energiesystems auf grünen Wasserstoff und Ökostrom, gefördert durch die österreichische Regierung und den Klima- und Energiefonds. Mehrere Mobilitätsanwendungen (Spezialfahrzeuge, Fahrzeugflotten, Busse, LKWs usw.) werden entwickelt und im realen Einsatz demonstriert. Im Folgenden werden laufende Forschungs-, Entwicklungs- und Demonstrationsprojekte in Österreich sowie der Technologiestand von FCEVs vorgestellt.

Spezialfahrzeuge

PEMFC-Technologien können in einer Reihe von Spezialfahrzeugen Anwendung finden, die für verschiedene spezifische Zwecke wie Nutzfahrzeuge (Bau, Landwirtschaft, Forstwirtschaft, Logistik usw.) und Freizeitfahrzeuge (Sport und Tourismus) eingesetzt werden. Die meisten dieser Fahrzeuge werden heute noch von ICEs angetrieben, wobei deren Elektrifizierung ein großes Reduktionspotenzial für Treibhausgasemissionen und die Chance neue Geschäftsfelder zu erschließen bietet. Im Rahmen des vom österreichischen Klima- und Energiefonds geförderten Projekts HySnow, werden Offroad-Fahrzeuge für den Wintertourismus mit PEMFC-Antriebssystem und einer dezentralen grünen Wasserstoffinfrastruktur auf Basis der Hochdruck-PEM-Elektrolyse entwickelt. Ein rein batterieelektrischer Antriebsstrang kann dafür a priori ausgeschlossen werden, da Batterien bei kalten Witterungsbedingungen mehrere Nachteile wie eingeschränkte Ladefähigkeit, geringe Energiekapazität und damit verbundene geringe Reichweiten aufweisen. Die vielversprechendste emissionsfreie Antriebstechnologie für Offroad-Fahrzeuge bei kalten Bedingungen ist die mit Wasserstoff betriebene PEMFC. Die Vorteile sind: robuster Betrieb bei Kälte, Einfachheit, hohe Effizienz, schneller Kaltstart, Modularität

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und hohe Leistungsdichte. Eine mit Wasserstoff betriebene PEMFC bietet ähnliche Leistung, Reichweite und Betankungszeit wie ein modernes benzin- oder dieselbetriebenes Fahrzeug. Da der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle mehr als doppelt so hoch wie der von ICEs ist, ist die Brennstoffzelle eine ideale Technologie, um die mittels Wasserstoff chemisch gespeicherte Energie an Bord in elektrische Energie umzuwandeln und somit die Reichweiten- und Ladeprobleme von batterieelektrischen Fahrzeugen zu lösen. Innovationen umfassen die Lösung folgender Herausforderungen: Funktionalität des gesamten Antriebsstrangs unter den realen Betriebsbedingungen bei eisigen Wintertemperaturen, Froststarts der Brennstoffzelle, Minimierung der Degradation, Fahrbarkeit des Fahrzeugs sowie Effizienz und Haltbarkeit des Antriebsstrangs, des Fahrzeugs und der Infrastruktur. Ein besonderer Schwerpunkt wird von Anfang an auf die Reduzierung der Kosten der gesamten Kette gelegt.

PKW

Seit 2014 haben mehrere asiatische Automobilhersteller Serien-FCEVs eingeführt (Hyundai ix35 in Abbildung 10, Toyota Mirai in Abbildung 11, Honda Clarity in Abbildung 12), wodurch die technologische Machbarkeit und die herausragenden Vorteile für die Kunden demonstriert werden. Diese FCEVs zeichnen sich durch hohe Wirkungsgrade sowie geringen Wasserstoffverbrauch (<1 kg/100 km), geringe Geräuschentwicklung, ausgezeichnete Fahreigenschaften, hohe Reichweite, kurze Betankungsdauer (max. 3 min) und Null-Emissionen aus. Alle diese aktuellen Serien-FCEVs sind Hybride bestehend aus einer leistungsstarken Brennstoffzelle mit einer Spitzenleistung von ca. 100 kW und einer kleinen Batterie (NiMH oder Li-Ion) mit 1-2 kWh Kapazität und bis zu 20 kW Leistung. Diese Konfiguration erhöht die Effizienz, ermöglicht regeneratives Bremsen und verbessert die dynamische Reaktion des Fahrzeugs. 2018 startet Mercedes mit einer Kleinserie des Mercedes GLC F-Cell, siehe Abbildung 13. Der GLC F-Cell ist ein Plug-in-Hybrid mit einem 4,4 kg fassenden Wasserstoffspeicher und einer Reichweite von 437 km. Das Fahrzeug erreicht eine maximale Leistung von 147 kW und ist mit einer 13,8 kWh Batterie ausgestattet.



Abbildung 10: Hyundai ix35 FCEV [14]



Abbildung 11: Toyota Mirai [23]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 12: Honda Clarity [9]



Abbildung 13: Mercedes GLC F-Cell [18]

Das transnationale Projekt KEYTECH4EV, ein Konsortium unter der Leitung von AVL, verfolgt einen innovativen Hybridisierungsansatz und entwickelt derzeit in seinem Flaggschiff-Projekt KEYTECH4EV ein Demonstrations-Brennstoffzellenauto. Das Projekt besteht aus einem Industriepartner (AVL List GmbH), Komponenten- und Subsystem-Herstellern (ElringKlinger AG, Hörbiger Ventilwerke GmbH, Magna Steyr AG), Forschungsinstituten (Technische Universität Graz, HyCentA Research GmbH, Technische Universität Wien) und der Forschungseinrichtung IESTA. Das Projekt KEYTECH4EV entwickelt Schlüsseltechnologien für die Integration und den Aufbau eines hybridisierten Demonstrationsfahrzeugs mit einem kostenoptimierten und CO_2-freien Antrieb basierend auf Brennstoffzellen- und Batterietechnologie. Intensive Kostenanalysen basierend auf einer detaillierten Toyota-Mirai Benchmark zeigen für den Zeitraum 2020-2030, dass ein Brennstoffzellen-Batterie Hybrid kostengünstiger ist als ein reines Batterie-EV oder ein reines Brennstoffzellen-EV (mit sehr kleiner Batterie). Die Schlüsseltechnologien umfassen Stack, Brennstoffzellensystem, Injektor/Ejektor-Anodensystem, Wasserstofftanks, Wärmemanagement, Energiemanagement und Steuerungen.

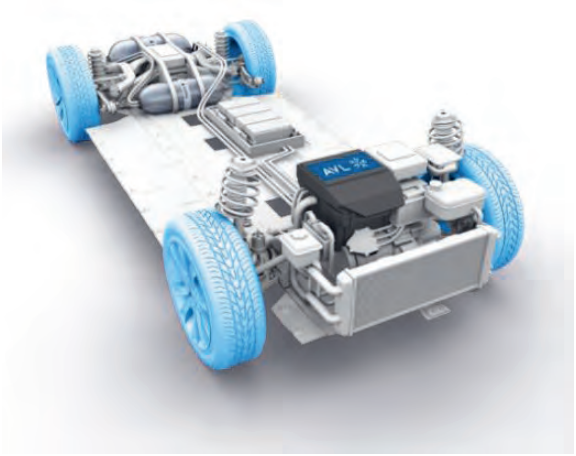


Abbildung 14: Fahrzeuglayout – KEYTECH4EV

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der VW Passat GTE wurde als Fahrzeugplattform für alle Entwicklungsaktivitäten ausgewählt, siehe Abbildung 14. Das bereits vorhandene Batteriesystem (Batteriepaket, Batteriekühlung und Plug-in Laden inklusive Leistungselektronik) wird genutzt, wohingegen alle anderen Antriebsstrangkomponenten durch KEYTECH4EV-Technologie ersetzt werden, um einen innovativen elektrifizierten Antriebsstrang (E-Motor, Leistungselektronik, Brennstoffzellensystem, Steuerungshardware und -software) zu schaffen; siehe technische Daten in Tabelle 2. Dieser konzeptionelle Ansatz wird die Akzeptanz der Elektromobilität in der Öffentlichkeit erhöhen, da er Reichweiten von über 600 km pro Tankfüllung und des Weiteren kurze Betankungsdauern von etwa 3 Minuten erlaubt. Gleichzeitig werden die Gesamtkosten für den Antriebsstrang im Vergleich zu FC-dominanten und rein batterieelektrischen EVs reduziert.

Tabelle 2: Technische Daten KEYTECH4EV

Fahrzeugplattform	VW Passat GTE
Batterie Kapazität / Leistung	9.9 kWh / 85 kW
FC-System Leistung	~60 kW
e-drive Leistung	110 kW
Wasserstofftank Kapazität	5.3 kg
Wasserstoffverbrauch	0.85 kg /100 km
Reichweite	>600 km (NEDC, 5 kg H_2 inkl. reiner Batteriereichweite)

Kleinbusse

Im Rahmen des geförderten Forschungsprojektes FCREEV [8,21] hat das Konsortium bestehend aus Magna Steyr Engineering AG & Co. KG, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (Technische Universität Wien), HyCentA Research GmbH und Proton Motor Fuel Cell GmbH ein Brennstoffzellen Range Extender Konzept entwickelt und aufgebaut, siehe Abbildung 15. Die Kosten für den Antriebsstrang von BEVs und FCEVs hängen wesentlich von der Produktionsmenge ab. Bei geringen Stückzahlen hat das Brennstoffzellen Range Extender Konzept das Potenzial die Kosten zu senken und sogar jene von BEVs, bei einer gleichzeitigen Erhöhung der Reichweite um 100-150 km, zu unterschreiten.

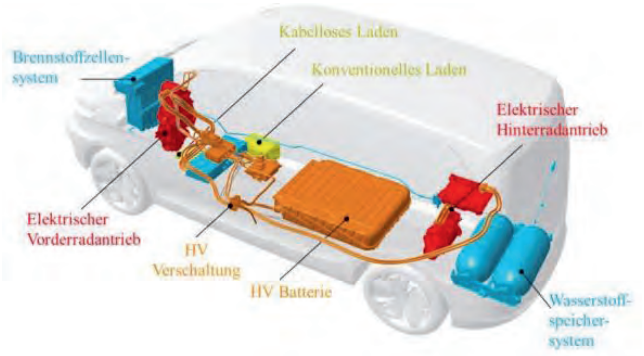


Abbildung 15: FCREEV [21]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Der Antriebsstrang besteht aus den elektrischen Antriebssystemen (DC/AC-Umrichter, Elektromotor und einstufigem Getriebe) für die Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs, dem Brennstoffzellensystem (FC-Stack, Nebenaggregate, DC/DC-Wandler) und Steuereinheit), der HV-Batterie (Li-Ion) sowie verschiedenen Ladesystemen und der Leistungselektronik zur Spannungswandlung im Leistungsversorgungssystem. Rein batterieelektrischer Betrieb ist bei einem hohen Ladezustand (SOC – State of Charge) erlaubt, um eine Entladung der Batterie zu erreichen. Mit dieser Konfiguration sind Reichweiten bis zu 70 km ohne Unterstützung der Brennstoffzelle möglich, wodurch die durchschnittliche tägliche Reichweite der Kunden erreicht wird. Bei niedrigeren SOC-Werten wird durch eine ausgeklügelte Betriebsstrategie eine maximale Reichweite und der Betrieb des 25 kW Brennstoffzellensystems bei möglichst hoher Effizienz (max. 54 %, siehe Abbildung 16) gewährleistet.

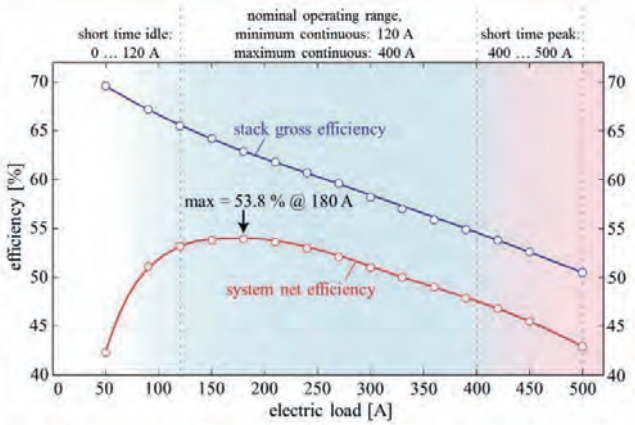


Abbildung 16: Wirkungsgrad von FC-Stack und System über der elektrischen Last

Der Range Extender (Brennstoffzelle) wird jedoch nicht primär für die Bereitstellung der Leistung in allen Betriebsbereichen verwendet, sondern zur Deckung des durchschnittlichen Leistungsbedarfs. Der Spitzenleistungsbedarf und die regenerative Bremsenergie werden durch die Batterie gedeckt. Die Kombination beider Energiequellen ermöglicht höhere zur Verfügung stehende Leistungen und größere Reichweiten (>350 km) ohne Betankung oder Aufladen. Durch das FCREEV-Konzept wird die Brennstoffzelle häufig stationär und in Bereichen mit geringer Degradation betrieben. Prüfstandsuntersuchungen zeigten nach 5000 Betriebsstunden eine Degradation von weniger als 7 %, wodurch eine ausreichende Brennstoffzellenleistung über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs sichergestellt werden kann.

Heavy-Duty Anwendungen

Angesichts der hohen Energiedichte von Wasserstoff und der Vorteile von FCEV-Antrieben werden diese besonders bei Bussen, LKWs, Schwerlasttransportern und nicht elektrifizierten Zügen an Bedeutung zunehmen. Die Anwendung von PEMFC im Heavy-Duty-Bereich wurde bisher völlig unterschätzt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 17:
FC Bus – Toyota [23]



Abbildung 18:
FC LKW – COOP [11]



Abbildung 19:
FC Zug - Alstom [1]

Brennstoffzellenbusse haben sich seit Jahren bewährt und mehrere hundert Busse sind weltweit im Einsatz. In Europa finanziert das FCH-JU Busprojekte, wobei in Europa bislang etwa 84 Brennstoffzellenbusse in Betrieb sind [6]. Vor allem in Asien nehmen F&E-Aktivitäten stark zu; z. B. Lianyungang Haitong Public Transport (China) plant die Anschaffung von 1500 FCEV-Bussen und Toyota will bei den Olympischen und Paraolympischen Spielen in Tokio 2020 über 100 FCEV-Busse einsetzen, siehe Abbildung 17. Brennstoffzellensysteme für Busse sind so ausgelegt, dass sie eine geringe Degradation erreichen, in Vergangenheit konnten Degradationsraten von 10 % nach 10.000 h nachgewiesen werden [19]. Die Entwicklung der nächsten Generation von Brennstoffzellensystemen für Heavy Duty Anwendungen zielt dabei auf 25.000 h. Darüber hinaus verbrauchen Brennstoffzellenbusse mit einer Leistung von 200 kW 8 bis 9 kg Wasserstoff und erzielen Reichweiten von 300 bis 450 km [6,19]. Somit bieten FC-Busse hohe Lebensdauer, hohe TtW-Effizienz und die Flexibilität eines Dieselbusses bei null Schadstoffemissionen. Gleiches gilt für FC-LKW-Anwendungen. Mehrere LKW-Konzepte sind in Entwicklung (Toyota, Nikola Motor Company und COOP in Abbildung 18), um eine emissionsfreie Logistik in Städten und Überland zu ermöglichen.
Für nicht elektrifizierte Bahnstrecken, in denen heute überwiegend Diesel-Züge zum Einsatz kommen, bietet der PEMFC-Antriebsstrang eine emissionsfreie Alternative. Deutschland kündigte kürzlich die Inbetriebnahme der ersten Wasserstoffzüge an. Alstom hat den Coradia iLint mit einer Leistung von 400 kW, einer Wasserstoffspeicherkapazität von 180 kg und einer Reichweite von 600 bis 800 km entwickelt; siehe Abbildung 19. Darüber hinaus sind FCEV-Züge bereits mit Diesel-Zügen (aus TCO-Sicht) wettbewerbsfähig.

Wasserstoffproduktion und Tankstellen

Wasserstofftankstellen sind ein entscheidendes Element in der Kraftstoffversorgungskette für FCEVs, da eine Mindestnetzdichte eine Voraussetzung für das Interesse der Verbraucher ist. Es können entweder reine Wasserstoff-Tankstellen oder eine Integration in Multi-Tankstellen realisiert werden. Darüber hinaus sind Hausbetankungssysteme eine zusätzliche Option. Der Aufbau und die Auslegung einer Wasserstofftankstelle wird maßgeblich durch den täglichen Wasserstoffbedarf, die Art der Wasserstoffspeicherung an Bord des Fahrzeugs (z. B. Druckniveau und Aggregatzustand) und die Art und Weise, wie Wasserstoff an die Station geliefert oder dort produziert wird, bestimmt. Die Festlegung der optimalen Größe einer Tankstelle ist ein kritischer Parameter [15].
Derzeit gibt es verschiedene Arten von Wasserstofftankstellen, siehe Abbildung 20. In dieser Abbildung sind die verschiedenen Technologien für die Wasserstoffproduktion, die Lieferarten für die zentralisierte Offsite-Produktion sowie die Möglichkeiten der Lagerung und Betankung dargestellt. Obwohl auch Technologien zur Wasserstoffproduktion dargestellt werden bei denen CO_2-Emissionen anfallen, liegt der Fokus zukünftiger Konzepte auf emissionsärmeren Ansätzen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

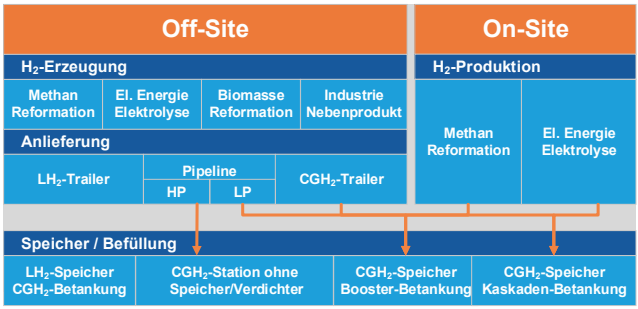


Abbildung 20: Konzepte für Wasserstofftankstellen [5]

Anlieferung von CGH_2 (compressed gaseous hydrogen): Komprimierter Wasserstoff wird mit Trailern bei einem Druck von mindestens 20 MPa angeliefert, wobei entweder der LKW am Standort bleibt oder der Wasserstoff in ein Niederdruck-Speichersystem gefüllt wird. Dieser Ansatz erfordert mindestens einen Kompressor, um ein Betanken sowohl bei 35 MPa als auch bei 70 MPa zu ermöglichen. Der Hauptnachteil von gasförmigem Wasserstoff ist im Vergleich zu flüssigem Wasserstoff die geringere Dichte, die sich direkt auf die Transportkosten und-energie auswirkt.
Anlieferung von LH_2 (liquid hydrogen): Um die Energiedichte deutlich zu erhöhen, wird der Wasserstoff vor dem Transport verflüssigt. Dadurch können größere Mengen in einem Trailer transportiert werden. Dennoch sind das aufwändige Handling bei flüssigem Wasserstoff (tiefe Temperaturen, Boil-Off-Problematik), die hohe Energie für die Verflüssigung und die langen Transportwege (Well-to-Wheel-Effizienz) wesentliche Nachteile dieser Technologie.
Versorgung mit Pipeline: Wasserstoff fällt bei gewissen industriellen Prozessen als Nebenprodukt an und kann über Pipelines zu den Tankstellen transportiert werden. Prinzipiell hat dieser Ansatz mehrere Vorteile bei hohen Abnahmemengen. Aktuell hindern die limitierte Anzahl an potenziellen Abnehmern und die hohen Kosten für die Pipelines den Ausbau.
On-site Produktion mit Elektrolyse: Die Wasserstoffproduktion vor Ort über Elektrolyse ist ein vielversprechender Ansatz für eine dezentrale Wasserstoffinfrastruktur. Es gibt verschiedene Optionen mit unterschiedlichen Produktionsraten, die auf benutzerspezifische Anforderungen ausgerichtet sind. Beispiele für kleine Wasserstoff-Tankstellen sind die SHS (Smart Hydrogen Station) von Honda und der Home Refueller von Proton Onsite. Die SHS hat eine tägliche Gesamtproduktionsrate von bis zu 1,5 kg/Tag bei 40 MPa (siehe Abbildung 21). Das System von Proton Onsite mit einer täglichen Produktionsrate von 2,2 kg umfasst einen eingebauten Booster zur Befüllung von 35 MPa oder 70 MPa Speichersystemen [5]. Beide Systeme produzieren Wasserstoff über Hochdruck-PEM-Elektrolyse.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Spezifikation	Wert
Max. Kapazität	1.5 kg/Tag
Betankungsdruck	35 MPa
Produktionsdruck	40 MPa
Speicherkapazität	19 kg @ 15 °C
Wasserstoffreinheit	> 99,99 %
Systemabmessungen in mm (L x W x H)	3 280 x 2 140 x 2 100 (10-ft Container)
Elektrolyseur	Hochdruckelektrolyse System
Betankungsmethode	Zweibanken-kaskadierung
Anschlüsse	200 VAC; Frischwasser

Abbildung 21: Smart Hydrogen Station (SHS) von Honda [10]

Die im Rahmen des Projektes COHRS (Connecting Hydrogen Refueling Stations) entwickelten und errichteten Wasserstofftankstellen sind für 6 Befüllungen pro Stunde mit einer Tageskapazität von bis zu 212 kg ausgelegt [12]. Im Moment ist der tatsächliche Wasserstoffbedarf im Vergleich zu diesen Spezifikationen deutlich geringer, weshalb die geplanten Stationen erheblich überdimensioniert und somit nicht ausgelastet sind. Der Hauptnachteil aller bestehenden Konzepte besteht darin, dass sie für eine bestimmte Wasserstoffproduktionsrate ohne die Möglichkeit einer späteren Anpassung ausgelegt sind. Um eine optimale Lösung für steigende Anforderungen anbieten zu können, ist ein neues modulares Konzept für eine flexible Wasserstoffinfrastruktur notwendig.

Modulares Infrastrukturkonzept

Mit einem modularen Konzept für Wasserstofftankstellen können kleine privat betriebene Hausbetankungsstationen, mit einem Wasserstoffbedarf von 1,5 kg/Tag, bis hin zu großen kommerziell betriebenen Tankstellen, mit einer Wasserstoffproduktionsrate von mehr als 100 kg/Tag, abgedeckt werden. Das hier beschriebene modulare Konzept wurde entwickelt um die Wirtschaftlichkeit von Wasserstofftankstellen zu optimieren und den Ausbau des Versorgungsnetzes zu beschleunigen. Optimierte Tankstellenkonfigurationen können die Investitions- und Betriebskosten sowie die Auslastung verbessern, weshalb eine angepasste Dimensionierung der einzelnen Module, z.B. on-site Elektrolyse, on-site Wasserstoffspeicher und Hochdruckverdichtermodul unerlässlich ist. Speziell in den frühen Phasen der Markteinführung können die Kosten der Betankungsinfrastruktur durch das modular skalierbare Konzept minimiert werden. Das skalierbare Konzept basiert auf einem 35 MPa Hochdruck-PEM-Elektrolysemodul. Die kleinste Einheit wird für 35 MPa-Hausbetankungsanwendungen mit einer täglichen Wasserstoffproduktionsrate von 1,5 kg/Tag (mit Elektrizität aus Photovoltaik) verwendet. Mit dieser Produktionskapazität können mehr als 90 % der täglichen Reichweiten privater Haushalte abgedeckt werden.
Wie in Abbildung 22 dargestellt, können drei Hauptmodule unterschieden werden: das 35 MPa-Modul, das 70 MPa-Modul und das BoP-Modul (Balance of Plant). Diese Hauptmodule des HRS (Hydrogen Refueling Stations) umfassen mehrere Submodule, die ebenfalls in Abbildung 22 dargestellt sind. Der grundlegende Ansatz für das Konzept besteht in einer einfachen und modularen Erweiterbarkeit der Wasserstoffinfrastruktur und ermöglicht somit eine anwendungsspezifische Auslegung hinsichtlich Druckniveau und Produktionsrate.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

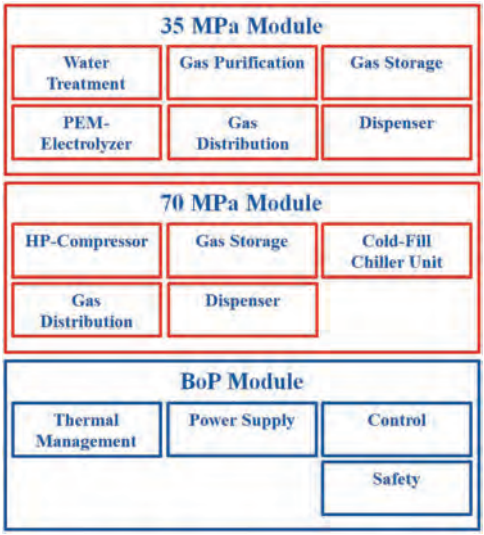


Abbildung 22: Module des HRS-Konzepts

Hochdruckelektrolyse

Das 35 MPa Modul enthält das on-site Hochdruckelektrolysesystem. Um die Anforderungen an die Speisewasserqualität zu erfüllen, ist eine Wasseraufbereitungsanlage notwendig. Um die Wasserhärte zu begrenzen und die elektrische Leitfähigkeit unter 0,1 µS/cm zu halten, werden eine Entkalkungseinheit und eine Wasserreinigungseinheit eingesetzt. Die Hauptkomponente des Moduls ist ein Hochdruckelektrolyseur, der Wasserstoff ohne mechanische Verdichtung bei 35 MPa erzeugt. Das Submodul befindet sich derzeit in der Entwicklung und erste Labortests wurden bereits durchgeführt. Ein mögliches Design dieses Moduls ist in Abbildung 23 dargestellt.



Abbildung 23: Hochdruckelektrolysemodul

Das eingesetzte PEM-Elektrolysemodul ist für einen hochdynamischen Betrieb bei gleichzeitig hoher Effizienz ausgelegt, wodurch es für die Versorgung mit elektrischer

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Energie aus schwankenden erneuerbaren Quellen geeignet ist. Darüber hinaus bietet die Hochdruck-Wasserstoffproduktion mit bis zu 9 kg/Tag Vorteile hinsichtlich Systemeffizienz, Geräuschemissionen, Wartungsaufwand und einem vereinfachten BoP-Design. Die wichtigsten Spezifikationen des Systems sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Die angegebenen Daten gelten für ein Standard 35 MPa-Elektrolysemodul mit zwei PEM-Stacks. Für einen geringeren Wasserstoffbedarf kann ein angepasstes Elektrolysemodul mit nur einem Stack verwendet werden, ohne dass erhebliche Modifikationen der übrigen Komponenten erforderlich sind. Die Eingangsleistung wird dadurch auf 16 kW reduziert, was zu einer maximalen Wasserstoffproduktion von 4,5 kg/Tag im Volllastbetrieb führt.

Tabelle 3: Spezifikationen der Hochdruckelektrolyse

Spezifikation	Einheit	Wert
H_2 Produktion	kg/h	0.375
H_2 Ausgangsdruck	MPa	35
H_2 Reinheit	vol%	> 99.999
Wasserverbrauch	l/h	6
Maximale Eingangsleistung	kW	32
Systemgröße (L x W x H)	mm	1100 x 700 x 1900

Um hohe Wasserstoffreinheiten von > 99,999 vol% zu gewährleisten, ist ein zusätzliches Gasreinigungssystem vorgesehen. Das Gasverteilungsmodul leitet den erzeugten Wasserstoff zum Speicher, zum 35 MPa Dispenser oder zum Hochdruckverdichter des 70 MPa Moduls. Je nach Anwendung wird die Größe des 35 MPa Gasspeichersystems individuell angepasst. Für kleine HRS ist der zur Verfügung stehende Platz für die Installation der Anlage entscheidend. Bei mittelgroßen und großen HRS ist die Speicherkapazität entscheidend, um kurze Betankungsdauern und hohe Drücke im Tanksystem des Fahrzeugs zu ermöglichen. Eine Kaskaden-Befüllung wird realisiert, um eine optimierte Betankung zu gewährleisten. Das Dispenser-Submodul ist für Füllvorgänge mit 35 MPa ausgelegt.
Um die Anforderungen für verschiedene Arten von HRS zu erfüllen, ist die Zuordnung des entwickelten modularen Konzepts zu den verschiedenen Anwendungen in Tabelle 4 aufgeführt. Durch die Modularität und Skalierbarkeit des vorgestellten Designs können die Anforderungen verschiedenster Anwendungsfälle erfüllt werden.

Tabelle 4: Anforderungen verschiedener Anwendungen

	Kleine HRS	**Mittelgroße HRS**	**Große HRS**
Druckniveau	35 MPa	35 MPa	35 und 70 MPa
Wasserstoffkapazität	> 1.5 kg/d	< 54 kg/d pro Container	< 108 kg/d pro Container
Standardgröße	Elektrolysemodul	Standard 20-ft Container	Standard 40-ft Container
Befüllungsdauer	< 15 min	< 3 min	< 3 min
Anwendung	Home refuelling	Industriell und kommerziell	Kommerziell
El. Energieversorgung	PV-system	PV-System, Niedertarifstrom	PV-System, Wind (PtG), Niedertarifstrom
Spannung	400 VAC; 3p	400 VAC; 3p	400 VAC; 3p
Eingangsleistung	16 kW	bis 250 kW	Bis 450 kW

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.



Abbildung 24: Beispiel für eine mittelgroße HRS

Im Zuge der aktuellen Markteinführung der FCEVs sind kommerziell betriebene, mittelgroße Tankstellen (20 ft Standardcontainer) mit täglichen Wasserstoffkapazitäten im Bereich von 50 kg, entsprechend circa 10 Betankungen, notwendig [15]. Mit dem vorgestellten modularen Infrastrukturkonzept kann eine tägliche Produktionsrate von bis zu 108 kg pro installiertem Container (40 ft Standardgröße) realisiert werden.
Ein wesentlicher Vorteil des modularen Konzepts ist die Möglichkeit einer nachträglichen Erweiterung, um die Infrastruktur an wachsende Anforderungen anzupassen. Das entwickelte Konzept stellt daher einen wichtigen Faktor für die Marktdurchdringung von Wasserstofftechnologien dar, da die Verwendung eines standardisierten Elektrolysemoduls zu einer signifikanten Kostensenkung bei steigender Produktion führt.

Zusammenfassung

Die großen Herausforderungen für den zukünftigen Straßenverkehr und damit die globale Automobilindustrie sind individuelle Mobilität, Reduktion des Energieverbrauchs und Dekarbonisierung. Um diesen Herausforderungen gerecht zu werden, spielen Elektrofahrzeuge mit Batterie- und Brennstoffzellentechnologie die Schlüsselrolle. Reine Batterie-Elektrofahrzeuge eignen sich für kleinere Fahrzeuge mit geringen Reichweiten, während Brennstoffzellen eher für größere Fahrzeuge mit hohen Reichweiten und höheren Leistungsanforderungen geeignet sind.
Bei FCEVs sind Energieumwandlung und Energiespeicherung getrennt, die Brennstoffzelle ist der Energiewandler und der Wasserstofftank der Energiespeicher, der im Vergleich zu BEV eine höhere gespeicherte Energie, eine höhere Reichweite und eine schnellere Betankung ermöglicht. FC-Antriebssysteme werden als die "Langstrecken-" und "Allzweck"-Alternative zu existierenden, rein batterieelektrischen Antriebssystemen angesehen. FCEVs werden eine wichtige Rolle bei der Dekarbonisierung der Mobilität spielen, da sie beim Betrieb mit grünem Wasserstoff die niedrigsten Emissionen aller Antriebsstränge über den gesamten Lebenszyklus aufweisen. Darüber hinaus stellen FCEVs eine kosteneffiziente Lösung dar, da FCEVs bei hohem Produktionsvolumen geringere Kosten verursachen als BEVs, wenn eine hohe Reichweite erforderlich ist. Die FCEV-Technologie eignet sich hervorragend für die Entwicklung in Europa, da vorhandenes Know-how, Fertigungstechnologien und Lieferketten aus der ICE-Entwicklung und Produktion übernommen werden können.
Zurzeit werden Brennstoffzellen in verschiedenen Anwendungen eingesetzt, entweder in der Luft, auf See oder an Land. Im Zuge der Energiemodellregion WIVA P&G

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

(Wasserstoffinitiative Vorzeigeregion Österreich Power & Gas) wird die Umstellung des österreichischen Energiesystems auf grünen Wasserstoff und Ökostrom demonstriert. In mehreren österreichischen Forschungs-, Entwicklungs- und Demonstrationsprojekten werden verschiedene Fahrzeugkonzepte wie Pistenraupen, PKW, Transporter, Busse, LKW und Züge untersucht. Schlussendlich sind die einzigartigen Eigenschaften des Wasserstoffs, wie z. B. die langfristige und effiziente Speicherung von Energie, ein wichtiger Wegbereiter für die Energiewende mit Vorteilen für das Energiesystem und die Endanwendungen.

Literatur

1. Alstom, http://www.alstom.com/press-centre/2017/03/alstoms-hydrogen-train-coradia-ilint-first-successful-run-at-80-kmh/ , (20.10.2017)
2. Brandstätter, S., Striednig, M., Aldrian, D., Trattner, A. et al., "Highly Integrated Fuel Cell Analysis Infrastructure for Advanced Research Topics," SAE Technical Paper 2017-01-1180, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-1180.
3. DOE - Department of Energy USA, DOE Technical Targets for Fuel Cell Systems and Stacks for Transportation Applications, https://energy.gov/eere/fuelcells/doe-technical-targets-fuel-cell-systems-and-stacks-transportation-applications (20.10.2017)
4. Edwards, R., Larive´, J.-F. , Rickeard, D. and Weindorf, W., "Well-to-Wheel Analysis of future Automotive Fuels and Powertrains in the European Context.", JEC Technical Reports, 2014, doi:10.2790/95629.
5. e-mobil BW GmbH, "Wasserstoff-Infrastruktur für eine nachhaltige Mobilität", Report, Stuttgart, 2013.
6. FCH JU: Fuel Cell Electric Buses – Potential for Sustainable Public Transport in Europe, The Fuel Cells and Hydrogen Joint Undertaking, 2015
7. Grögera, O., Gasteiger, H., Suchsland, J.: Review—Electromobility: Batteries or Fuel Cells?, Journal of the Electrochemical Society, http://jes.ecsdl.org/content/162/14/A2605.full , 2015.
8. Höflinger, J.; Hofmann, P.; Müller, H.; Limbrunner, M.: FCREEV – A Fuel Cell Range Extended Electric Vehicle. In: MTZ ww 77 (2017), No. 5, pp. 16-21
9. Honda Motor, http://world.honda.com/FuelCell; http://www.honda.de/cars/honda-welt/news-events/2015-10-28-honda-enthuellt-clarity-fuel-cell-auf-der-tokyo-motor.html (24.07.2017)
10. Honda Motor Co., Ltd., http://world.honda.com/environment/face/2016/case56/technical-report/technical-report01.html, accessed Oct. 2016.
11. H2energy, http://h2energy.ch/wp-content/uploads/2017/06/Factsheet_Lastwagen_D.pdf , (10.12.2017)
12. H2 Mobility Deutschland GmbH & Co. KG, http://www.cohrs-project.eu/ , accessed Oct. 2016.
13. Hydrogen Council, http://hydrogencouncil.com/ , (20.10.2017)
14. Hyundai Motor Company, https://www.hyundai.com/worldwide/en/eco/ix35-fuelcell/highlights
15. International Energy Agency, "Technology Roadmap Hydrogen and Fuel Cells", www.iea.org, accessed Oct. 2016
16. IPCC: Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. IPCC, Geneva, Switzerland, 151 pp, 2014
17. M. Klell, H. Eichlseder, A. Trattner: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik, Springer Verlag, Buch 4. Auflage, 2018 (in Vorbereitung)
18. Mercedes-Benz, https://www.mercedes-benz.com/de/mercedes-benz/fahrzeuge/personenwagen/glc/der-neue-glc-f-cell/ (20.10.2017)
19. Müller, K.; Schnitzeler, F.; Lozanovski, A.; Skiker, S.; Ojakovoh, M.: Clean Hydrogen in European Cities, D 5.3 – CHIC Final Report, FCH JU, 2017
20. Nöst, M.; Doppler, Ch.; Klell, M.; Trattner, A.: Thermal Management of PEM Fuel Cells in Electric Vehicles, Buchkapitel, Comprehensive Energy Management, Seite 93-112, Springer, ISBN 978-3-319-57444-8, 2017
21. Salman, P., Wallnöfer-Ogris, E., Sartory, M., Trattner, A. et al., "Hydrogen-Powered Fuel Cell Range Extender Vehicle – Long Driving Range with Zero-Emissions," SAE Technical Paper 2017-01-1185, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-1185.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

22. Sartory, M., Justl, M., Salman, P., Trattner, A. et al., "Modular Concept of a Cost-Effective and Efficient On-Site Hydrogen Production Solution," SAE Technical Paper 2017-01-1287, 2017, https://doi.org/10.4271/2017-01-1287.
23. Tokieda, Junji: „The Mirai - Life Cycle Assessment Report“, Toyota, 2015 Toyota Motor Corporation, http://www.toyota.com , https://www.toyota.at/new-cars/new-mirai/index.json#1 , (20.10. 2017)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Lucas Konstantinoff, MSc; Thomas Dornauer, MSc; Ronald Stärz, MSc; Martin Pillei, MSc;
DDipl.-Ing. Dr.techn. Lukas Möltner; MCI Innsbruck;
Dominik Mairegger, MSc; PGES GmbH;
Mag. Dr.techn. Seraphin Unterberger;
Leopold-Franzens-Universität Innsbruck;
Dipl.-Ing. Dr.techn. Uwe Trattnig; FH Joanneum, Kapfenberg

Untersuchungen zur Ausbildung und Bewegung von Zündfunken in Gasmotoren mit turbulenter Verbrennung

Investigations on the Formation and Motion of Ignition Sparks in Gas Engines with Turbulent Combustion

Kurzfassung

Bei modernen Gasmotoren, die nach dem Magerkonzept arbeiten, tragen hohe Verdichtungsverhältnisse in Kombination mit einer Aufladung zwar maßgeblich zur Effizienzsteigerung bei, allerdings führen diese Maßnahmen auch zu sich verschärfenden Anforderungen an Zündeinrichtungen. Aufgrund des mageren Gemisches werden zur Erreichung eines ansprechenden Wirkungsgrades turbulenzsteigernde Maßnahmen zur Erhöhung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit umgesetzt, welche die Rahmenbedingungen für eine sichere Entzündung des Gemischs nochmals erschweren. In diesem Beitrag wird dargestellt, inwieweit sich eine bekannte Gesetzmäßigkeit, das Gesetz nach Paschen, die den Zusammenhang zwischen der Durchbruchspannung, dem Druck und dem Elektrodenabstand beschreibt, auch auf bewegte Strömungen anwendbar ist. Zu diesem Zweck wird an einem Zündkerzenprüfstand neben den strömungsinduzierten Auswirkungen auf den Zündspannungsverlauf auch eine auftretende Funkenablenkung beschrieben und diskutiert. Es wird gezeigt, dass eine direkte Anströmung der Zündkerze zu einer deutlichen Dynamik des Funkens führt. Die Ausprägung dieser Funkenbewegung provoziert in einigen Fällen, dass der Zündfunke nicht mehr zwischen den Edelmetallplättchen der Elektroden verläuft, sondern auf das Grundmaterial wandert und dort zu einem nachweisbaren Materialabtrag führt. In einem weiteren Schritt werden zwei verschiedene Zündkerzenkonzepte an zwei unterschiedlichen Versuchsmotoren, mit und ohne turbulenzsteigernde Maßnahmen im Brennraum untersucht und die Auswirkungen auf die Verbrennung analysiert.

1 Einleitung

Gasmotoren repräsentieren eine effektive und zuverlässige Methode, um aus brennbaren Gasen elektrische Energie und Wärme bereitzustellen. Dabei bieten sich als Alternativen zu Erdgas unter anderem Biogas und Klärgas als methanhaltige Brenngase an, da unter dem Aspekt der Reduktion von Kohlendioxid- (CO_2) Emissionen große Vorteile gegenüber fossilen Energieträgern bestehen. Als weitere Vorteile sind die Nutzungsmöglichkeiten und gleichzeitig die Entsorgung von Problemgasen wie beispielsweise Deponiegas, zu nennen. Die Nachfrage nach möglichst effizienten Verbrennungsmotoren, die die aktuellen

PEER REVIEW WKM Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und zukünftigen Emissionsgesetzgebungen erfüllen können und dabei hocheffizient arbeiten, motivieren die aktuellen Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten.

In Europa führte die verstärkte Förderung von erneuerbaren Energien in den letzten Jahren zur Installation großer Kapazitäten von Wind- und Sonnenenergieanlagen, welche ohne weitere Vorkehrungen zu einer unsteten Stromerzeugung führen. Vor diesem Hintergrund müssen Maßnahmen getroffen werden, die entweder überschüssige Energie speichern und zu einem späteren Zeitpunkt wieder bedarfsgerichtet abgeben oder Netzschwankungen von erneuerbaren Energiequellen ausgleichen können.

Eine vielversprechende Möglichkeit zur Entschärfung dieses Konflikts bieten Gasmotoren die das Potenzial haben sehr schnell auf sich ändernde Lastanforderungen zu reagieren. Gleichzeitig können diese aufgrund der hohen Anlagenverfügbarkeit auch zur Grundlastdeckung eingesetzt werden. Zudem bieten aktuelle Gasmotoren in Kombination mit modernen Brennverfahren Wirkungsgrade von bis zu 50 %. Bei gleichzeitiger Ausnutzung der Abwärme bei Block-Heiz-Kraftwerken (BHKW) können diese auf einen Gesamtwirkungsgrad (elektrisch + thermisch) von ca. 90 % gehoben werden.

Die bereits erwähnten vergleichsweise hohen Wirkungsgrade von aktuellen Gasmotoren sind das Ergebnis aus der Abstimmung und Zusammenführung vieler einzelner Maßnahmen und Technologien. Eine zentrale Rolle nimmt in diesem Kontext das Brennverfahren ein, welches für den Energieumsatz im Brennraum maßgeblich verantwortlich ist. Ein bisher verfolgter und erfolgsversprechender Ansatz bietet die zielgerichtete Anpassung der Ladungsbewegung. Turbulenzen im Brennraum können den Stoff- und Wärmetransport deutlich verbessern und führen so zu einer schnelleren Verbrennung und in Folge zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades.

Mit zunehmendem Anstieg des Mitteldrucks in Kombination mit turbulenten Verbrennungskonzepten entstehen allerdings neue Anforderungen an Zündsysteme. Die Erreichung des Ziels einer sicheren und vor allem konstanten Entzündung des Gemisches an den Elektroden der Zündkerze wird durch eine zunehmende Turbulenz im Brennraum erschwert. So kann beispielsweise eine Strömung im Brennraum dazu führen, dass sich der Zündfunke bewegt bzw. dieser seine Form zwischen den Elektroden verändert. Derartige Effekte haben das Potenzial zu einem erhöhten Abbrand an den Elektroden zu führen und somit die Lebensdauer der Zündkerze zu verkürzen.

In diesem Beitrag werden die Auswirkungen verschiedener Zündkerzen auf Brennverfahren mit und ohne Drallströmung und die strömungsinduzierte Funkenbewegung experimentell untersucht. Weiteres wird die Gültigkeit eines bestehenden Modells, welches die Durchbruchspannung als Funktion des Elektrodenabstands und des Drucks beschreibt, auf den Einsatz für bewegte Strömungen hin bewertet.

2 Ausgangssituation

Ein effizienter Betrieb von Gasmotoren in BHKWs erfordert neben einer bestmöglichen Brennstoffausnutzung auch die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten und eine möglichst lange Lebensdauer von Einzelkomponenten. In nachfolgendem Abschnitt soll zum Ziel einer Problemhinführung auf eine magere Verbrennung in Kombination mit turbulenzsteigernden Maßnahmen eingegangen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 Magerverbrennung

Bei größeren Gasmotoren haben sich heute Magerkonzepte ($\lambda > 1$) durchgesetzt, zumal damit ein schadstoffarmer Betrieb hinsichtlich Stickoxid- (NO_x) und Kohlenmonoxid- (CO) Emissionen ermöglicht wird [1].

Das Luftverhältnis λ beeinflusst ganz wesentlich die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und damit über den Verbrennungs- bzw. Druckverlauf den erreichbaren Mitteldruck. Eine Verbrennung bei $\lambda > 1$ läuft bedingt durch die Erwärmung der überschüssigen Luft und der damit einhergehenden niedrigeren Verbrennungstemperatur zunehmend schleppender ab, während bei einer Luftzahl $\lambda < 1$ der Gemischheizwert ansteigt und so der maximale Mitteldruck bei einer Luftzahl $\lambda \sim 0{,}85$ erreicht wird [2].

Neben dem Bestreben eines möglichst effizienten und damit ressourcenschonenden Betriebs zählt vor allem eine emissionsarme Betriebsweise zu den übergeordneten Zielen. Bei Gasmotoren sind diese Emittenten vorrangig Stickoxide, Kohlenmonoxid, nicht näher spezifizierte Kohlenwasserstoffe resultierend aus einer nicht vollständigen Verbrennung (HC), Kohlendioxid sowie Formaldehyd und Dioxine/Furane [1].

Die Bildung von Stickstoffmonoxid (NO) verläuft in Verbrennungsprozessen über drei Mechanismen ab, wobei in Verbrennungsmotoren vorwiegend die thermische NO_x Bildung nach Zeldovich dominiert [3].

Bedingt durch die exponentielle Zunahme von NO mit der Temperatur ist erklärbar, dass gerade stöchiometrisch betriebene Motoren hohe NO_x-Emissionen zur Folge haben [4]. Durch den Einsatz von Katalysatoren (z. B. SCR-Technologie) können diese Emittenten zwar reduziert werden, allerdings sind diese beim Betrieb mit Klärgas aufgrund einsetzender Katalysatordeaktivierung durch Verunreinigungen (z. B. H_2S) nicht einsetzbar [5]. Daher wird ein alternativer Weg zur innermotorischen Unterdrückung der NO_x-Bildung eingesetzt; die Absenkung der Verbrennungstemperatur durch Abmagerung des Brennstoff-Luft-Gemisches.

Ein weiterer Vorteil der Abmagerung resultiert aus der Tatsache, dass die Klopfgrenze steigt und dadurch höhere Verdichtungsverhältnisse wählbar sind. Durch den Übergang auf die Magerverbrennung mit Aufladung konnte das Potenzial des Otto-Gasmotors deutlich erweitert werden [1].

2.2 Wirkungsgradsteigerung durch Ladungsbewegung

Zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades werden eine schnelle Verbrennung sowie hohe Verdichtungsverhältnisse angestrebt. Während das Verdichtungsverhältnis konstruktiv vorgegeben ist, kann die Verbrennung beispielsweise durch eine gezielte Ladungsbewegung, also der Bewegung des Brennstoff-Luft-Gemisches im Zylinder, beschleunigt werden [6].

Die bei der motorischen Verbrennung erwünschte Deflagration kann turbulenzabhängig in drei Regime unterteilt werden, welche durch die eigentliche Kinetik der Reaktion und/oder Stofftransportvorgänge limitiert werden [7]. Bei geringer Turbulenz entfernt sich eine geschlossene Flammenfront mit einer laminaren Flammenausbreitungsgeschwindigkeit hemisphärisch von der Zündquelle, Abbildung 1 (a). Bei zunehmender Turbulenz zerfällt diese Flammenfront und sogenannte Flamelets werden gebildet. Dies führt zu einer Oberflächenvergrößerung der Flamme und eine turbulente Ausbreitungsgeschwindigkeit stellt sich ein, Abbildung 1 (b). Bei einer theoretisch unendlich hohen Turbulenzintensität besteht eine homogene Mischung zwischen bereits verbranntem und unverbranntem Gas

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

und eine maximale Flammenausbreitungsgeschwindigkeit wird erreicht, Abbildung 1 (c). Nach Damköhler ist das Verhältnis zwischen turbulenter und laminarer Flammengeschwindigkeit proportional zum Verhältnis von turbulenter und laminarer Flammenoberfläche [8], was die Einschätzung erlaubt ob eine Verbrennung von der Reaktionskinetik oder von Stoffaustauschvorgängen limitiert wird. Eine turbulente Ladungsbewegung sorgt für eine schnelle Verbrennung im Brennraum und in weiterer Folge für hohe Wirkungsgrade [6], [9], [10].

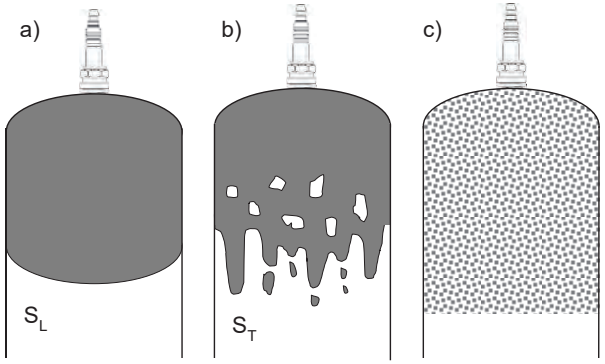


Abbildung 1: Einfluss der Turbulenz auf die Flammenausbreitung.

Um die gewünschte Turbulenz im Brennraum stationärer Gasmotoren zu erreichen, wurde in bereits veröffentlichten Studien eine erfolgreiche Anpassung des ventilsitznahen Bereichs von Zylinderköpfen durchgeführt [11], [12]. Abbildung 2 zeigt exemplarisch die Strömungsfelder eines für hohe Drallströmung optimierten Zylinderkopfes (DZK) und eines Referenzzylinderkopfs (RZK). Die Aufnahmen zeigen die mittels Particle Image Velocimetry (PIV) ermittelten Strömungsprofile unterhalb des Flammendecks bei einem Ventilhub von zwei Millimetern und einer stationären Durchströmung des Zylinderkopfes.

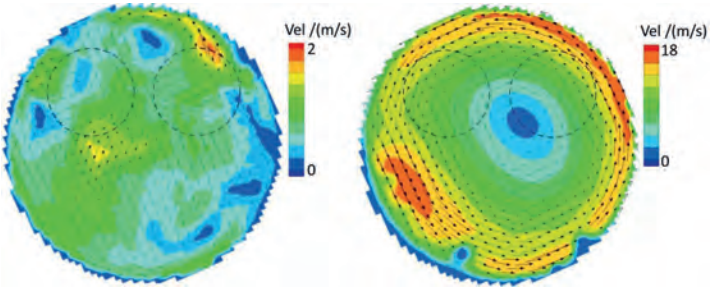


Abbildung 2: Strömungsfeld unter dem Flammendeck eines Referenzzylinderkopfs ohne besondere Maßnahmen (links) und eines auf Drallströmung optimierten Zylinderkopfs (rechts) [12] jeweils mit schematischer Andeutung der Einlassventile.

Abbildung 3 (links) zeigt die integrativ ermittelte, dimensionslose Drallzahl Ks nach Tippelmann [13] über dem Ventilhub für beide Zylinderkopfvarianten. Analog zu den Ergebnissen der optischen PIV-Untersuchungen ergibt sich eine um ein Vielfaches stärker ausgeprägte Drallströmung für den modifizierten Zylinderkopf DZK gegenüber dem nicht modifizierten Referenzmodell RZK.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch diese gezielte Erhöhung der Drallströmung konnten an einem Versuchsmotor positive Auswirkungen auf die Verbrennungsgeschwindigkeit und auf den Wirkungsgrad nachgewiesen werden. Während bei gleicher Motorparametrisierung eine signifikante Steigerung der Spitzendrücke innerhalb des Brennraums realisiert wird, bedarf es nur moderater Anpassungen der Luftzahl zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte. Trotz gesteigerter Verbrennungsdrücke wird keine zusätzliche Klopfneigung festgestellt.

Der Schluss liegt nahe, dass eine bessere Durchmischung des Brennraums für eine deutlich vollständigere Verbrennung sorgt. Abbildung 3 (rechts) zeigt, wie sich die erhöhte Drallströmung positiv auf den Zylinderinnendruck und auf den integrierten Heizverlauf auswirkt und zu einer früheren, wirkungsgradsteigernden Schwerpunktlage der Verbrennung führt.

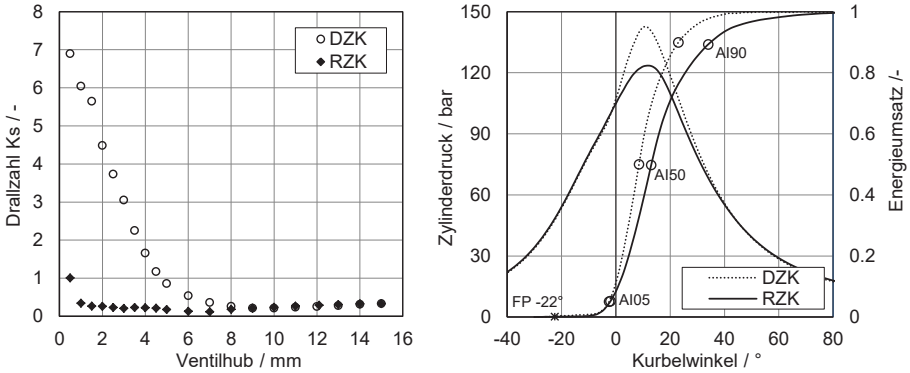


Abbildung 3: Vergleichsdarstellung der gemessenen Drallströmung zweier Zylinderköpfe in Abhängigkeit des Ventilhubs (links). Zylinderdruck und integraler Heizverlaufs für einen optimierten Zylinderkopf und einen Referenzzylinderkopf (rechts), in Anlehnung an [11].

Eine schnellere Verbrennung wird vom Nachteil begleitet, dass höhere Spitzendrücke und folglich höhere Arbeitstemperaturen zur vermehrten Bildung von thermischen NO_x führen [14]. Eine Reduktion auf zulässige Grenzwerte (500 mg m^{-3} i.N.) wird durch eine Abmagerung des Luft-/Brennstoffgemisches auf $\lambda \sim 1{,}4$ erzielt. Die höhere Intensität der Ladungsbewegung führt außerdem zu einer verbesserten Durchmischung der Reaktanden im Brennraum, sodass sich eine homogenere Temperaturverteilung einstellt [15]. Das Gemisch muss also nicht in dem Maße abgemagert werden, wie die Turbulenz die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht und daraus resultiert folglich das Potenzial der Wirkungsgradsteigerung mit den genannten Maßnahmen.

Abbildung 4 zeigt die theoretischen Verläufe zur Emissionsbildung über der Luftzahl sowie die Klopfgrenze und die Magerlaufgrenze. Es ist ersichtlich, dass es bei einer weiteren Steigerung von Turbulenzintensität und Mitteldruck zu Problemen mit der mechanischen und thermischen Belastbarkeit einzelner Bauteile kommen kann.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

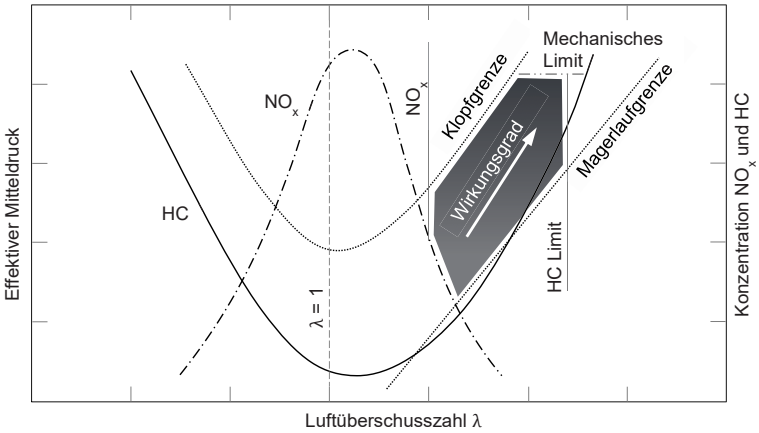


Abbildung 4: Randbedingungen und Folgen der Mitteldruckanhebung durch turbulenzsteigernde Maßnahmen [14].

Turbulenzsteigernde Maßnahmen und die einhergehenden erhöhten Brennraumdrücke in Verbindung mit mageren Gemischen erfordern einen erhöhten Zündspannungsbedarf sowie eine verlängerte Brenndauer des Zündfunkens an der Zündkerze. Weiters wird vermutet, dass die erhöhte Strömungsintensität eine Ablenkung des Zündfunkens zur Folge haben kann [16], was durch typische Schadensmuster und einer verstärkten Abnutzung des Elektrodenmaterials, in Abbildung 5 exemplarisch dargestellt, beobachtbar ist.

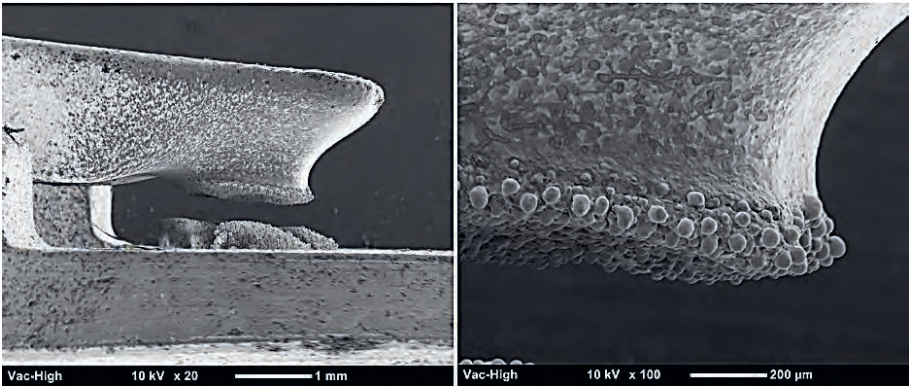


Abbildung 5: REM-Aufnahmen einer durch Funkenerosion beschädigten Zündkerze in 20-facher Vergrößerung (links) und der zugehörigen Dachelektrode in 100-facher Vergrößerung (rechts) [17].

Die Ursachen dieser Funkenablenkung sind derzeit nicht restlos geklärt, könnten aber auf äußere Strömungseinflüsse zum Zündzeitpunkt und/oder elektrochemische Effekte zurückzuführen sein. Unter vorgenannten Gesichtspunkten sind verkürzte Standzeiten der Zündkerzen evident und weiterführende Arbeiten sowie Anpassungen bzw. Optimierungen an Zündkerzenkonzepten notwendig.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

3 Zielsetzung

Die Entwicklung moderner Zündeinrichtungen zur zuverlässigen und verschleißarmen Zündung von mageren Gasgemischen ist gegenwärtig ein primäres Ziel von Motoren- bzw. Komponentenherstellern. Vor diesem Hintergrund werden in den Forschungsaktivitäten, auf welchen dieser Beitrag basiert, Untersuchungen zur Zündfunkenausbildung und -bewegung durchgeführt. Es sollen insbesondere die Einflüsse von Druck und Strömungsgeschwindigkeit auf Parameter wie Durchbruchsspannung, Energiebedarf während der Entladungsphase bzw. die zeitlichen Verläufe (z. B. Brenndauer) untersucht werden. Um Rückschlüsse auf den motorischen Betrieb gewähren zu können, sind Druck und Strömungsgeschwindigkeit an einem nicht-befeuerten Zündkerzenprüfstand, in einem repräsentativen Bereich, variabel einstellbar und sollen eine Optimierung bestehender bzw. die Entwicklung neuer Zündeinrichtungen ermöglichen.

4 Theoretische Grundlagen

Grundsätzlich wird als Zündung ein zeitabhängiger Prozess bezeichnet, bei dem ausgehend von Reaktanden eine Reaktion stattfindet, bis sich eine stationär brennende Flamme ausgebildet hat oder bis das System vollständig zu den Produkten reagiert hat [18].

4.1 Phasen der Funkenentladung

Im folgenden Abschnitt (beruhend auf [16], [19]) soll auf die Funkenentladung eingegangen werden, wobei diese in zeitlich aufeinanderfolgende Phasen unterteilt werden kann. Ein typischer Verlauf einer Sekundärspannung an einer Zündkerze über der Zeit ist in Abbildung 6 schematisch dargestellt [2]. Wie von Maly [19] beschrieben, steigt die Spannung in der Vorentladungsphase an der Zündkerze stark an, bis der Durchbruch erfolgt. In der Durchbruchphase steigt der Strom infolge der abfallenden Impedanz sehr stark und erreicht sein Maximum. Diese Phase läuft in sehr kurzen Zeitspannen im Bereich von 1–10 ns ab. Im in der Anfangsphase sehr dünnen zylindrischen Kanal (dünnster Durchmesser ca. 40 µm) steigt die Temperatur in Bereiche mehrerer tausend Kelvin. Die Energie wird in dieser Phase nahezu verlustfrei in Plasma umgewandelt. Durch den resultierenden Drucksprung (~200 bar) und die damit verbundene Druckwelle expandiert der Plasmakanal in der Bogenphase. Ein Teil der Energie aus Dissoziation und Ionisation wird in thermische Energie umgewandelt. Der Energieanteil, der so durch die Druckwelle reduziert wird (~30 %), steigt nach der endgültigen Ausbreitung wieder an. Die Bogenphase ist durch vergleichsweise kleine Spannungen gekennzeichnet. Der Anteil der Teilchen, die ionisiert werden, ist in dieser Phase äußerst gering, im Zentrum können aber noch Dissoziationen auftreten und der Strom wird in dieser Phase durch die Entladung der hochspannungsseitigen Kapazitäten bestimmt. Infolge der hohen Temperaturen verdampft Kathodenmaterial und es entsteht ein sogenannter Kathoden-Brennfleck.

Zugleich expandiert der Funke durch Wärmeleitung und Diffusion, in dieser Phase setzt üblicherweise die Verbrennung des Brennstoff-Luft-Gemisches ein. Infolge der kontinuierlichen Energieverluste sinkt die Kerntemperatur des Funkens ab. Auf die Bogenphase folgt die Glimmentladung welche durch geringe Ströme gekennzeichnet ist. Charakteristisch ist der darauffolgende moderate Anstieg der Spannung durch die auftreffenden Ionen, die den Ionenstrom unterstützen und die Temperatur hat sich im Vergleich zur Bogenphase in etwa halbiert. Sobald eine systemabhängige Schwell-

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

spannung unterschritten wird, reißt der Funke ab und die Restenergie schwingt in der Sekundärwicklung der Zündspule aus [2], [19].

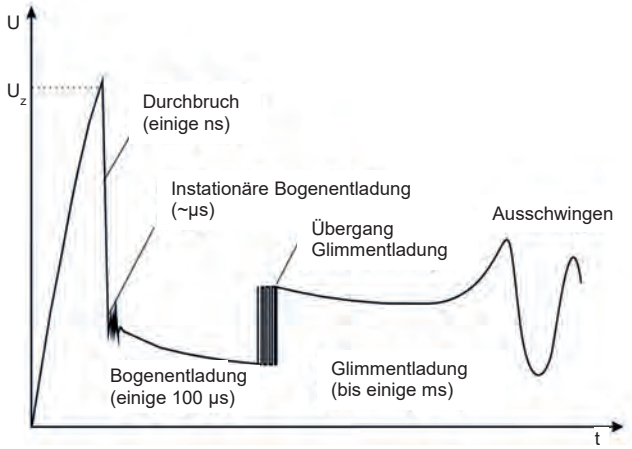


Abbildung 6: Exemplarische Darstellung der Sekundärspannung mit Zeitskalen einer Transistor-Spulenzündung nach [20].

4.2 Bestimmung der Durchbruchspannung nach Paschen

Eine vergleichsweise einfache Korrelation zwischen der Durchbruchspannung U_D, des Elektrodenabstandes s und des Druckes p wird durch ein Gesetz nach Paschen beschrieben [21].

Gemäß der Theorie von Townsend [22] muss ein Elektron der Ladung q auf einer ausreichend langen Strecke λ_f beschleunigt werden, um durch Stoßionisation weitere Teilchen zu ionisieren. Die Beschleunigung erfolgt über ein elektrisches Feld $\vec{E}$. Für die Ionisierungsenergie E_i gilt Gleichung 1:

$$E_i = \vec{E} \cdot q \cdot \lambda_f \qquad \text{Gl. 1}$$

Die pro durchlaufene Wegstrecke aufgenommene Energie wird somit durch das elektrische Feld bzw. bei vorgegebener Spannung durch den Elektrodenabstand bestimmt. Bei konstanter Temperatur ist die mittlere freie Weglänge λ_f indirekt proportional zum Druck, wodurch der Zusammenhang gemäß Paschen, nach Gleichung 2 notiert werden kann [20].

$$U_D = \frac{C_2 \cdot p \cdot s}{\ln \frac{C_1 \cdot p \cdot s}{\ln\left(1 + \frac{1}{\gamma}\right)}} \qquad \text{Gl. 2}$$

Die Konstanten C_1 und C_2 sind von der Gasart abhängig. Der Faktor γ repräsentiert den dritten Townsend-Koeffizienten, welcher eine Materialkonstante ist und die Wahrscheinlichkeit der Rückwirkung auf die Kathode beschreibt [23].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

4.3 Einflüsse turbulenter Verbrennung auf die Energieübertragung

Eine erhöhte Turbulenz führt wie zuvor beschrieben innerhalb gewisser Randbedingungen zu einer schnelleren Verbrennung [6]. Gleichzeitig wird infolge der hohen Strömungsgeschwindigkeit jedoch auch ein erhöhter Zündenergiebedarf notwendig, um das Gemisch sicher zu entzünden [16]. Fehlzündungen resultieren bei hochturbulenten Bedingungen einerseits aus einem Wegblasen und Erlöschen des Entladungskanals und andererseits aus dem Verhindern der Flammenausbreitung bzw. Flammenfusion [24]. Die laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit ist bei mageren Gemischen geringer als bei stöchiometrischen Gemischen, wodurch eine verlängerte Entladungsdauer zur Ausbildung einer Flamme notwendig ist [24]. Ein „Blow-off“ des Entladungskanals kann durch eine Erhöhung des Entladestroms verhindert werden. Suzuki et al. [24] berichten, dass so Funkenlängen von bis zu sechs Millimeter erreichbar sind, und erst danach dieser Effekt durch Kurzschlüsse zunichtegemacht wird. Hier sei darauf verwiesen, dass die Entflammbarkeit in der Regel mit steigender Funkenlänge zunimmt [16]. In Abbildung 7 ist der beschriebene Zusammenhang grafisch dargestellt.

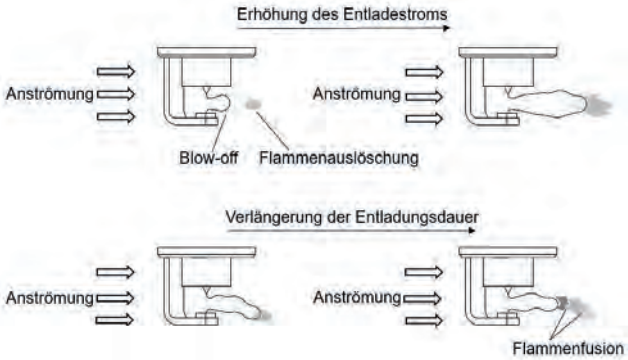


Abbildung 7: Einfluss von Entladestrom und Entladungsdauer auf die Flammenausbildung. Links befinden sich die Fälle mit geringem Entladestrom bzw. geringer Entladungsdauer und rechts jene bei Erhöhung dieser beiden Größen [24], [17].

4.4 Funkenerosion

Die Abnutzungserscheinungen infolge von Wechselwirkungen zwischen dem Entladungsplasma und der Elektrodenoberfläche werden als Funkenerosion bezeichnet. Rager [20] nennt in seiner Arbeit vier Mechanismen, die zu Verschleiß führen. Diese sind beschrieben durch das Particle-Ejection-Modell [25], Erosion durch Verdampfung [26], Sputtern [27] und Erosion durch Entfernen einer Oxidschicht [28].

- Beim Particle-Ejection-Modell [25] wird davon ausgegangen, dass ein Austrag verflüssigter Materialpartikel erfolgt. Demnach verflüssigt sich oberflächennahes Material im Bereich des Funkenfußpunkts und es bildet sich ein See aus flüssigem Metall. Während der Bogenentladung stellt sich ein Kräftegleichgewicht zwischen einer Kraft, welche infolge des Ionenstrahls auftritt und einer Rückstoßkraft auf. Beim Übergang der Bogen- in eine Glimmentladung sinkt der Plasmadruck plötzlich ab und es wirkt nur noch die Rückstoßkraft an der Elektrode. Dadurch wird flüssiges Material von der Elektrodenoberfläche entfernt [20].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Die Erosion an Zündkerzen wird von Jones [26] auf das Verdampfen von Elektrodenmaterial zurückgeführt. Die Erosion ist vom verfügbaren Energieeintrag um das Material in die Gasphase überführen zu können und von den Materialeigenschaften, abhängig. [20]
- Unter Sputtern [27] wird der physikalische Vorgang verstanden, bei dem Atome aus dem Metallgitter des Kathodenmaterials durch beschleunigte Ionen herausgeschlagen werden. Die Intensität der Erosion hängt vor allem von der Sublimationsenergie und vom Atomgewicht ab [20].
- Ein weiterer Erosionsmechanismus ist das Entfernen von Oxidschichten an der Elektrodenoberfläche. Goering et.al [28] sehen diesen Mechanismus sogar primär für den Verschleiß verantwortlich. Diese Theorie stützen sie anhand der Eigenschaften von Gold, welches keine Oxidschicht bildet und daher sehr erosionsbeständig ist. Es wird daraus der Schluss gezogen, dass die Bildung und Entfernung einer Oxidschicht für hohen Verschleiß notwendig ist [20]. Durch den Einsatz von beispielsweise Iridium- oder Platin-Legierungen wird diesem Mechanismus bei Zündkerzen von Gasmotoren entgegengewirkt.

5 Methodik

Im Rahmen der durchgeführten Forschungsaktivitäten sollen folgende Fragestellungen behandelt werden:

- Validierung der Abhängigkeit zwischen Durchbruchspannung, Druck und Elektrodenabstand nach Paschen.
- Optische Untersuchungen zur Funkenablenkung durch Anströmung.
- Übertragbarkeit des Zusammenhangs nach Paschen auf angeströmte Zündkerzen.
- Optische Untersuchungen zum Elektrodenverschleiß.
- Einfluss unterschiedlicher Zündkerzenkonzepte auf die motorische Verbrennung bei geringer und hoher Turbulenzintensität.

Zu diesem Zweck kommen ein Zündkerzenprüfstand und ein Versuchsmotor zum Einsatz und der angewandte forschungslogische Ablauf ist in Abbildung 8 dargestellt. Die eingesetzten Methoden zur Beantwortung der Fragestellungen werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

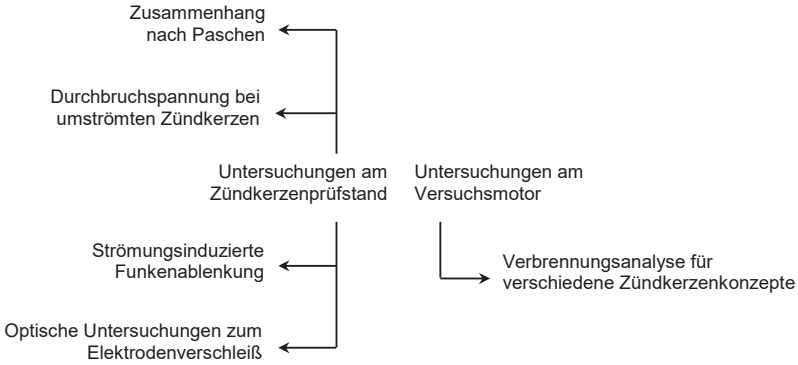


Abbildung 8: Forschungslogischer Ablauf der Untersuchungen.

5.1 Simulation der Durchbruchspannung nach Paschen

Mithilfe von experimentell ermittelten Konstanten wird über das Paschen-Gesetz gemäß Gleichung 2 die nötige Durchbruchspannung in Abhängigkeit von Druck und Elektrodenabstand berechnet. Diese Konstanten, welche durch „fitten“ von experimentell ermittelten Daten bestimmt wurden, hängen in erster Linie von der Gasart und im geringeren Ausmaß von der Zündeinrichtung selbst (z. B. vom Elektrodenmaterial) ab [29]. Der Verlauf der Durchbruchsspannung über dem Produkt von Druck und Elektrodenabstand eines Gases wird als Paschen-Kurve bezeichnet. Unter Zuhilfenahme von veröffentlichten Konstanten aus [30], [31], welche in Tabelle 1 angeführt sind, wird dieser Kurvenverlauf für Luft abgebildet.

Die Anwendbarkeit dieser Konstanten, die üblicherweise bei Raumtemperatur und atmosphärischem Druck bestimmt werden, auf die Durchschlagspannung bei Zündkerzen, wird mithilfe des nachfolgend beschriebenen Prüfstandes untersucht.

Tabelle 1: Gaskonstanten C_1 und C_2 für Simulation des Zündspannungsbedarfs nach dem Paschen-Gesetz [30]. Dritter Townsend Koeffizient γ bezogen auf Kupfer [31].

Gas	C_2	C_1	γ
-	$mm^{-1}\ bar^{-1}$	$kV\ mm^{-1}\ bar^{-1}$	-
Luft	645	19	0,025

5.2 Untersuchungen am Zündkerzenprüfstand

Zur Untersuchung der Funkenablenkung und Ermittlung elektrischer Größen werden optische Aufnahmen mittels Hochgeschwindigkeitskameratechnik und Messungen von Sekundärspannung und -strom an einem Prüfstand durchgeführt. Der experimentelle Aufbau des Zündkerzenprüfstandes ist in Abbildung 9 schematisch dargestellt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

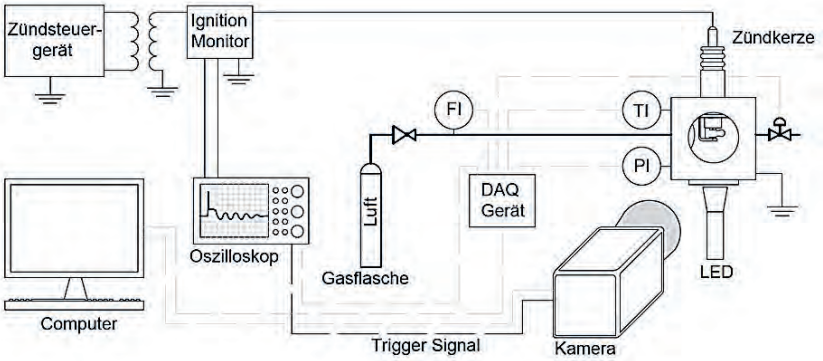


Abbildung 9: Schematischer Aufbau des Zündkerzenprüfstandes.

Die Untersuchungen erfolgen an M18 Zündkerzen mit Dachelektroden und einem Elektrodenabstand im Neuzustand von 0,3 mm.

Diese Zündkerzen werden in einem Druckbehälter verschraubt, wobei der Druckbehälter über zwei optische Zugänge verfügt. Ein Zugang zur Aufnahme des Zündfunkens mittels Hochgeschwindigkeitskamera des Typs Phantom Miro 310 (Vision Research Inc., USA) und ein Weiterer zur Beleuchtung des Elektrodenbereichs mittels LED Lichtquelle (LED Lenser P7.2, Zweibrüder Optoelectronics GmbH & Co. KG, Deutschland). Die Zündkerze mit Dachelektrodenkonfiguration ist als Einzelbild der Hochgeschwindigkeitskamera in Abbildung 10 dargestellt.

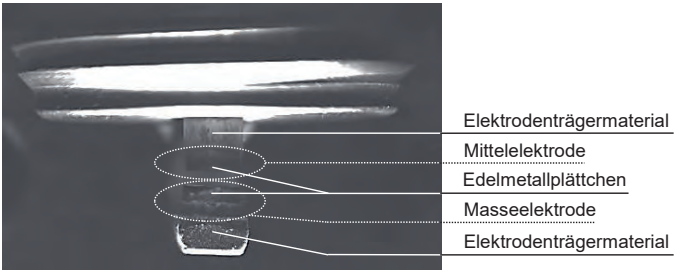


Abbildung 10: Verwendete Zündkerze mit Dachelektrodenkonfiguration.

Als Fluid in diesem Druckbehälter dient synthetische Luft (80 % N_2, 20 % O_2) entnommen aus einer Gasflasche. Über einen nach der Gasflasche angeordneten Druckregler wird der gewünschte Systemdruck eingestellt, wobei die exakte Druckmessung im Druckbehälter über einen piezoresisitiven Drucksensor des Typs P220 (Siemens AG, Deutschland) erfolgt. Zudem wird auch am Druckbehälter die aktuelle Temperatur mittels eines Thermoelements Typ K (Omega Engineering GmbH, Deutschland) gemessen.

Zur Untersuchung des Einflusses der Strömungsgeschwindigkeit auf die Funkenablenkung wird der Elektrodenbereich über eine Bohrung, mit einem Durchmesser von 4 mm, normal zur Zündkerzenachse angeströmt. Der Abstand zwischen der Bohrung und der Zündkerzenachse und damit dem Elektrodenabstand beträgt 10 mm. Zur Einstellung der gewünschten mittleren Anströmgeschwindigkeit wird der Gasmassenstrom über ein

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Coriolis Durchflussmessgerät des Typs Sitrans F C Mass600 (Siemens AG, Deutschland) erfasst und über ein nach dem Druckbehälter angeordnetes Massenstromregulierventil geregelt.

Die Berechnung der Anströmgeschwindigkeit v erfolgt über die thermische Zustandsgleichung idealer Gase, wobei die spezifische Gaskonstante (R_{sp} = 288,7 J kg^{-1} K^{-1}) über die Zusammensetzung der synthetischen Luft bestimmt wird und für die Ermittlung der Anströmgeschwindigkeit v eine kreisförmige Fläche A mit dem Durchmesser von 4 mm herangezogen wird; Gleichung 3.

$$v = \frac{\dot{m} \cdot R_{sp} \cdot T}{p \cdot A} \qquad \text{Gl. 3}$$

Die Bereitstellung der Zündenergie erfolgt über ein TC-I Zündsystem, das Zündsteuergerät ist vom Typ MIC4 (Motortech GmbH, Deutschland). Zwischen der Zündspule und der Zündkerze werden Strom und Spannung mit einem „Ignition Monitor“ gemessen (siehe Kapitel 5.2.1). Das Oszilloskop ist vom Typ TDS 2002C (Tektronix Ltd., UK). Das Oszilloskop und die Hochgeschwindigkeitskamera werden über einen externen Optokoppler getriggert, sodass zu jedem Bildsignal der zugehörige Strom und die zugehörige Spannung vorliegen.

Zur Klärung der Fragestellungen werden drei unterschiedliche Versuchsreihen am Zündkerzenprüfstand durchgeführt:

- In der ersten Versuchsreihe wird der im Gesetz nach Paschen beschriebene Zusammenhang zwischen Elektrodenabstand, Druck und Durchbruchspannung an Zündkerzen für Gasmotoren ohne Anströmung validiert. Dabei wird der Elektrodenabstand beginnend von 0,2 mm in 0,1 mm Schritten bis auf 0,5 mm erhöht. Der Druck wird in diesen Versuchen beginnend von 10 bar schrittweise bis auf maximal 50 bar erhöht. Die Durchbruchspannung wird als Mittelwert aus 10 Messungen errechnet und angegeben. Die Temperatur des Gases beträgt während der Messungen 10 °C (Umgebungstemperatur der Prüfeinrichtung).
- Im zweiten Abschnitt wird bei einem Elektrodenabstand von 0,3 mm und einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von 10 m·s^{-1} die Durchbruchspannung gemessen und mit der Durchbruchspannung ohne Anströmung verglichen. Daraus soll der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit, welcher im Paschen-Gesetz nicht berücksichtigt ist, untersucht werden. Die Messungen erfolgen in einem Druckbereich zwischen 10 und 40 bar und bei einer Temperatur von 10 °C (Umgebungstemperatur der Prüfeinrichtung).
- Im dritten Abschnitt wird bei einem Elektrodenabstand von 0,6 mm der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Funkenablenkung untersucht. Dabei wird bei einem Druck von 5 bar und einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von 15 m s^{-1} die Bewegung des Zündfunkens mittels Hochgeschwindigkeitskamera erfasst. Zudem wird zeitgleich die aktuelle Spannung gemessen. Die Ergebnisse werden mit optischen und elektrischen Messungen ohne Anströmung des Elektrodenbereichs verglichen. Die Bildwiederholfrequenz beträgt 48000 fps. Die Temperatur des Gases beträgt während der Messungen 5 °C (Umgebungstemperatur der Prüfeinrichtung).

5.2.1 Messung von Sekundärspannung und -strom

Die Messung des Spannungsverlaufs erfolgt über einen kapazitiven, frequenzkompensierten Spannungsteiler mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:1600,

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

schematisch in Abbildung 11 dargestellt. Die Isolation des Zündkabels fungiert hierbei als Dielektrikum des Kondensators C1, der gekapselte Aufbau gewährleistet die Konstanz des Kondensators selbst. Die Erfassung des Stromverlaufs wird über einen toroidalen Stromtransformator mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:40 realisiert. Durch den Einsatz eines Eisenpulverkerns ist ein Frequenzbereich von 2 kHz bis 3 MHz abgedeckt, der ausgangsseitige Tiefpass ist jedoch auf 2 MHz dimensioniert. Neben der Schaltungssimulation mit Spice erfolgte die Systemkalibration über einen +/- 20 kV Hochspannungsverstärker.

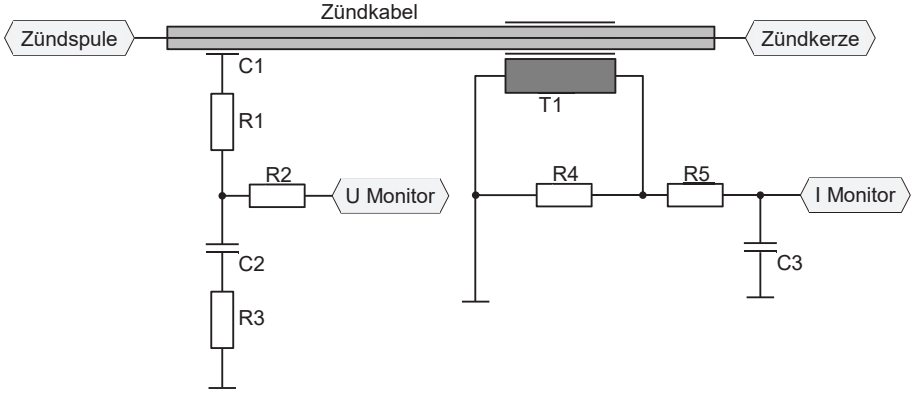


Abbildung 11: Schematische Darstellung des kapazitiven, frequenzkompensierten Spannungsteilers, im Prüfstandsaufbau als „Ignition Monitor“ dargestellt.

5.3 Untersuchung am Versuchsmotor

Die motorischen Untersuchungen wurden an einem mit Biogas betriebenen Vollmotor durchgeführt. Der Motor ist mit einem Abgasturbolader und einem Gasgemischkühler ausgestattet und läuft im Magerbetrieb. Zum Einsatz kamen zwei verschiedene Zylinderköpfe. Der Referenzzylinderkopf (RZK) verfügt über zwei Ventile und über keine explizit turbulenzsteigernde Geometrie, während der Zylinderkopf für eine optimierte Drallströmung (DZK) mit vier Ventilen ausgestattet ist. Der Versuchsmotor wird für die Versuche mit geringer Ladungsbewegung mit einem effektiven Mitteldruck von 11,2 bar und bei hoher Ladungsbewegung mit einem effektiven Mitteldruck von 12,7 bar betrieben. Die Eckdaten des Versuchsaggregats sind in Tabelle 2 abgebildet.

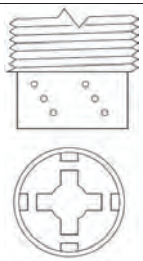
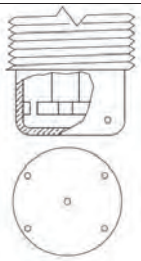
Tabelle 2: Technische Eckdaten des Versuchsaggregats.

Bezeichnung	Angabe
Arbeitsweise	4-Takt
Zylinderanordnung	V
Bohrung	135 mm
Verdichtungsverhältnis	13:1
Drehzahl	1500 min^{-1}

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Für die Untersuchungen am Vollmotor kommen im Gegensatz zu den Untersuchungen am Zündkerzenprüfstand eine Schirm- (ZüK1) und eine Vorkammerzündkerze (ZüK2) zum Einsatz. Tabelle 3 gibt einen vergleichenden Überblick über die beiden untersuchten Zündkerzen.

Tabelle 3: Beschreibung der am Versuchsmotor untersuchten Zündkerzen.

Bezeichnung	ZüK1	ZüK2
Elektrodenanordnung	Fingermittelelektrode mit Schirmmassenelektrode	Fingermittelelektrode
Bauart	Schirm	Vorkammer
Elektrodenabstand	0,35 mm	0,35 mm
Elektrodenmaterial	Ir90 / Rh10 (m-%)	Ir97,5 / Rh2,5 (m-%)
Edelmetalldicke	0,8 mm	0,8 mm
max. zulässiger Elektrodenabstand	0,6 mm	0,6 mm
Abbildung		

Die Versuchsplanung sieht den Einsatz von beiden beschriebenen Zündkerzen (ZüK1 und ZüK2) in beiden Zylinderköpfen (RZK und DZK) vor, wobei die Motorparametrisierung auf den jeweiligen Zylinderkopf angepasst wird, allerdings nicht auf die verschiedenen Zündkerzen. Dadurch wird gewährleistet, dass beide Zündkerzen einerseits für eine Verbrennung mit geringer Turbulenz und andererseits für eine turbulente Verbrennung vergleichend betrachtet werden können. Tabelle 4 zeigt die wesentlichen Daten zum untersuchten Betriebspunkt.

Tabelle 4: Daten zu den untersuchten Betriebspunkten.

Zylinderkopf	RZK		DZK	
Zündkerze	ZüK1	ZüK2	ZüK1	ZüK2
Mitteldruck / bar	11,2	11,2	12,7	12,7
NO_x-Emissionen / (mg m^{-3}) i.N.	560	527	525	510
Ladedruck / mbar	932	912	1079	1066
Zündzeitpunkt / °KW	-20	-20	-16	-16

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

5.3.1 Messtechnik am Versuchsmotor

Für Verbrennungsuntersuchungen wird ein Zylinderdruckindiziersystem Indimicro 602 von AVL verwendet. Dieses System besteht aus einer Winkelmarkenscheibe, einem piezoelektrischen Drucksensor und einem Signalverstärker. Für die Messungen werden, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, NO_x-Emissionen, Zündzeitpunkt und Leistung konstant gehalten. Für jeden Messpunkt werden 100 Zyklen aufgezeichnet und der Druck- sowie Heizverlauf gemittelt. Abbildung 12 zeigt die Datenerfassung in schematischer Form.

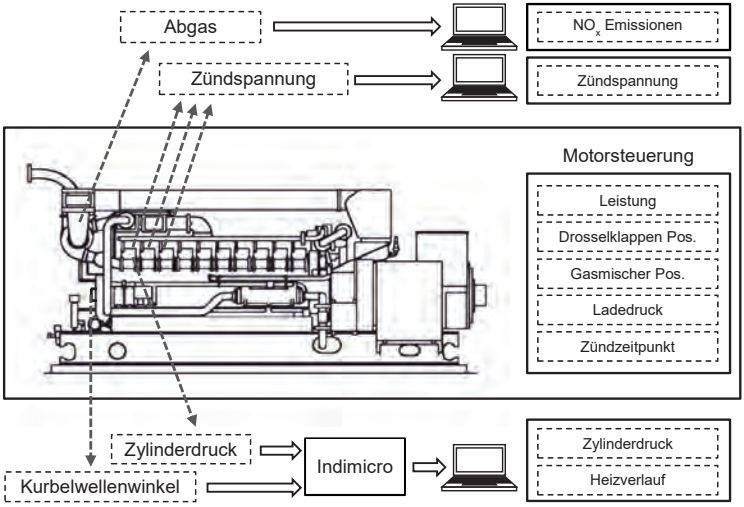


Abbildung 12: Versuchsmotor und Anordnung der Messtechnik (in Anlehnung an [32]).

6 Diskussion der Ergebnisse

6.1 Durchbruchspannung - Vergleich Simulation und Experiment

In Abbildung 13 sind die gemessenen Durchbruchsspannungen beim jeweiligen Druck und Elektrodenabstand aufgetragen. Zudem ist der über das Gesetz von Paschen errechnete Verlauf der Durchbruchsspannung für den jeweiligen Elektrodenabstand als Volllinie dargestellt. Besonders im Bereich, indem das Produkt aus Elektrodenabstand und Druck unter ca. 9 bar mm liegt, zeigt sich zwischen den simulierten und gemessenen Ergebnissen eine sehr gute Korrelation (siehe auch Abbildung 14). Die Koeffizienten des Paschen-Gesetzes werden in der Regel in Versuchen mit Hohlkugelelektroden ermittelt, sodass ein vergleichsweise homogenes elektrisches Feld vorliegt. Durch die bei Industriezündkerzen zumeist nicht zugespitzte Elektrodenoberfläche (siehe Abbildung 10) und der dadurch reduzierten Spitzenwirkung scheint eine gute Vergleichbarkeit im genannten Bereich gegeben zu sein.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

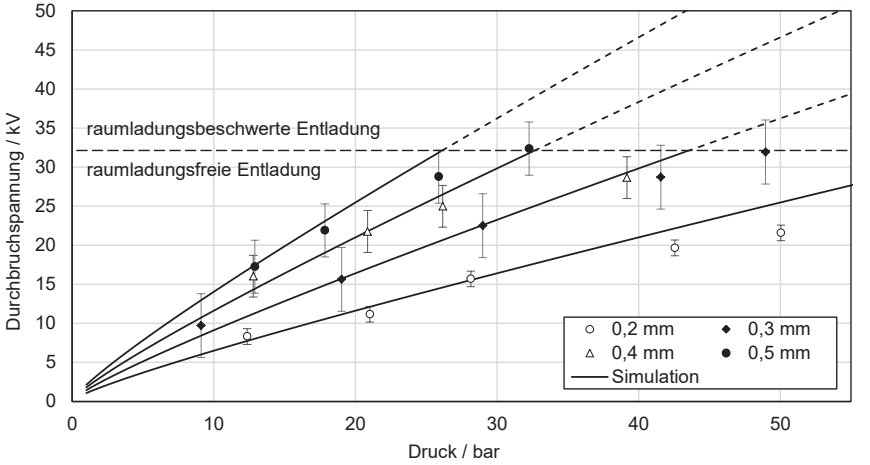


Abbildung 13: Durchbruchspannung für unterschiedliche Elektrodenabstände und Druckniveaus; gemessen und simuliert.

Der Übergangsbereich von der raumladungsbefreiten Entladung, in der das Paschen-Gesetz gilt, und der raumladungsbeschwerten Entladung liegt für Luft im Bereich von 13 bar mm [33]. Über diesem Grenzwert ist in den Ergebnissen eine deutlich geringere Steigung der Durchbruchspannung mit zunehmendem Druck ersichtlich.

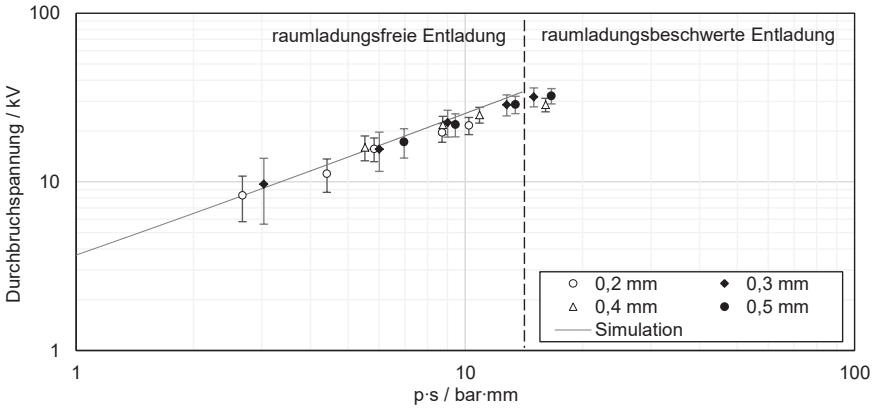


Abbildung 14: Paschen-Kurve für Luft mit erfassten Durchbruchspannungen basierend auf Abbildung 13.

In Abbildung 14 sind die Messwerte in der üblichen Paschen-Darstellung illustriert. Es zeigt sich eine gute Korrelation zwischen errechneter und gemessener Zündspannung.

6.2 Übertragbarkeit des Gesetzes nach Paschen auf umströmte Zündkerzen

In Abbildung 15 sind die Ergebnisse der Durchbruchsspannung bei einem Elektrodenabstand von 0,3 mm bei nicht und bei angeströmter Zündkerze dargestellt. Die bei einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von 10 m s^{-1} gemessenen und gemittelten

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Werte sind geringfügig über jenen ohne Anströmung des Elektrodenbereichs und somit auch über der mittels des Gesetzes von Paschen errechneten Kurve. Es ist somit davon auszugehen, dass ein, wenn auch nur kleiner Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Durchbruchsspannung existent ist.

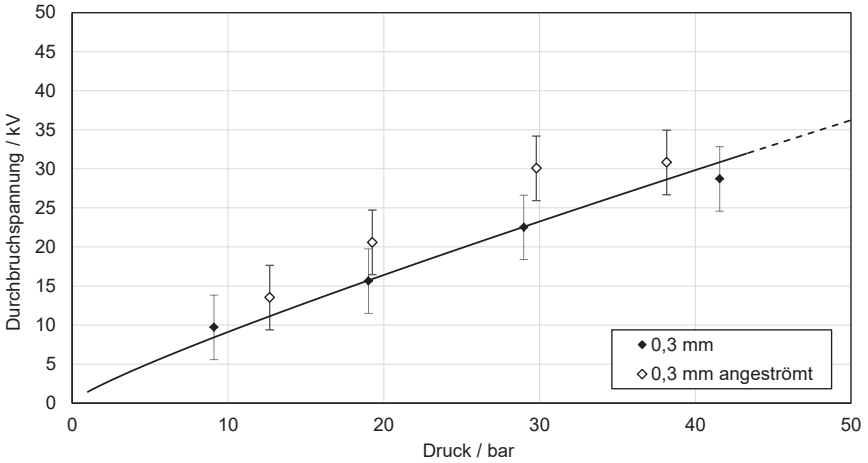


Abbildung 15: Durchbruchspannung bei nicht angeströmter und angeströmter Zündkerze (v = 10 m s^{-1}).

6.3 Funkenausbildung und –bewegung

In Abbildung 16 ist der über zehn Messungen gemittelte Verlauf der Sekundärspannung aufgetragen und zudem die Ausbildung eines Zündfunkens dargestellt. Der Elektrodenbereich wird nicht angeströmt, der Druck liegt bei 5 bar und der Elektrodenabstand beträgt 0,6 mm.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

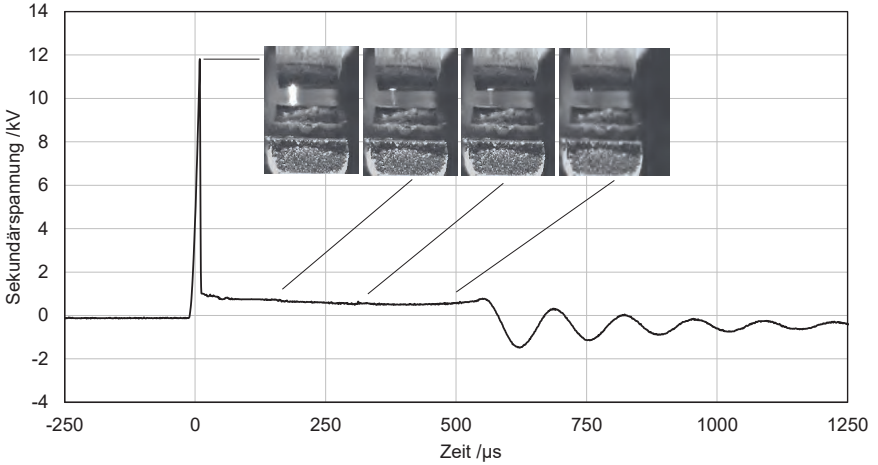


Abbildung 16: Verlauf der Sekundärspannung und zugehörige Bildaufnahmen des Zündfunkens bei nicht angeströmter Zündkerze.

Die Energie des Zündfunkens ist direkt proportional zur Helligkeit des ersichtlichen Zündfunkens und während des Durchbruchs wird auch die größte Spannung gemessen. Zu diesem Zeitpunkt fließt auch der größte Strom und der Zündfunke wirkt sehr hell. Gegen Ende des Zündfunkens nimmt die Energie ab und der Zündfunke reißt nach einer Brenndauer von ca. 530 µs ab.

In Abbildung 17 sind zum Vergleich die Messungen bei einer mittleren Anströmgeschwindigkeit des Zündfunkens von 15 m s^{-1} dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Durchbruchsspannung wiederum im Mittel über der Durchbruchspannung des nichtangeströmten Elektrodenbereiches liegt. Analog zu den Messungen bei nicht angeströmtem Elektrodenbereich erfolgt der Durchbruch zwischen den Elektroden. Der Zündfunke wird jedoch während der Brenndauer durch die orthogonale Anströmung abgetrieben und befindet sich im gezeigten Beispiel (Abbildung 17) bereits nach ca. 170 µs am Rand der Edelmetallplättchen der Elektroden. Durch die Strömung wird der Plasmakanal gestreckt und reißt bereits nach einer Brenndauer von ca. 450 µs ab.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

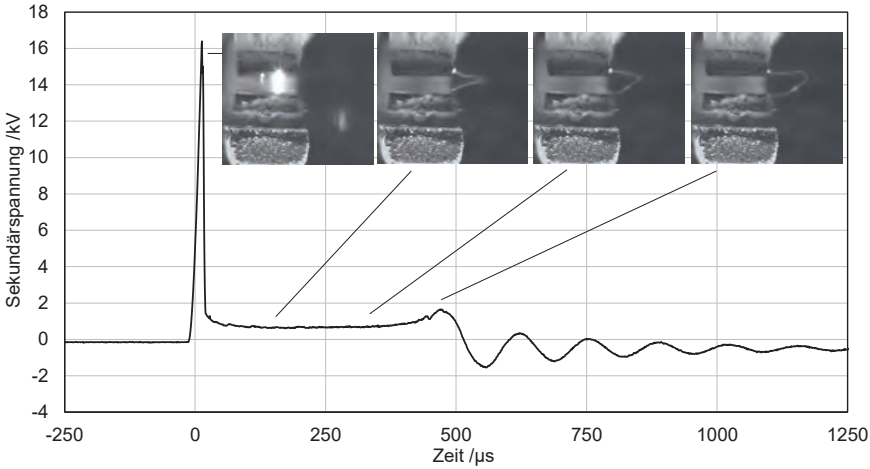


Abbildung 17: Verlauf der Sekundärspannung und ausgewählte Bildaufnahmen des Zündfunkens bei Anströmung der Zündkerze (v = 15 m s^{-1}).

Durch das strömungsbedingte Ausweichen des Zündfunkens an den Rand bzw. in den Windschatten der Elektroden bleiben die Funkenfußpunkte sehr lange, vergleichsweise stationär an einer Stelle, wodurch ein hoher Wärmeeintrag und dadurch erhöhte Erosion an diesen Stellen zu erwarten ist. Der expandierte Zündfunke mit dem einhergehenden Wärmeeintrag am Elektrodenträgermaterial kann ein Grund für die Abtragung des Elektrodenträgermaterials, wie in Abbildung 5 gezeigt, sein.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.1 Funkenerosion

Die Bewegungsrichtung dieses exemplarischen Funkens ist zusätzlich in der Seitenansicht in Abbildung 18 schematisch dargestellt.

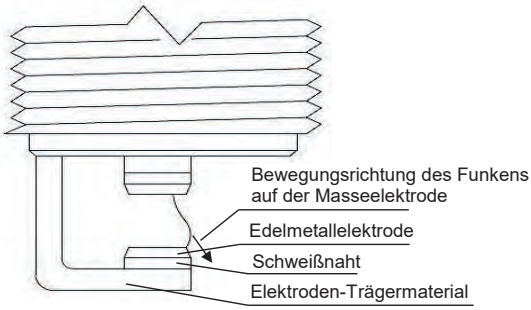


Abbildung 18: Schematische Darstellung der Bewegungsrichtung des Zündfunkens aus Abbildung 19.

In Abbildung 19 ist der Verlauf eines Zündfunkens unter turbulenten Strömungsbedingungen dargestellt.

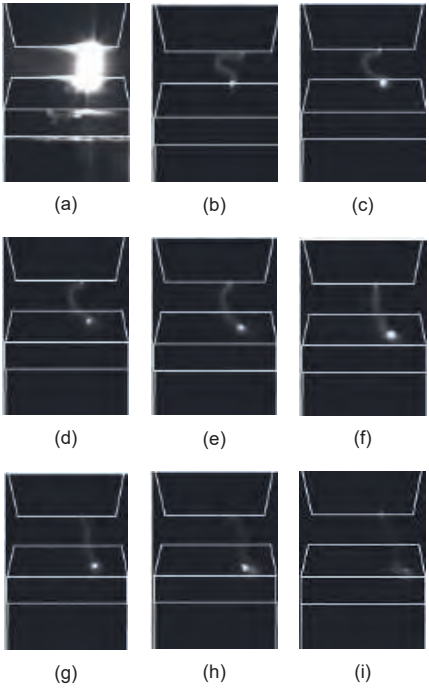


Abbildung 19: Beispiel eines Zündfunkenverlaufes während der Brenndauer bei turbulenten Strömungsbedingungen. Die Zeitdifferenz zwischen den Bildern beträgt 60 µs der Druck 10 bar, die mittlere Anströmgeschwindigkeit 15 m s^{-1}, der Elektrodenabstand 0,6 mm und die Lufttemperatur 7,5 °C.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ab ca. 120 µs wandert der Funke, bedingt durch die Strömung, über die Masseelektrode in Richtung der Schweißnaht zwischen Elektrodenmaterial und Elektrodenträgermaterial. Im Bereich dieser Schweißnaht verursacht der Funken wie aus Abbildung 19 (h) und Abbildung 19 (i) ersichtlich, am Funkenfußpunkt einen Abtrag von Material.

Ein möglicher Mechanismus könnte beispielsweise eine Verdampfung und Ionisierung des Metalls sein (wie z. B. in [26] beschrieben). Zudem könnte der Abtrag möglicherweise auch durch das Wegblasen flüssiger Partikel erklärt werden [25].

6.2 Verbrennungsanalyse

In nachfolgendem Abschnitt wird der Einfluss von zwei verschiedenen Zündkerzenkonzepten (ZüK1 und ZüK2) auf zwei verschiedene Zylinderköpfe, einmal mit turbulenzsteigernden Maßnahmen und einmal ohne besondere diesbezügliche Vorkehrungen global diskutiert. Das Ziel dieser vergleichenden Darstellung soll nicht einer allgemeingültigen Ableitung von Zusammenhängen dienen, sondern vielmehr den Einfluss verschiedener Zündkerzenkonzepte auf die Verbrennung, speziell bei gesteigerter Brennraumturbulenz, aufzeigen. Eine Entwicklung einer Theorie aus den symptomatisch beobachteten Zusammenhängen ist das Ziel weiterer Forschungsaktivitäten zu diesem Thema.

6.2.1 Druckverlauf

In Abbildung 20 (links und rechts) sind die indizierten Druckverläufe beider Zündkerzen gegenübergestellt. Bei gleichem Zündzeitpunkt (ZZP), gleicher Leistung im Zylinder und gleichen NO_x-Emissionen stellt sich heraus, dass der Einfluss der Zündkerze auf die Verbrennung bei hoher Turbulenz, signifikant höher ist als bei der untersuchten Ausgangslage. Bei Verwendung des RZK, mit langsamerer Verbrennung bedingt durch eine geringe Ladungsbewegung, kann der Effekt der Zündkerze auf die Verbrennung nicht beobachtet werden.

Es finden sich allerdings bei Betrachtung der Streuung der Spitzendrücke durchaus Einflüsse auf die Laufruhe und die Verbrennung, wie in Abbildung 21 zu sehen ist.

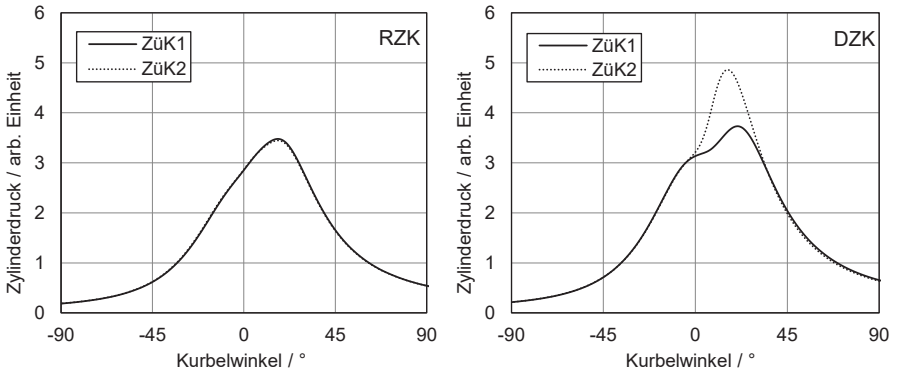


Abbildung 20: Vergleich gemittelter Druckverläufe beider untersuchten Zündkerzen. Links die Referenzverbrennung mit dem RZK und rechts die Verbrennung bei Verwendung des DZK.

Dieser Effekt kann durch die erhöhte Ladungsbewegung um die Zündkerze erklärt werden, da andere Verbrennungsparameter konstant gehalten wurden. An der Mittel- und

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Massenelektrode liegt bei hohem Drall eine höhere Strömungsgeschwindigkeit an, wodurch störende Effekte auf die Zündung durch Funkenauslenkung oder -ablenkung entstehen können. Ebenfalls möglich sind vorhandene Dichteunterschiede des Gasgemisches und resultierende negative Einflüsse auf die Durchschlagspannung und Entzündung. In weiterer Folge kann die Zündfunkenauslenkung so gravierend ausfallen, dass die Erosion der Elektroden oder des Trägermaterials verstärkt wird, siehe Abbildung 19.

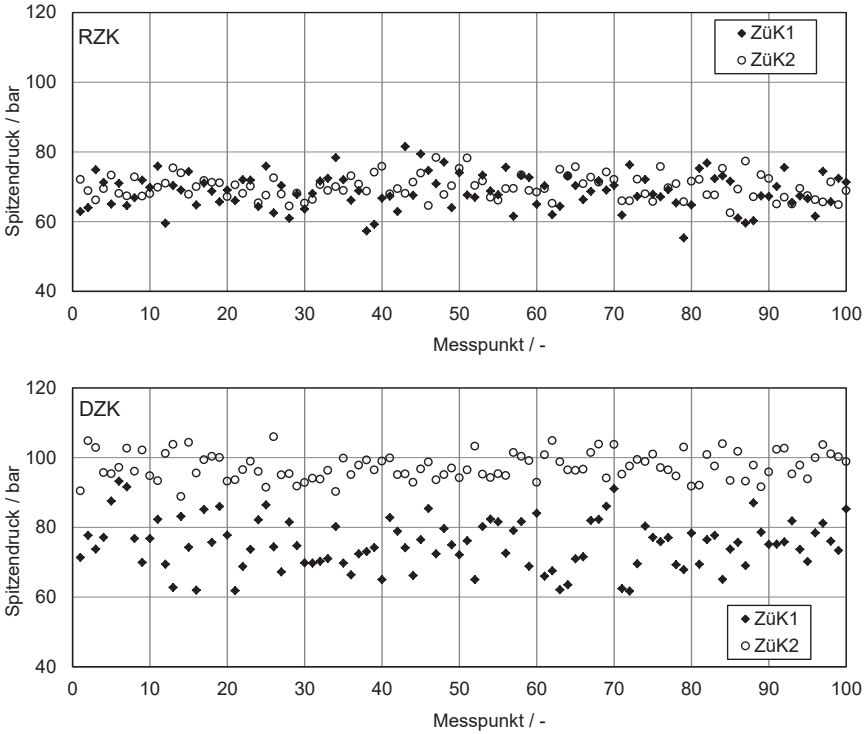


Abbildung 21: Streuung der Spitzendrücke über 100 Messzyklen. Oben: Daten aus Indizierung von Motor mit RZK; unten: Daten aus Indizierung von Motor mit DZK.

In der ersten Darstellung von Abbildung 21 erkennt man beim Betrieb dem RZK, dass sich die Streuung der Spitzendrücke mit ZüK2 leicht verringert, der Spitzendruck beider Zündkerzen jedoch rund um 70 bar streut. Wird die Streuung des DZK bestückten Motors betrachtet, wird erkennbar, dass für beide Zündkerzen der Spitzendruck im Mittel höher liegt. Die Streuung des Spitzendrucks beim Betrieb mit ZüK1 erhöht sich jedoch, die Streuung beim Betrieb mit ZüK2 bleibt gering. Gleichzeitig liegt der Spitzendruck im Mittel beim Betrieb mit ZüK2 deutlich über dem mittleren Spitzendruck von ZüK1. Die Turbulenz im Brennraum hat also offensichtlich einen negativen Einfluss auf die Laufruhe beim Betrieb mit ZüK1, die Vorkammerkonstruktion von ZüK2 lässt sich bezüglich der Laufruhe wesentlich weniger negativ beeinflussen und zeigt bei turbulenter Anströmung bessere Entflammungseigenschaften.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

6.2.2 Verbrennungsdiagnose

Aus den gemessenen Druckverläufen der Zylinderdruckindizierung werden die Energieumsätze berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 22 als integrierter Heizverlauf über dem Kurbelwinkel dargestellt. Die erste Darstellung (links) zeigt die Verwendung des RZK, die zweite Darstellung (rechts) die Verwendung des DZK. Aus diesen Daten kann die Verbrennungscharakteristik illustriert werden, bzw. quantitativ das Ausmaß einer beschleunigten Verbrennung beschrieben werden.

Wird nur der Unterschied zwischen RZK und DZK vergleichend betrachtet ist erkennbar, dass für ZüK1 ein leicht nach rechts verschobener, also verzögerter Heizverlauf und bei Verwendung von ZüK2 ein nach links, also zu früheren Kurbelwinkeln hin verschobener Heizverlauf auftritt. Bei Verwendung von ZüK2 wird sichtbar, dass bei hoher Ladungsbewegung der Einfluss der Zündkerze einen positiven Effekt auf die Verbrennungsgeschwindigkeit hat.

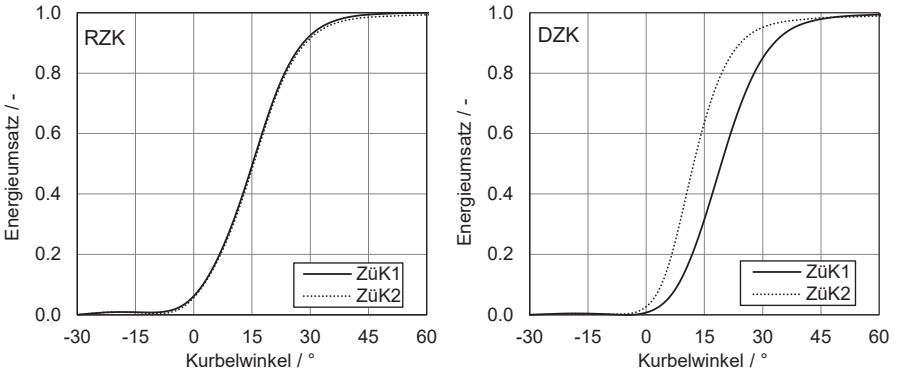


Abbildung 22: Integraler Heizverlauf über dem Kurbelwinkel für RZK (links) und DZK (rechts).

Es wird auch die Streuung der Verbrennung beschreibenden Parameter, der Verbrennungsbeginn AI_{10} und Verbrennungsschwerpunkt AI_{50}, betrachtet, da die erreichten Spitzendrücke von den Parametern ZZP (konstant gehalten), Zündverzug und Verbrennungsgeschwindigkeit abhängen.

In Abbildung 23 ist die Streuung des Brennbeginns abgebildet. In der Darstellung ist deutlich erkennbar, dass bei niedrigerem Drallniveau der Strömung kein signifikanter Einfluss der Zündkerzen auf den Brennbeginn besteht, lediglich der bereits erwähnte positive Einfluss auf die Streuung. Anhand der Position des Brennbeginns muss die Einstellung des ZZP erfolgen, da sich daraus folgend der Heizverlauf ergibt. Durch den signifikanten Einfluss der ZüK2 auf den Verbrennungsbeginn bei hoher Ladungsbewegung ergibt sich folglich die Notwendigkeit, Motorindizierdaten für unterschiedliche Zündkerzen zu betrachten, um Motorschäden zu vermeiden und eine optimale Motorparametrisierung zu gewährleisten. Bei höherer Turbulenz wird das Gasgemisch leichter zur Zündkerze geführt, wodurch sich eine bessere Entzündung und damit frühere Verbrennung ergibt. Die fehlende Durchspülung der ZüK2 beim Betrieb mit dem RZK könnte der Grund für die ausbleibende Verbesserung des Brennbeginns sein. Bei ZüK1 überwiegen negative Effekte bei hoher Turbulenz (siehe Kapitel 6.2.1) und der Brennbeginn verschiebt sich nach hinten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

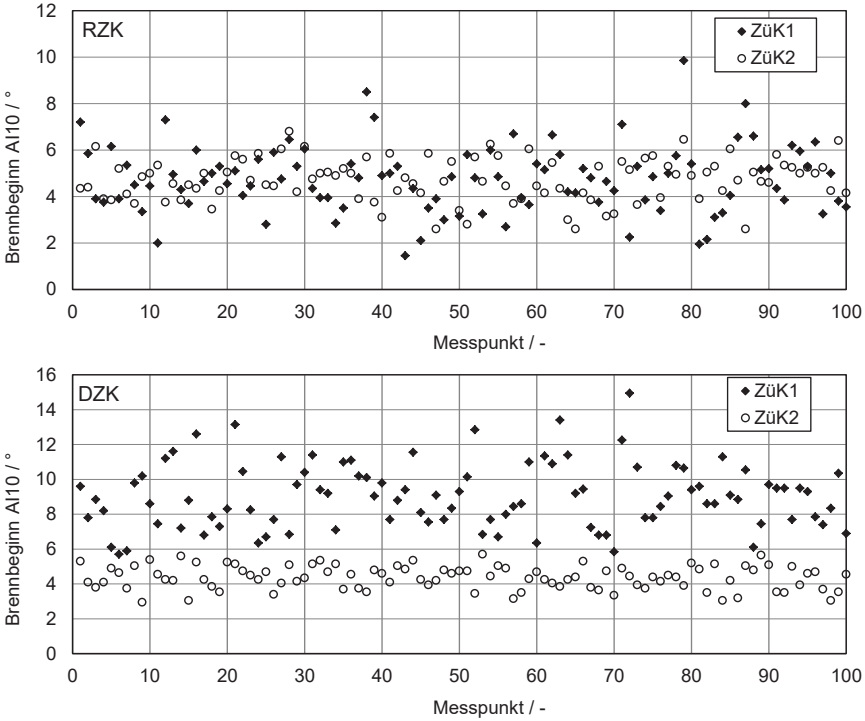


Abbildung 23: Streuung des Brennbeginns über 100 Messzyklen beider Zündkerzen bei Betrieb mit RZK (oben) und DZK (unten).

Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes AI_{50}, und die zugehörige Streuung sind in Abbildung 24 dargestellt. Analog zum Brennbeginn zeigt sich eine Verringerung der Streuung im Betrieb mit DZK und dem Einsatz von ZüK2. Ein früherer AI_{50} bei höherer Turbulenz wird mit der Vorkammerzündkerze erreicht und eine Verlangsamung der Verbrennungsgeschwindigkeit bei Beibehaltung von ZüK1.

Eine höhere Klopfgefahr beim Einsatz von ZüK2 und DZK muss über die Vergrößerung der Luftüberschusszahl λ gesenkt werden. Bei schnellerer Verbrennung kann also zur Erreichung des gleichen Brennverlaufs (zur Einhaltung von NO_x-Emissionen und Maximaldrücke für Bauteilsicherheit) über den erhöhten Luftüberschuss Brennstoff eingespart und somit der Wirkungsgrad verbessert werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

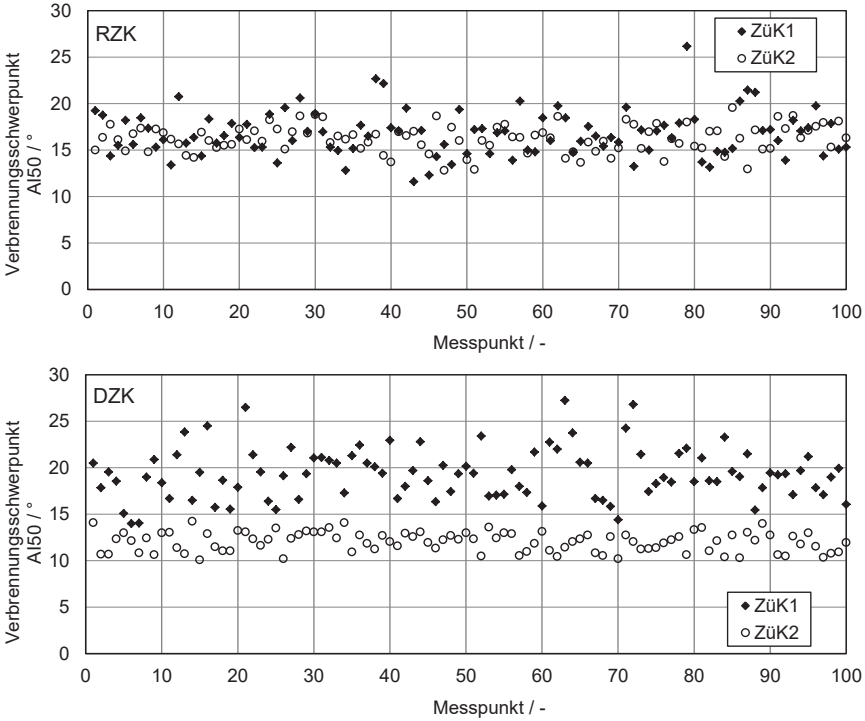


Abbildung 24: Streuung des Verbrennungsschwerpunktes über 100 Messzyklen beider Zündkerzen bei Betrieb mit RZK (oben) und DZK (unten).

7 Zusammenfassung und Ausblick

Gasmotoren repräsentieren eine bewährte und effiziente Methode zur Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme aus brennbaren Gasen. Insbesondere durch die dezentrale Nutzungsmöglichkeit von beispielsweise Bio-, Klär- oder Grubengasen übernehmen sie einen wertvollen Beitrag zur Reduktion fossiler Energieträger. Gasmotoren können künftig aber auch einen wesentlichen Beitrag zum Spitzenlastausgleich leisten, da sie in kürzester Zeit von Teil- auf Volllast gefahren werden können und es infolgedessen möglich wird, ausgleichend zu fluktuierenden Energieproduzenten zu wirken.

Zur Reduktion von Stickoxidemissionen kommen bei größeren Gasmotoren heute verstärkt Magerkonzepte zum Einsatz und die Reduktion der Emissionen resultiert aus dem Umstand, dass bei höherem Luftüberschuss geringere Verbrennungstemperaturen im Brennraum vorliegen und weniger thermisch gebildete NO_x entstehen. Die höhere Luftüberschusszahl ermöglicht auch höhere Verdichtungsverhältnisse, da mit steigendem Luftüberschuss auch die Klopfgrenze ansteigt. Für eine effiziente Betriebsweise und hohe Wirkungsgrade ist eine schnelle Verbrennung notwendig. Da mit steigendem

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Luftüberschuss jedoch die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit sinkt, müssen turbulenzsteigernde Maßnahmen im Brennraum getroffen werden.

In diesem Beitrag werden Auswirkungen von strömungsinduzierten Ablenkungen des Zündfunkens in Gasmotoren untersucht. Gerade bei Magerkonzepten und turbulenten Brennverfahren können sich als direkte Folge der Funkendynamik verkürzte Standzeiten von Zündkerzen ergeben.

Zur Untersuchung von Funkenablenkungsphänomenen im Elektrodenbereich von Zündkerzen wurde ein Prüfstand errichtet, mit dem es möglich ist, die Einflüsse von hohem Druck (bis zu 90 bar) und hoher Strömungsgeschwindigkeit (mittlere Anströmgeschwindigkeiten zwischen 5 und 15 m s^{-1}) aber auch der Temperatur zu untersuchen. Die Beobachtung der Funkenablenkung erfolgt mithilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera. Das ermöglicht es die Zeit bis zum Durchbruch, die Brenndauer, die geometrische Ausbildung des Funkens und auch das unerwünschte Überspringen auf das Trägermaterial der Elektroden zu erkennen.

Im Rahmen der durchgeführten Forschungstätigkeiten konnte gezeigt werden, dass das Gesetz nach Paschen auch in der Lage ist, die Durchbruchspannung an Zündkerzen in hinreichender Genauigkeit zu beschreiben. Die Auswirkungen der Elektrodenformgebung und daraus resultierenden Inhomogenitäten im elektrischen Feld (Spitzenwirkungen) erscheinen eher eine untergeordnete Rolle zu spielen. Weiteres konnte ein experimenteller Nachweis für den Übergang bei 13 bar mm von raumladungsbefreiter zur raumladungserschwerten Funkenentladung erbracht werden.

Für den Fall einer Anströmung der Zündkerze, wie sie bei Anwendung von turbulenten Verbrennungskonzepten zum Zündzeitpunkt durchaus auftreten kann, wurde auf einem Zündkerzenprüfstand eine geringfügige Erhöhung der Durchbruchspannung gemessen. Zusätzlich zur Erfassung des Spannungsverlaufs bietet der für diese Untersuchungen eingesetzte Prüfstand auch optische Zugänge, die mittels Hochgeschwindigkeits-kameratechnik eine visuelle Beurteilung der Funkenausbildung und –dynamik erlauben. Während bei einer nicht angeströmten Zündkerze der Zündfunke zwischen den Elektroden verharrt, ist bei einer Anströmung der Zündkerze je nach Anströmgeschwindigkeit eine stark ausgeprägte Ablenkung nachweisbar. Diese Funkenbewegung führt dazu, dass sich der Funke in den Windschatten der Elektrode bewegt, bzw. konnte exemplarisch gezeigt werden, dass sich der Zündfunke bei einer mittleren Anströmgeschwindigkeit von 15 m s^{-1} über die Edelmetallplättchen hinaus bis hin zur Schweißnaht zwischen Elektrodenträgermaterial und Edelmetallplättchen verschiebt und dort zu einem Material-abtrag führt.

Der Mechanismus des Materialabtrags bedarf noch weiterer Untersuchungen, als mögliche Wege kommt der Austrag von flüssigem Metall aber auch eine Ionisierung des Metalls mit anschließendem Austrag in Betracht. Zusammengefasst konnte gezeigt werden, dass sich die Sekundärspannung im Bereich des Funkenüberschlags für eine angeströmte Zündkerze nur geringfügig erhöht, der Funken aber anschließend durch die Strömung stark abgelenkt wird und je nach Intensität dieser Ablenkung auch zu Beschädigungen am Elektrodenträgermaterial führen kann.

Eine nachfolgende, vergleichende Untersuchung von zwei Zündkerzenkonzepten auf zwei unterschiedlichen Versuchsmotoren mit und ohne turbulenzsteigernder Maßnahmen im Brennraum zeigte, dass der Einfluss der verschiedenen Zündkerzen bei nicht turbulenter Verbrennung sowohl auf den Zylinderdruckverlauf als auch auf den Energieumsatz nur eine untergeordnete Rolle spielt. Der Einsatz derselben Zündkerzen an einem Motor mit erhöhter Ladungsbewegung führte jedoch zu gravierenden Unterschieden in der

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Verbrennung. Das Zündkerzenkonzept mit einer Abschirmung vor den Elektroden führte zu deutlich höheren Spitzendrücken, zu einer wesentlich schnelleren Verbrennung und zu einer konstanteren Verbrennung mit einer geringeren Streuung von z. B. Zündverzug und Schwerpunktlage.

Die durchgeführte Studie soll als Basis für weitere Untersuchungen zum besseren Verständnis der Vorgänge während der Funkenentladung dienen und in weiterer Folge zur Entwicklung neuer Zündkerzenkonzepte beitragen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

8 Literatur

[1] Zacharias, F. (2001): *Gasmotoren*. Würzburg: Vogel (Vogel-Fachbuch). ISBN: 3-8023-1796-3.

[2] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F. (2002): *Handbuch Verbrennungsmotor.* Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden (ATZ/ MTZ Fachbuch). ISBN: 978-3-322-99861-3, zuletzt geprüft am 16.12.2015.

[3] Zeldovich, Y. B. (1946): *The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions*. In: Acta Physicochimica U.S.S.R. 21, P. 577–628.

[4] Wolfrum, J. (1972): *Bildung von Stickstoffoxiden bei der Verbrennung*. In: Chemie Ing. Techn. 44 (10), P. 656–659. DOI: 10.1002/cite.330441004.

[5] Gremminger, A.; Lott, P.; Merts, M.; Casapu, M.; Grunwaldt, J.-D.; Deutschmann, O. (2017): *Sulfur poisoning and regeneration of bimetallic Pd-Pt methane oxidation catalysts*. In: Applied Catalysis B: Environmental 218, P. 833–843. DOI: 10.1016/j.apcatb.2017.06.048.

[6] Lee, K.; Bae, C.; Kang, K. (2007): *The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine*. In: Applied Thermal Engineering 27 (11-12), P. 2122–2130. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.11.011.

[7] König, G.; Maly, R. R.; Bradley, D.; Lau, A. K. C.; Sheppard, C. G. W. (1990): *Role of Exothermic Centres on Knock Initiation and Knock Damage*. In: International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, OCT. 22, 1990: SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (SAE Technical Paper Series).

[8] Damköhler, G. (1940): *Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gasgemischen*. In: Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie, P. 5–9021. DOI: 10.1002/bbpc.19400461102.

[9] Wildman, C.; Cheng, W. K. (2010): *The Effects of Charge Motion and Laminar Flame Speed on Late Robust Combustion in a Spark-Ignition Engine*. In: SAE Int. J. Engines 3 (1), P. 202–213. DOI: 10.4271/2010-01-0350.

[10] Laget, O.; Zaccardi, J.-M.; Gautrot, X.; Mansion, T.; Cotte, E. (2010): *Establishing New Correlations Between In-Cylinder Charge Motion and Combustion Process in Gasoline Engines Through a Numerical DOE*. In: SAE Int. J. Engines 3 (1), P. 183–201. DOI: 10.4271/2010-01-0349.

[11] Konstantinoff, L.; Pfeifer, C.; Pillei, M.; Trattnig, U.; Dornauer, T.; Möltner, L. (2017): *Optimization of the Charge Motion in Sewage Gas-Driven Internal Combustion Engines for Combined Heat and Power Units*. In: International Journal of Mechanics (11), P. 82–91.

[12] Konstantinoff, L.; Möltner, L.; Steiner, T.; Dornauer, T.; Pillei, M.; Mairegger, D.; Herdin, G. (2017): *Optimization of the Charge Motion in Internal Combustion Engines Driven by Sewage Gas for CHP-Units.* Proceedings of the ASME 2017 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. Seattle, Washington.

[13] Tippelmann, G. (1977): *A New Method of Investigation of Swirl Ports*. In: SAE Technical Paper Series. DOI: 10.4271/770404.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[14] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T. (2009): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Aufl. Wien, New York, NY: Springer (Der Fahrzeugantrieb). ISBN: 978-3-211-99276-0.

[15] Ahmadi-Befrul, B.; Brandstätter, W.; Kratochwill, H.; Troger, C. (1989): *The Influence of Inlet Port Design on the In-Cylinder Charge Mixing*. In: SAE International Congress and Exposition, FEB. 27, 1989: SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (SAE Technical Paper Series).

[16] Dietsche, K.-H.; Reif, K. (2014): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 28., überarbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-03800-7.

[17] Dornauer, T. (2017): *Entwicklung eines Prüfstandes zuroptischen Untersuchung elektrischerZündvorgänge an Zündkerzen von Gasmotoren* Management Center Innsbruck GmbH, Innsbruck.

[18] Joos, F. (2006): *Technische Verbrennung.* Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-540-34334-9.

[19] Maly, R.; Vogel, M. (1979): *Initiation and propagation of flame fronts in lean CH4-air mixtures by the three modes of the ignition spark*. In: Symposium (International) on Combustion 17 (1), P. 821–831. DOI: 10.1016/S0082-0784(79)80079-X.

[20] Rager, J. (2006): *Funkenerosion an Zündkerzenelektroden*. Aachen: Shaker (Saarbrücker Reihe Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Bd. 5). ISBN: 978-3832252885.

[21] Paschen, F. (1889): *Ueber die zum Funkenübergang in Luft, Wasserstoff und Kohlensäure bei verschiedenen Drucken erforderliche Potentialdifferenz*. In: Ann. Phys. 273 (5), P. 69–96. DOI: 10.1002/andp.18892730505.

[22] Townsend, J. Sealy (1915): *Electricity in gases*. Oxford: Clarendon Press. ISBN: 9781427614599.

[[23]] Zacchi, A.: *Zündparameter eines HF-Plasmas*. Online verfügbar unter http://linac.physik.uni-frankfurt.de/f-praktikum/FP_IAP_Zuendparameter_Laborplasma.pdf, zuletzt geprüft am 03.01.2018.

[24] Suzuki K., Uehara K., Murase E., Nogawa S. (2017): *Study of Ignitability in Strong Flow Field*. In: Michael Günther und Marc Sens (Hg.): Ignition Systems for Gasoline Engines. 3rd International Conference, November 3-4, 2016, Berlin, Germany. Cham: Springer (SpringerLink : Bücher).

[25] Gray, E. W.; Pharney, J. R. (1974): *Electrode erosion by particle ejection in low-current arcs*. In: Journal of Applied Physics 45 (2), P. 667–671. DOI: 10.1063/1.1663300.

[26] Jones, F. Llewellyn (1950): *Electrode Erosion by Spark Discharges*. In: Br. J. Appl. Phys. 1 (3), P. 60–65. DOI: 10.1088/0508-3443/1/3/302.

[27] Sigmund, P. (1969): *Theory of Sputtering. I. Sputtering Yield of Amorphous and Polycrystalline Targets*. In: Phys. Rev. 184 (2), P. 383–416. DOI: 10.1103/PhysRev.184.383.

[28] Goering, W. A. (1968): *Spark Plug Electrode Materials and Erosion Mechanisms*: Ford Motor Company, Appl. Res. Lab. (Nr. AR 68-15).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[29] Lieberman, M. A.; Lichtenberg, A. J. (2005): *Principles of plasma discharges and materials processing*. 2nd ed. Hoboken, N.J.: Wiley-Interscience. ISBN: 978-0-471-72001-0.

[30] Prof. Dr.-Ing. Volker Hinrichsen: *Hochspannungstechnik* Technische Universität Darmstadt, Darmstadt. Fachgebiet Hochspannungstechnik.

[31] Hilgarth, G. (1992): *Hochspannungstechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. ISBN: 978-3-519-16422-7.

[32] GE Jenbacher GmbH & Co OHG (Hg.): *JMS 320 GS-N.L.* Datenblatt/Technical Specifications.

[33] Küchler, A. (2009): *Hochspannungstechnik.* Grundlagen - Technologie - Anwendungen. 3., neu bearb. und erw. Aufl. Dordrecht, New York: Springer (VDI-Buch). ISBN: 978-3-540-78413-5.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Abkürzungen

BHKW	Blockheizkraftwerk
SCR	Selective Catalytic Reduction
Vel	Strömungsgeschwindigkeit
PIV	Particle Image Velocimetry
ZZP	Zündzeitpunkt
RZK	Referenz-Zylinderkopf
DZK	Drall-Zylinderkopf
ZüK	Zündkerze
LED	LED-Lichtquelle
fps	Frames per second
C	Kondensator
R	Widerstand
arb.	arbtiträr
DAQ	Datenerfassung
TI	Temperaturmessung
PI	Druckmessung
FI	Durchflussmessung
REM	Rasterelektronenmikroskop
i. N.	im Normzustand
High-Vac	Hochvakuum
CO_2	Kohlenstoffdioxid
CO	Kohlenstoffmonoxid
NO_x	Stickoxide
N_2	Stickstoff
O_2	Sauerstoff
NO	Stickstoffmonoxid

Symbole

λ	Luftüberschusszahl
v	Geschwindigkeit
$\dot{m}$	Massenstrom
T	Temperatur
R_{sp}	Spezifische Gaskonstante
A	Luftaustrittsfläche
p	Druck
U_D	Durchbruchspannung
s	Elektrodenabstand
q	Elektronenladung
λ_f	Mittlere freie Weglänge
$\vec{E}$	Elektrisches Feld
E_i	Ionisierungsenergie
C_1	Gaskonstante Paschen-Gesetz
C_2	Gaskonstante Paschen-Gesetz
γ	Townsend Koeffizient
Ks	Drallzahl
AI_{10}	Verbrennungsbeginn
AI_{50}	Verbrennungsschwerpunkt
AI_{90}	Verbrennungsende

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Lang
Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer
Assoc.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn Roland Kirchberger
Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics,
Graz University of Technology

Technologien zur Abwärmenutzung in Verbrennungsmotorischen Antrieben und deren Prüfstandserprobung

Waste Heat Recovery Technology in ICE-based Propulsion Systems and its Experimental Investigation

Kurzfassung

Die Entwicklung von verbrennungsmotorischen PKW- und Nutzfahrzeugantriebssträngen hat in den vergangenen Jahrzehnten beeindruckende Fortschritte gezeigt. Heutzutage ist ein Entwicklungsstand erreicht, der nur mehr kleine Fortschritte möglich macht; das gilt insbesondere für die Effizienz der Antriebe. Nichtsdestotrotz werden, sowohl von Kundenseite als auch vom Gesetzgeber, weitere Einsparungen beim Treibstoffverbrauch gefordert. Ein logischer Schritt ist daher die Nutzung der anfallenden Abwärme des Motors, wofür unterschiedliche Technologien zur Verfügung stehen, unter anderem der Einsatz von *Clausius-Rankine-Dampfkreisprozessen*.
Der erste Teil des vorliegenden Papers beschäftigt sich mit den grundlegenden Möglichkeiten der Abwärmenutzung im mobilen Einsatz, wobei ein Schwerpunkt auf den Dampfkreisprozess gelegt wird. Im zweiten Teil stehen die wesentlichen Voraussetzungen zur Prüfstandserprobung solcher Abwärmenutzungssysteme (Waste heat recovery systems – WHR Systeme) auf *Clausius-Rankine*-Prozess-Basis im Mittelpunkt, wobei neben den technischen Grundlagen auch die speziellen Herausforderungen bei der Vermessung und Entwicklung von Dampfkreisprozessen und den einzelnen Komponenten, insbesondere der Expansionsmaschine, diskutiert werden. Hierzu wird ein speziell zu diesem Zweck geplanter und errichteter Heißdampfprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz vorgestellt und dessen wichtigste Merkmale hervorgestrichen, sowie einige exemplarische Messergebnisse gezeigt. Ein weiterer wesentlicher Punkt ist die Darstellung einiger wichtiger Erkenntnisse zu Expansionsmaschinen, welche erst durch die Möglichkeit der zuverlässigen und wiederholbaren Prüfstandserprobung möglich werden.

Einleitung

Mobilität ist ein Grundstein der heutigen Gesellschaft. Die Antriebstechnologie hat sich dabei in den letzten Jahren unter dem Druck immer strengerer Emissionsvorschriften rasant weiterentwickelt. Dies betrifft die limitierten Schadstoffemissionen und insbesondere auch die CO_2 Emissionen. Insofern gilt als ein Hauptziel in der aktuellen Entwicklung die Steigerung der Effizienz der Motoren. Ist die öffentliche Diskussion um PKW-Antriebe und ihre technologische Weiterentwicklung gerade in vollem Gange, so rückt der Sektor der Nutzfahrzeuge immer weiter ins Blickfeld. Um die ohnehin schon auf einem hohen Effizienzniveau betriebenen Triebwerke nun noch weiter zu optimieren, kann einerseits in klassische Motorenkomponenten und Systeme eingegriffen werden, oder

PEER REVIEW WKM Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

aber es werden völlig neue Wege eingeschlagen und bisher ungenutzte Energien zugänglich gemacht.

Das grundlegende Problem der Abwärme, welches die Verbrennungskraftmaschine (VKM) mit allen Wärmekraftmaschinen gemein hat, hat ihren Ursprung in der Umwandlung von „Wärme“ (Anmerkung: der Begriff „Wärme“ wird in Folge sowohl für Wärmeströme als auch für thermische innere Energie beziehungsweise Enthalpieströme verwendet) in Arbeit. Dieser Prozess ist durch den sogenannten Carnot-Prozess nach oben hin in seinem Wirkungsgrad limitiert: Die chemische Energie, welche bei der Verbrennung in Wärme umgewandelt wird (Heizwert des Brennstoffes) steht bei einer bestimmten Temperatur T_H zur Verfügung; diese ist durch verschiedene Randbedingungen wie Lambda-Wert, Kraftstoffart, Wandwärmeverluste, Verdichtungsverhältnis oder Restgasanteil limitiert. Diese obere Prozesstemperatur T_H, bei welcher die Wärme zugeführt wird, sowie die untere Prozesstemperatur T_C, bei welcher das Abgas bzw. Wärme den Prozess verlässt, bestimmen die maximal erreichbare Effizienz, den sogenannten *Carnot-Wirkungsgrad* η_{max} (Glg. (1), /1/).

$$\eta_{\max} = \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \qquad (1)$$

Zahlreiche weitere Einflüsse reduzieren den realen Wirkungsgrad weiter. Gemäß dem *Ersten Hauptsatz der Thermodynamik* kann die so anfallende „Verlustenergie“ jedoch nicht verschwinden, sondern wird lediglich in eine andere Energieform umgewandelt, im Falle der Wärmekraftmaschinen ist dies Wärme. Scheint diese „Abwärme“ auf den ersten Blick verloren, so ist sie doch bei einem relativ hohen Temperaturniveau verfügbar. Mit der Temperatur einer Wärme (bei gegebener Umgebungstemperatur T_C) steigt deren Anteil an technisch nutzbarer Energie, der so genannten *Exergie*. Die Exergie E_Q einer Wärme kann mit Hilfe des Carnot-Wirkungsgrades berechnet werden (Glg. (2)).

$$E_Q = Q \cdot \eta_{\max} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \qquad (2)$$

Analog dazu kann daraus die Exergie e_h eines Stoffstroms berechnet werden (Glg. (3)), wobei *h* die Enthalpie und *s* die Entropie bezeichnet, 1 den Zustand des Stoffstroms definiert und u jenen der Umgebung:

$$e_h = h_1 - h_u - T_u(s_1 - s_u) \qquad (3)$$

Antriebsstränge von PKW und Nutzfahrzeugen können aufgrund der genannten Beschränkungen nur einen kleinen Anteil der zugeführten Brennstoffenergie für den Antrieb verwenden, der Rest dissipiert ins Kühlsystem oder wird über das Abgas in die Umgebung entlassen (Abbildung 1).
Am Beispiel eines typischen Nutzfahrzeug-Dieselmotors lassen sich die unter „Abwärme“ zusammengefassten Energien (d.h.: Wärmestrom bzw. Enthalpiestrom) gut darstellen: Hat das Kühlwasser nur eine Temperatur von ca. 90 °C, so erreichen die Abgase (exhaust gas, EG) bereits 300 °C und die Gase der Abgasrückführung (exhaust gas recirculation, EGR) bis zu 500 °C (vgl. /2/, S. 446). Entsprechend Glg. (2) und Glg. (3), kann damit (vereinfacht betrachtet) aus den Abgasen ein Anteil von bis zu ca. 62% zurückgewonnen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

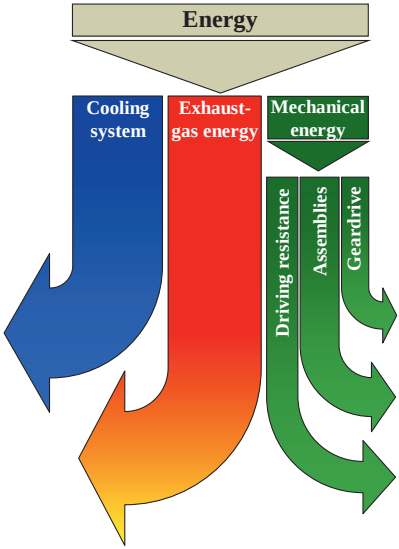


Abbildung 1: Energiefluss eines typischen VKM-Antriebsstranges (vgl. /3/, S. 22)

Die Sinnhaftigkeit der Abwärmenutzung erschließt sich aus mehreren Gründen: Am offensichtlichsten ist sie aus Sicht der Antriebsenergie, welche dadurch eingespart werden kann. Die mechanische Energie, die aus der Abwärme erzeugt wird, kann in den Antriebsstrang eingespeist werden und für den Vortrieb genutzt werden; somit wird der Verbrennungsmotor entlastet und muss weniger Treibstoff verbrennen, was zu reduzierten CO_2-Emissionen führt. Dadurch können künftige Emissionsvorschriften bezüglich CO_2, aber auch bezüglich limitierten Komponenten wie NO_x, CO oder Kohlenwasserstoffen, leichter eingehalten werden. Zusätzlich kann, wenn bei der Auslegung zukünftiger Antriebsstränge die Möglichkeit der Abwärmenutzung von Anfang an berücksichtigt wird, die Effizienzsteigerung noch erhöht werden, da durch die zusätzliche Antriebsleistung der Verbrennungsmotor eventuell kleiner dimensioniert und ein Downsizingeffekt lukriert werden kann.

Was zukünftige CO_2-Gesetzgebungen betrifft sind, im Gegensatz zu PKW und leichten Nutzfahrzeugen (vgl. /4/), für mittlere und schwere Nutzfahrzeuge sowohl die genauen Grenzwerte als auch die Randbedingungen der Messung noch nicht in allen Märkten vollständig definiert (vgl. /5/, S. 53 et seq.). Ab dem Modelljahr 2017/2018 werden die CO_2 Emissionen limitiert (vgl. /6/): Für den Zeitraum von 2017 bis 2027 sollen z.B. in den USA bis zu 24 % der CO_2 Emissionen reduziert werden (abhängig vom Fahrzeugtyp). In der EU sind die standardisierte Messmethode, sowie, als Konsequenz, die Limitierung der CO_2 Emissionen schwerer Nutzfahrzeuge eine Grundlage für das Erreichen der Treibhausgasreduktion des Transportsektors von 60 % bis 2050, bezogen auf den Wert von 1990 (vgl. /7/).

Ein weiterer Grund, der für den Einsatz von Abwärmenutzungssystemen spricht, könnte der zunehmende Bedarf an elektrischer Energie in heutigen und zukünftigen Fahrzeugen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

sein. Die Stromerzeugung an Bord der Fahrzeuge durch die VKM leidet stark an der gesamten Wirkungsgradkette vom Treibstoff bis zum elektrischen Strom. Abwärmenutzungssysteme könnten, anstatt von reiner mechanischer Energie, direkt (oder durch einen Generator, abhängig vom angewandten System) elektrischen Strom zur Verfügung stellen, wobei die Energiequelle sozusagen „gratis“ ist.
(vgl. /29/)

Technologien, Herausforderungen und ausgeführte Systeme

Das Temperaturniveau, bei welchem die Abwärme zur Verfügung steht, bestimmt nicht nur den maximal erreichbaren Wirkungsgrad, sondern es spielt auch sonst eine wesentliche Rolle bei der Wahl der optimalen Technologie zur Abwärmenutzung. In Abbildung 2 sind die grundsätzlichen Möglichkeiten der Abwärmenutzung dargestellt, wobei die direkte Nutzung ohne Umwandlung in eine andere Energieform die offensichtlichste Form ist.

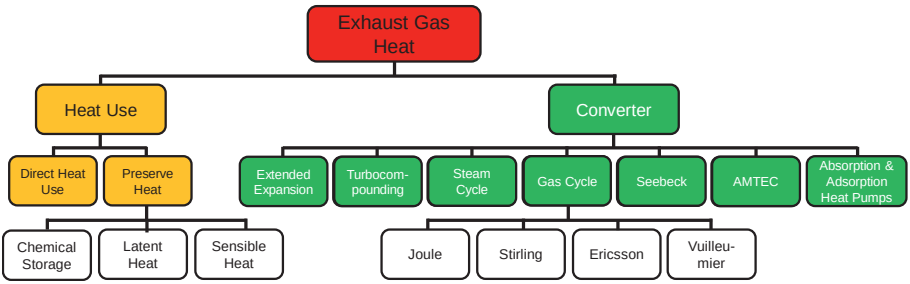


Abbildung 2: Möglichkeiten der Abwärmenutzung (vgl. /8/, S. 716)

Das kann durch direkte Nutzung der Abwärme, z.B. zur Heizung der Fahrerkabine, erfolgen, oder durch technische Nutzung der Wärme, um z.B. Systeme des Antriebsstranges zu erwärmen. Diese Nutzungen sind jedoch in Bezug auf die benötigte Wärmemenge begrenzt und tragen somit vergleichsweise wenig zur Effizienzsteigerung des Gesamtsystems bei. Außerdem werden die größten Wärmemengen beim Kaltstart benötigt; zu diesem Zeitpunkt muss jedoch das gesamte System aufgeheizt werden (unter anderem, um Emissionen und Reibungsverluste gering zu halten), und die zur Verfügung stehende Abwärme sowie ihr Temperaturniveau sind niedrig.
Aus diesem Grund wäre die Speicherung der Wärme für die spätere Nutzung eine sinnvolle Lösung, sei es in Form von *latenter Wärme, sensibler Wärme* oder in Form eines *chemischen Speichers*.

Alternativ dazu kann die Abwärme auch in andere, einfacher nutzbare, Energieformen umgewandelt werden, idealerweise in mechanische Energie oder Elektrizität. Der Aufwand hierzu ist deutlich höher, ebenso jedoch der Nutzen.

Direkte Nutzung des Abgases zur Erzeugung mechanischer Energie
Die meisten Verbrennungsmotoren nutzen fixe Kompressions- beziehungsweise Expansionsverhältnisse und können das Abgas daher nicht bis zum Umgebungsdruck expandieren; zur Nutzung der Abgasenergie, welche aus dieser “Unterexpansion” in VKM resultiert, haben sich unterschiedliche Ansätze entwickelt (vgl. /29/):

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Turbocompound Technologie:
Der Schweizer Alfred J. Büchi patentierte im Jahr 1905 die Idee, die Enthalpie des Abgases von VKM in einer Gasturbine zu nutzen.

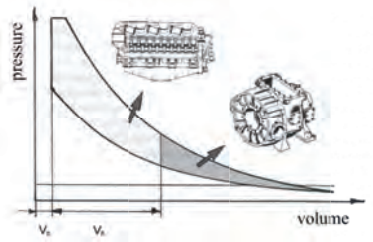


Abbildung 3: Trennung des Arbeitsprozesses in einen zyklisch arbeitenden Prozess (Kolbenmaschine) und einen Fließprozess (Turbine) (vgl. /9/, S. 479)

Es wird also die Energie des Verbrennungsgases mittels zweier Maschinen mit unterschiedlichem Arbeitsprinzip genutzt. (/9/, S. 479; Abbildung 3).
Im Gegensatz zum klassischen Abgasturbolader, welcher die gewonnene Energie in die Kompression der Ansaugluft investiert, wird beim sogenannten *Turbocompound Motor* die von der Turbine erzeugte mechanische Energie wieder direkt dem Antriebsstrang zugeführt. Laut Herstellerangaben werden damit bis zu 3 % Effizienzsteigerung erreicht, jedoch setzen bis jetzt nur wenige Hersteller diese Technologie in Serienanwendungen ein, wie zum Beispiel *Mercedes-Benz*, *Scania* oder *Volvo* (vgl. /26/; /10/, S. 371).

Erweiterte Expansion:
Noch vor Büchis Patent waren einige berühmte Erfinder auf der Suche nach Möglichkeiten, die Verlustenergie, die beim Einsatz herkömmlicher Verbrennungsmotoren entsteht, zu verringern, darunter James Atkinson mit seinem Patent eines *Motors mit erweiterter Expansion* über den Kurbeltrieb (vgl. /11/): Durch eine spezielle Kinematik kann ein Expansionshub mit deutlich höherem Hubvolumen als beim Kompressionshub erreicht werden (vgl. /12/, S. 1). In den vergangenen Jahren erlangte dieses Prinzip wieder erhöhte Aufmerksamkeit (vgl. /12/, /13/), sei es, wie bei Atkinsons Ansatz, über die Kurbeltriebskinematik, oder über spezielle Ventiltriebssteuerung (vgl. /25/ /14/, /15/).
Aktuell wird dieses Arbeitsprinzip vielerorts in unterschiedlichen Varianten untersucht und angewandt, unter anderem von *Ricardo* /16/ und der *Scuderi Group, Inc.* /17/ in sogenannten *Split Cycle Engines.*

Gasturbinenprozess

Gasturbinenprozesse können in offener oder geschlossener Form ausgeführt sein, wobei alle ein einphasiges gasförmiges Medium nutzen; nach dieser Definition zählt auch der *Turbocompound Prozess* zu den Gasturbinenprozessen.

Der bekannteste unter den Gasturbinenprozessen ist der *Joule Prozess*, welcher nach James Prescott Joule benannt ist; aber auch andere Kreisprozesse wie der *Stirling* (vgl. /1/, S. 498), *Ericsson* (vgl. /18/, S. 313) oder *Vuilleumier Prozess* (vgl. /19/) können zur WHR genutzt werden.

Umwandlung in elektrische Energie

Das Prinzip, das dem *thermoelektrischen Effekt* (auch *Seebeck Effekt*, benannt nach

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Thomas Johann Seebeck) zugrunde liegt, kann einfach beschrieben werden (vgl. /21/, S. 1-2; vgl. /20/, S. 276f): Das Thermoelement (Abbildung 4) besteht aus zwei unterschiedlichen Materialien (a und b) welche elektrisch in Serie geschaltet werden. Eine Fügestelle wird einer hohen Temperatur T_H ausgesetzt, die andere einer tiefen Temperatur T_C; dadurch wird ein elektrisches Potential U_{therm} generiert.

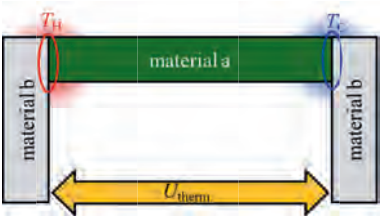


Abbildung 4: Schematische Darstellung eines Thermoelements (vgl. /20/, S. 276)

Ein weiterer Zugang, welcher die direkte Umwandlung von Wärme in Strom erlaubt, ist die *Alkali Metal Thermal-to-Electric Conversion* (AMTEC) Technologie; sie arbeitet lärmfrei, vibrationsfrei und hocheffizient (vgl. /22/ S. 1152). Ursprünglich wurde sie im Ford Motor Company Scientific Laboratory 1968 (vgl. /22/) entwickelt. (vgl. /23/, S. 720)

Kältekreisläufe

Die Umwandlung von Wärme in „Kälte“ (eigentlich: Entzug von Wärme bei Temperaturen unter dem Umgebungstemperaturniveau) ist eine weitere vielversprechende Möglichkeit. Sowohl PKW als auch Nutzfahrzeuge benötigen aus Komfortgründen bestimmte Mengen an Kälte; die Erzeugung aus mechanischer oder elektrischer Energie macht jedoch einen nicht zu vernachlässigenden Einsatz an Treibstoff notwendig und erhöht damit die CO_2 Emissionen. Die Erzeugung dieser Kälte könnte jedoch genauso aus Abwärme erfolgen, wobei verschiedene Bauweisen einer solchen Kälteanlage denkbar sind, zum Beispiel Kreisprozesse auf Basis des *Vuilleumier Prozesses* oder *Absorptions- / Adsorptions-Wärmepumpen*.

Dampfkreisläufe

Dampfkreisläufe nutzen Arbeitsmedien, die abwechselnd verdampft und kondensiert werden, d.h. einen Phasenwechsel durchlaufen (vgl. /1/, S. 444). Durch die hohe latente Wärme des Mediums können vergleichsweise kompakte Systeme realisiert werden.
Ein äußerst bewährtes Prinzip ist der *Clausius-Rankine-Dampfkreisprozess*, entwickelt von Rudolf Julius Emanuel Clausius und William John Macquorn Rankine, welcher bereits in den frühen industriell genutzten Dampfmotoren zur Anwendung kam. In WHR Systemen wird hier Abwärme zur Verdampfung und Überhitzung des Arbeitsmediums, beispielsweise Wasser oder andere passende Medien (wie z.B. im *Organic Rankine Cycle*), genutzt. Der Dampf wird daraufhin in einer Arbeitsmaschine unter Abgabe von mechanischer Energie entspannt. Der Abdampf wird kondensiert, wieder auf Arbeitsdruck gebracht und erneut verdampft (Abbildung 5). Die Expansionsmaschine selbst kann zyklisch oder kontinuierlich arbeiten.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

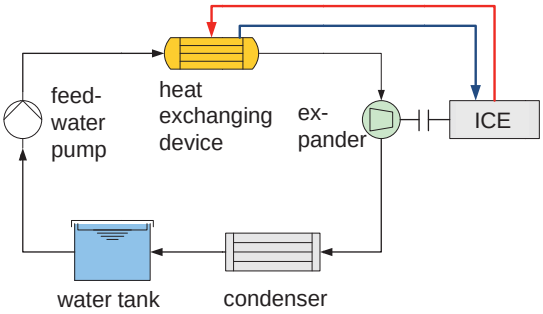


Abbildung 5: Typischer Dampfkreisprozess für den Einsatz in VKM-betriebenen Fahrzeugen

Der Clausius-Rankine-Dampfkreisprozess

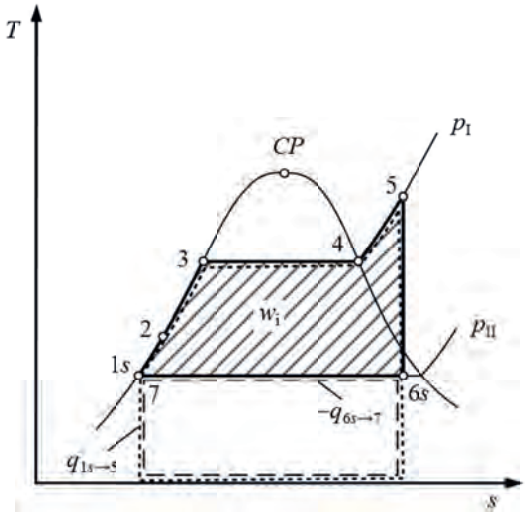


Abbildung 6: *Ts*-Diagramm des idealen *Clausius-Rankine-Dampfprozesses* (/24/, S. 114)

Der *Clausius-Rankine-Dampfkreisprozess* (Abbildung 6) soll, als Grundlage des in weiterer Folge vorgestellten Systems, kurz näher betrachtet werden (vgl. /29/). Der Prozess stellt den idealen Vergleichsprozess dar, egal, ob der Prozess mit Turbo- oder Kolbenexpansionsmaschinen arbeitet. Der Idealprozess stellt einen reversiblen (und somit reibungsfreien) Kreisprozess dar, in dem ein Arbeitsmedium verschiedene Prozesse mit Phasenänderung durchläuft.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Das flüssige Arbeitsmedium wird in einer Pumpe auf ein höheres Druckniveau gebracht; daraufhin wird Wärme zugeführt, wodurch das Medium aufgewärmt, verdampft und überhitzt wird (Kessel oder Dampferzeuger). Der Heißdampf kann nun in einer Expansionsmaschine expandiert werden (im Idealfall mittels einer isentropen Zustandsänderung (Abbildung 6), ebenso wie in der Pumpe) und erzeugt dabei mechanische Energie. Der Abdampf wird im Kondensator verflüssigt, welcher aufgrund der notwendigen Kühlerfläche wohl zu den kritischeren Bauteilen des Kreislaufes bezüglich Packaging gehört. Hier hat der Kreislauf seinen Startpunkt wieder erreicht.
Obwohl dieser idealisierte Kreisprozess reibungsfrei und, in Pumpe und Expander, adiabat ist, kann er dennoch niemals den Carnot Wirkungsgrad erreichen, da die zugeführte Wärme nicht bei konstanter Temperatur, sondern bei konstantem Druck eingebracht wird (vgl. $q_{1s_>5}$, Abbildung 6) und damit die höchste Temperatur nur in einem Punkt erreicht wird (Punkt 5). Dadurch werden, trotz idealer Prozessführung, die thermischen Bauteilgrenzen niemals optimal ausgenutzt.
Der reale *Clausius-Rankine-Dampfkreisprozess* zeigt durch Reibung und andere Verluste Abweichungen vom Idealprozess, wodurch die Kompressions- und Expansionskurve im Ts -Diagramm „nach rechts“ verzerrt werden und der innere Wirkungsgrad abnimmt.
Diese Abweichungen von der isentropen Zustandsänderung können durch sogenannte *innere isentrope Wirkungsgrade* der Pumpe und der Expansionsmaschine, $\eta_{s\text{-i P}}$ und $\eta_{s\text{-i E}}$, ausgedrückt werden.

Experimentelle Untersuchungen von WHR Systemen – Aufbau eines Heißdampfprüfstands

Zur Untersuchung, Entwicklung und Optimierung von WHR-Systemen auf *Clausius-Rankine-Basis* und deren Bauteilen wie Ventilen, Pumpen, Wärmetauschern oder Expansionsmaschinen ist eine entsprechende Prüfstandsumgebung unabdingbar. Obwohl die Endabnahme eines Abwärmenutzungssystems natürlich im Fahrzeug erfolgen muss, bietet in der Entwicklungsphase ein deutlich flexiblerer, modular aufgebauter und gut zugänglicher Prüfstand unschätzbare Vorteile; der Aufbau eines solchen Heißdampfprüfstandes zur Untersuchung von WHR-Systemen und deren Teilsystemen war das Ziel des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) an der TU Graz.
Die grundlegende Fragestellung war, bis zu welchem Punkt der Prüfstand das spätere fahrzeugintegrierte WHR-System nachbilden sollte, und wo der Schnitt zum „echten“ System gemacht wird (vgl. Abbildung 5).
Es wurde entschieden, die Wärmequelle, welche später durch die Abwärme einer VKM dargestellt werden würde (d.h. vor allem Abgas (EG) und Abgasrückführungsgas (EGR)), am Prüfstand durch eine einfacher regelbare Quelle zu ersetzen. Um jedoch die realen Fahrzeugwärmetauscher (EG-Verdampfer und EGR-Verdampfer) verwenden zu können wurde das Abgas durch heiße Luft ersetzt, welche durch Gasbrenner oder, wie in diesem Fall ausgeführt, durch einen elektrischen Heizer erwärmt wird (vgl. Abbildung 7). Ein großer Vorteil dieser Lösung, abgesehen vom geringeren Platzbedarf im Vergleich zu einem zusätzlichen kompletten VKM-Prüfstand, ist die einfachere Regelbarkeit, die der elektrische Heizer verspricht. Außerdem werden dadurch Reproduzierbarkeit und Zuverlässigkeit erhöht, mit nur geringen Einbußen an der Aussagekraft der Versuche (sofern nur der WHR-Kreislauf und nicht das Gesamtsystem im Fokus stehen). Die Randbedingungen wie Abgasmassenstrom und –temperatur können aus den Erkenntnissen von VKM-Prüfständen gewonnen werden.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Durch den Wegfall der gekoppelten VKM wird für die Expansionsmaschine eine separate Bremse nötig, einerseits zur Drehzahlregelung, andererseits zur Leistungsmessung. Der WHR-Kreislauf selbst ist so detailgetreu wie möglich dem späteren fahrzeugtauglichen System nachempfunden, bis auf die wegfallenden Bauraumeinschränkungen, was der Flexibilität, Modularität und Zugänglichkeit zugute kommt.

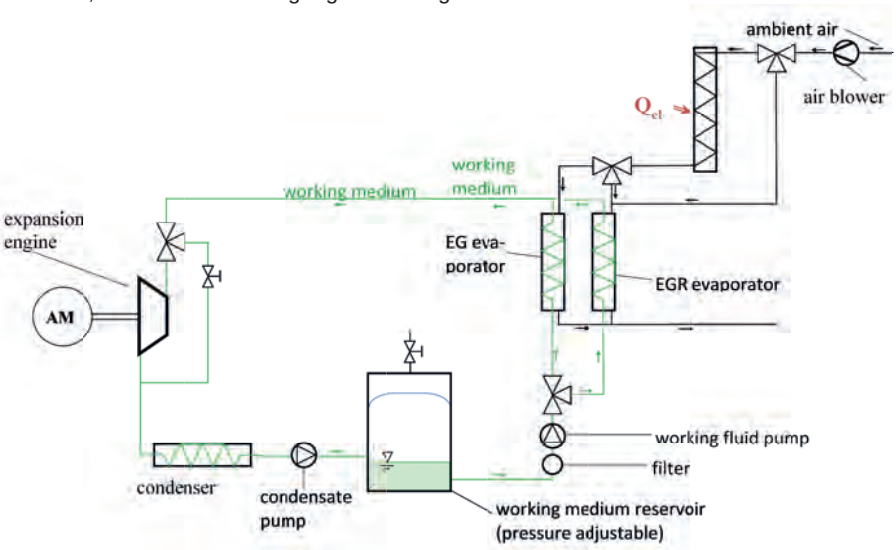


Abbildung 7: Schema des Heißdampfprüfstandes am IVT

Baugruppen des Heißdampfprüfstandes:

Luftpfad (vgl. Abbildung 7)*:* Die kalte Umgebungsluft wird von einem Seitenkanalverdichter mit einer maximalen Förderkapazität von 1500 kg/h angesaugt und verdichtet. Die Luft wird dann in einem elektrischen Heizer (Anschlussleistung 150 kW) auf bis zu 500 °C erwärmt und simuliert somit das heiße Abgas einer VKM. Mittels eines Schaltventils wird der Luftstrom in zwei Ströme (EG-Strom und EGR-Strom) aufgeteilt, wobei beide Ströme in Menge und, mittels Umgebungsluftzumischung, Temperatur eingestellt werden können. Nachdem die Luft durch die beiden Wärmetauscher (EG-Verdampfer und EGR-Verdampfer) geleitet wurde, wird sie in die Umgebung geleitet.

Arbeitsmedienpfad (vgl. Abbildung 7):

- Das Arbeitsmedium, sei es Wasser, Alkohol (z.B. Ethanol) oder andere organische Medien oder Kältemittel, wird in flüssiger Form aus dem Tank durch eine **Pumpe** auf Drücke bis zu 40 bar gebracht. Die Pumpe ist, im Grundlayout, elektrisch betrieben und resistent gegen die meisten üblichen Arbeitsmedien. Alternativ kann die Pumpe zu Komponententestzwecken einfach gegen eine beliebige andere Pumpe ausgetauscht werden.
- Nach der Pumpe wird das Arbeitsmedium mittels einer speziellen **Ventileinheit** in zwei Massenströme aufgeteilt, wovon einer durch den „Abgasstrom“ (der sog. EG-Massenstrom) und der andere durch den EGR-Gasstrom (der sog. EGR-Massenstrom) erhitzt wird. Zur genauen Regelung der Massenströme ist in jedem Pfad ein **Coriolis Massenmesser** verbaut.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Die **Wärmetauscher**, einer für den EGR-Gasstrom, der andere für den EG-Strom, können über ein definiertes Flanschsystem einfach ausgetauscht werden. Grundsätzlich sind im Kreislauf fahrzeugtaugliche Wärmetauscher verbaut. Da anstatt Abgas auf der heißen Seite Luft verwendet, wird, welche ähnliche Stoffwerte aufweist, sind die Messergebnisse durchaus signifikant und es können am Prüfstand auch Wärmetauschervermessungen durchgeführt werden. Durch den speziellen Aufbau kann, im Gegensatz zu klassischen Dampfkesseln, in einem Durchgang Heißdampf (anstatt Sattdampf) erzeugt werden. Dadurch steigen die Einsatzmöglichkeiten des Prüfstandes massiv und es können unterschiedlichste WHR-Systeme vermessen werden. Es kann Heißdampf mit bis zu 400 ℃ generiert werden (abhängig vom Arbeitsmedium).
- Die zwei Dampfströme werden wieder zusammengeführt und zu einer weiteren **Ventileinheit** geleitet. Diese schickt den Heißdampf entweder zur Expansionsmaschine, oder über eine Bypassleitung direkt zum Kondensator. Dieser zweite Pfad ist für den Aufheizvorgang sowie für eventuelle Not-Stopps wichtig.
- Die **Expansionsmaschine** wird mit Frischdampf versorgt und erzeugt daraus mechanische Energie, welche von einer **elektrischen Bremse** aufgenommen und gemessen wird. Die Bremse ist als Asynchronmaschine ausgeführt, welche im 4-Quadrantenbetrieb operieren kann; somit ist auch Schleppbetrieb des Expanders möglich. Im direkt angeflanschten Betrieb können Expanderdrehzahlen bis 7000 U/min und Leistungen bis 65 KW sowie ein Nenndrehmoment von 205 Nm bei 3000 U/min gemessen werden.
- In der Standardkonfiguration kommt ein wassergekühlter **Kondensator** zur Verflüssigung des Arbeitsmediums zur Anwendung; die Auslegung erlaubt die Kondensation des gesamten Heißdampfes.
- Nach dem Kondensator kann eine optionale **Kondensatabsaugpumpe** zur Anwendung kommen, welche den Abdampfgegendruck gering hält.
- Der **Medientank** nimmt das flüssige Arbeitsmedium auf und kann bei Bedarf mittels zusätzlichem druckgeregeltem **Windkessel** auch mit Überdruck beaufschlagt werden.

Der Arbeitsmedienkreislauf ist geschlossen und kann bei Bedarf auch mit Medientrennvorrichtungen bestückt werden.
Die Regelung des Kreislaufes erfolgt über eine zentrale Steuerung auf Basis von *KS Engineers Tornado Software Suite*. Durch den hohen Dampfdruck im System müssen selbstverständlich alle relevanten Systeme überwacht werden, außerdem sind in den Hochdruckleitungen Überdruckventile verbaut.

Zur Sicherstellung reproduzierbarer und aussagekräftiger Vermessungen der einzelnen Baugruppen und des Gesamtsystems werden folgende Messgrößen generiert:

- Drücke und Temperaturen werden nach allen relevanten Kreislaufkomponenten wie Pumpen, Ventileinheiten, Wärmetauschern, Expander etc. gemessen.
- Massenströme des Arbeitsmediums werden vor den Wärmetauschern separat für EGR- und EG-Strom bestimmt.
- Alle relevanten Drücke und Temperaturen werden in der Expansionsmaschine bestimmt („langsame“ Messung der mittleren Werte); im Expansionsraum und vor dem Einlass werden auch indizierte Drücke („schnelle“ kurbelwinkelaufgelöste Messung) gemessen, um die indizierte Arbeit bestimmen zu können.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

- Die elektrische Bremse der Expansionsmaschine erlaubt die Vorgabe der Drehzahl, das abgegebene Drehmoment wird über einen Messflansch kurbelwinkelaufgelöst bestimmt.
- Im Luftpfad werden Drücke, Temperaturen und Massenströme für beide Massenströme bestimmt.
- Umgebungsdruck, -temperatur sowie die relative Feuchte werden mitgemessen.

Herausforderungen am Heißdampfprüfstand

Die Vermessung von WHR Kreisläufen und deren Komponenten unterscheidet sich deutlich von Vermessungen von VKM:

- Der Kreislauf ist geschlossen, weshalb alle Verunreinigungen des Arbeitsmediums oder des Schmiermittels zu Verfälschungen der Messung, oder schlimmstenfalls zu Schäden der Bauteile, führen.
- Ebenfalls durch den geschlossenen Kreislauf verursacht gibt es starke Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Komponenten und Subsystemen bezüglich des Betriebszustandes; insbesondere die Expansionsmaschine und deren Betriebspunkt sind davon stark betroffen. Die Prüfstandssteuerung stellt daher eine große Herausforderung dar.
- Wird ein Expanderkonzept mit Gemischschmierung verwendet, d.h. ist das Schmiermedium im Arbeitsmedium gelöst, ergeben sich unterschiedliche Probleme. Einerseits muss die Arbeitsmedientemperatur sehr genau überwacht werden, da das Schmiermedium durch den gesamten Kreislauf geschickt wird und nicht an seine thermische Grenztemperatur kommen darf. Andererseits treten an hot spots im Verdampfer noch höhere Temperaturen auf, weshalb eine gleichmäßige Durchströmung der Verdampfer sowie eine Überwachung der Heißlufttemperatur unabdingbar sind um thermische Zersetzung des Schmiermittels zu verhindern. (Dasselbe gilt übrigens auch für thermisch kritische Arbeitsmedien, z.B. Alkohole.) Weiters ist die unter Umständen ungleichmäßige Verteilung des Schmiermittels im Kreislauf zu beachten. Diese lokale Konzentrationsdifferenz kann unter anderem durch Strömungseffekte, thermische Effekte, Schwerkraft- oder Druckeffekte, aufgrund von 2-phasiger Strömung oder durch andere Einflüsse auftreten. Ist dadurch an relevanten Stellen die Schmierwirkung zu gering, obwohl die durchschnittliche Schmiermittelkonzentration im Kreislauf ausreichend hoch wäre, kann es zu erhöhter Reibung oder zu Schäden kommen. Eine lokale Konzentrationsmessung wäre hier hilfreich, was jedoch eine herausfordernde (und teils noch nicht zufriedenstellend gelöste) Aufgabe darstellt.
- Die thermische Trägheit des Heißdampfprüfstandes, welche durch die Modularität und flexiblere Bauweise deutlich höher ist als in fahrzeugtauglichen Anlagen, macht transiente Messungen schwieriger, weshalb in ersten Messläufen vorwiegend eingeschwungene, stationäre Prüfpunkte untersucht wurden.

Typische Erkenntnisse aus der Prüfstandserprobung

Im Rahmen der Vermessung unterschiedlicher Expansionsmaschinen am Heißdampfprüfstand wurden wichtige Erkenntnisse gewonnen, die spezifisch für Dampfkreisläufe sind und sich deutlich von Verbrennungskraftmaschinenuntersuchungen unterscheiden. Exemplarisch sollen hier zwei interessante Bespiele gezeigt werden. (vgl. /29/)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einpassung des Zylinderdrucks:
Basierend auf der Vermessung eines 2-Takt Dampfexpanders mit Hubkolbentriebwerk soll die Problematik der Einpassung des indizierten Zylinderdrucksignals gezeigt werden (siehe Abbildung 8):
Die Messung des Zylinderdrucks wurde mittels eines Piezoquarzdruckgebers kurbelwinkelaufgelöst durchgeführt, ebenso wurde der Druckverlauf vor dem Einlasskanal (im sogenannten „Vorvolumen“ / „buffer volume“) ermittelt. Zusätzlich wurden die absoluten Drücke im Vorvolumen sowie im Abdampfbereich („Gegendruck“ / „backpressure“) gemessen.

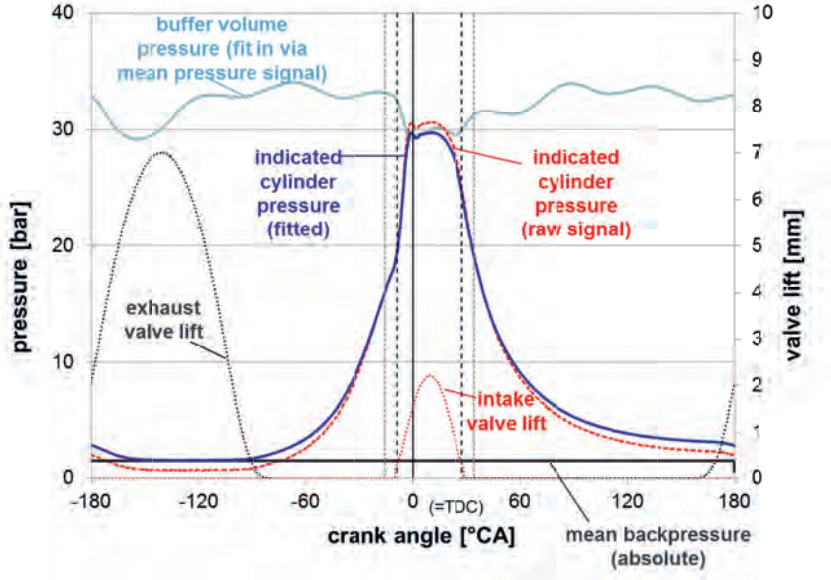


Abbildung 8: Einpassung des Zylinderdrucksignals (cf. /30/)

Das Problem, das sich nun stellt, ist die Einpassung der Drucksignale. Die genaue Winkeleinpassung bezüglich oberem Totpunkt (OT bzw. TDC), welche für die thermodynamische Auswertung unerlässlich ist, lässt sich wie bei Verbrennungsmotoren üblich mittels kapazitiver OT-Sonde im Schleppbetrieb ermitteln. Problematischer ist hingegen die Ermittlung des absoluten Druckniveaus des Zylinderdrucks sowie der Skalierung des Drucksignals, welche durch thermische Einflüsse (thermische Drift) notwendig werden kann. Dabei wurde wie folgt vorgegangen:

- Einpassen des Zylinderdruckniveaus auf gemessenen Abdampfdruck im Bereich des geöffneten Auslassventils (Messungen des kurbelwinkelaufgelösten Abdampfdruckes habe ergeben, dass in diesem Bereich die Einpassung auf den mittleren Abdampfdruck ausreicht).
- Einpassen des kurbelwinkelaufgelösten Vorvolumendrucksignals auf den absoluten mittleren Vorvolumendruck mittels linearer Regression.
- Nun wird im Bereich des nahezu vollständig geöffneten Einlassventils (um OT) angenommen, dass der Zylinderdruck dem eingepassten kurbelwinkelaufgelösten Vorvolumendruck entspricht; dies ist zulässig, da in diesem Bereich wenig

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Volumenänderung im Zylinder stattfindet und der Dampf einen sehr schnellen Druckausgleich herstellt, weshalb die Dampfgeschwindigkeiten gering und die Druckdifferenzen zwischen Vorvolumen und Zylinder daher vernachlässigbar sind. Dadurch kann der Skalierungsfaktor des Drucksignals bestimmt werden.

Die Notwendigkeit dieser Einpassung wurde in zahlreichen Messungen deutlich, die Ergebnisse zeigten plausible Resultate, sowohl im Abgleich mit dem Reibmitteldruck der Maschine als auch mit der numerischen Simulation.

Relevanz von Leckage im Dampfexpander:

Ebenfalls anhand einer Vermessung eines 2-Takt Hubkolben-Dampfexpanders soll hier der besondere Einfluss von Leckagen bei Dampfmaschinen gezeigt werden. Die Abweichung der realen Zylinderdruckmessung zum Simulationsergebnis ist in Abbildung 9 zu sehen. Ist die Übereinstimmung sowohl im Auslassbereich als auch im Expansionsbereich sehr gut, so fällt eine signifikante Abweichung im Bereich der ersten Einlassphase auf: Hier liegt der gemessene Druck deutlich unter dem simulierten. Nach Abwägung verschiedener Ursachen wie zum Beispiel Leckagen, Wandwärmeübergang oder im Zylinder eingeschlossener Wassertröpfchen, konnte schließlich durch Berücksichtigung eines Masseverlustes durch Undichtigkeiten des Zylinders (in diesem Fall vor allem durch die verwendeten Kolbenringe mit Stoß sowie die Einlassventilführung) eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Druckverläufe aus Messung und Simulation erreicht werden (Abbildung 10). Um die dargestellte berechnete Druckkurve zu erreichen ist hier eine Erhöhung des Frischdampfmassenstroms notwendig. Die somit berechnete Leckage liegt im dargestellten Beispiel bei über 30 %, was die, im Vergleich mit Verbrennungskraftmaschinen, deutlich sensiblere Reaktion von Dampfexpandern auf Undichtigkeiten verdeutlicht, und wie wichtig die genaue Abstimmung des Rechenmodells mit Prüfstandsergebnissen ist.

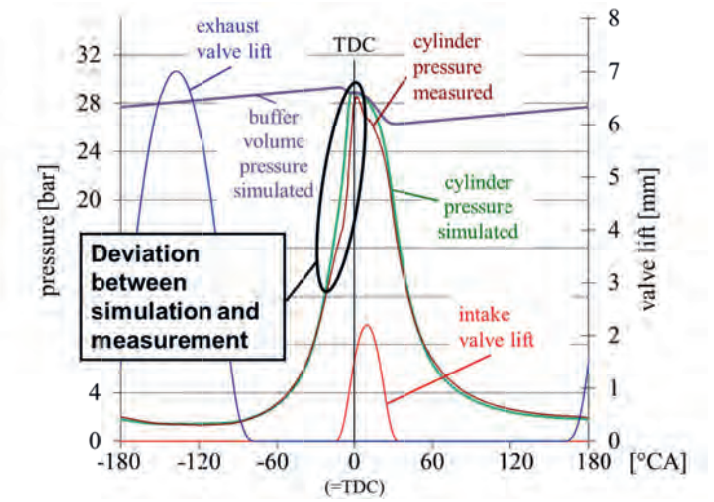


Abbildung 9: Vergleich des gemessenen Zylinderdrucks mit einer Simulation ohne Leckageberücksichtigung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

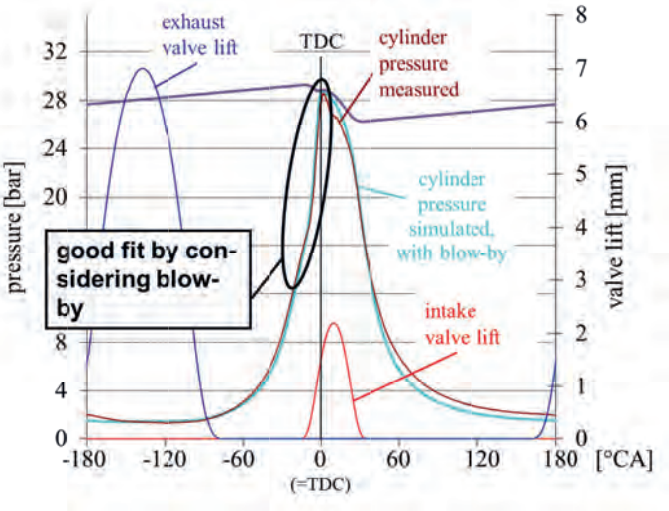


Abbildung 10: Vergleich des gemessenen Zylinderdrucks mit einer Simulation mit Berücksichtigung der Leckage durch Ventilführung und Kolbenringe

Beispielhafte Darstellung des Messprozederes anhand einer Expansionsmaschinenvermessung:

Anhand einer Vermessung einer Expansionsmaschine, welche am IVT im Laufe eines Projektes mit dem Institut für Wärmetechnik der TU Graz durchgeführt wurde, sollen Vorgehensweise, Messstrategie und beispielhafte Ergebnisse gezeigt werden. Die untersuchte Expansionsmaschine (Abbildung 11) arbeitet nach einem Rotationskolbenprinzip und weist folgende Charakteristika auf:

- Arbeitsprinzip: Diskontinuierlich, Verdrängerprinzip
- Kolbenbewegung: Rotationskolbenprinzip
- Steuerzeiten: nicht variabel
- Schmierkonzept: ölfrei
- Arbeitsmedium: Wasser (H_2O)
- Frischdampfdruck: 5-30 bar
- Frischdampftemperatur: 200-250 °C

Aus den Daten ist ersichtlich, dass eine hohe Überhitzungstemperatur, wie sie für den stabilen Betrieb der Maschine günstig wäre, nicht gefahren werden kann; Grund dafür ist die begrenzte thermische Belastungsfähigkeit der Maschine aufgrund von Werkstoffen und Toleranzen, speziell aufgrund der nichtmetallischen Dichtleisten, welche ohne Schmierung auskommen müssen. Eine niedrige Überhitzungstemperatur hätte den Nachteil, dass an lokal kälteren Stellen der Dampf leicht auskondensiert, was zu einem stark nichtlinearen Betriebsverhalten führen kann und einen stabilen Betrieb beeinträchtigt würde.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

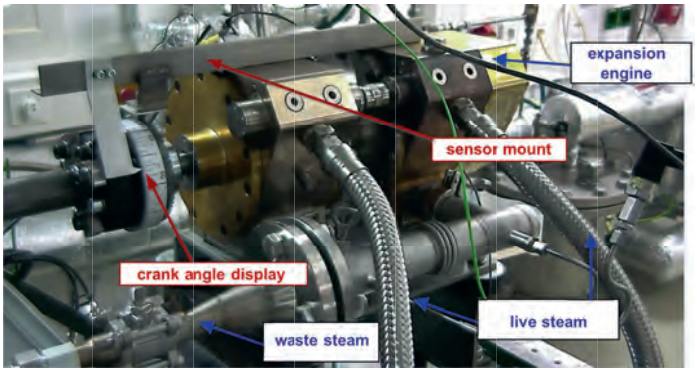


Abbildung 11: Aufbau der Expansionsmaschine am Prüfstand (vgl. /27/)

Beim folgenden Messprogramm werden Stationärpunkte aufgezeichnet, wobei jeweils das Einschwingen des Systems abgewartet wird. Um zu lange Wartezeiten zwischen den Messpunkten zu vermeiden und die Belastungssprünge gering zu halten hat es sich bewährt, Punkte mit ähnlichem Enthalpiestrom hintereinander zu messen und zu große Temperatursprünge des Frischdampfes zu vermeiden.

Bei Durchfahren eines Kennfeldes werden auch Betriebspunkte weit außerhalb des eigentlichen Auslegungbereiches vermessen. Solange die sicheren Betriebsgrenzen nicht verlassen werden ergeben sich außer reduzierter Leistung oder niedrigem Wirkungsgrad keine weiteren Probleme; ein charakteristischer Punkt ist in Abbildung 12 dargestellt: Hier tritt eine Expansion unter den Abdampfdruck auf, was zusätzliche Pumpverluste erzeugt. Im Vergleich dazu ist in Abbildung 13 ein Betriebspunkt nahe dem Auslegungsbereich dargestellt: Hier findet die Expansion annähernd bis zum Gegendruck statt, wodurch der Dampf optimal genützt werden kann.

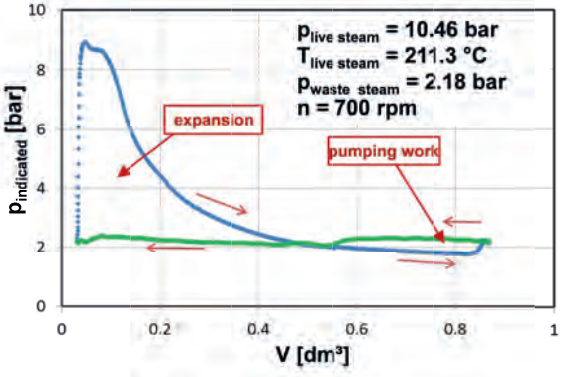


Abbildung 12: Überexpansion in einem Betriebspunkt (vgl. /28/)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

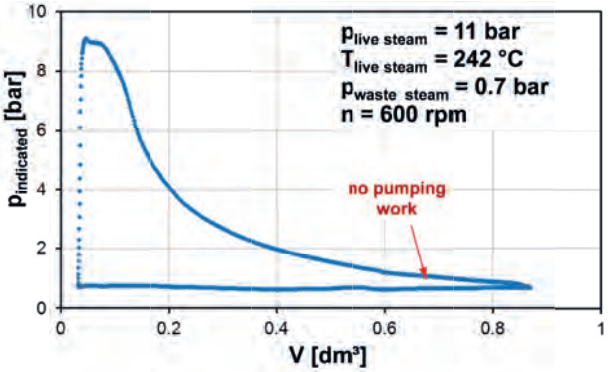


Abbildung 13: Betriebspunkt nahe dem Auslegungsbereich ohne Überexpansion (vgl. /28/)

Die Ergebnisse einer typischen Messreihe sind in Abbildung 14 und Abbildung 15 dargestellt. Die Messreihen wurden dabei mit ca. 11 bar/240 °C (im Bild in rot dargestellt) und 6 bar/210 °C (im Bild in blau dargestellt) bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt (der Hochlastpunkt bei 700 U/min konnte aufgrund einer technischen Störung bei der Expansionsmaschine nicht mehr vermessen werden, weshalb hier zwei sehr ähnliche Lastpunkte abgebildet sind). Hierbei ist deutlich der annähernd lineare Anstieg der Leistung über der Drehzahl zu sehen (bei sehr ähnlichen Frisch- und Abdampfzuständen), was darauf hindeutet, dass der Arbeitsprozess selbst relativ unabhängig vom zur Verfügung stehenden Zeitfenster ist. Das liegt einerseits an ausreichend dimensionierten Ventil- und Kanalquerschnitten der untersuchten Maschine, andererseits aber auch daran, dass Wasserdampf (speziell bei höheren Überhitzungstemperaturen) durch die hohe Schallgeschwindigkeit sehr schnelle Gaswechsel erlaubt.

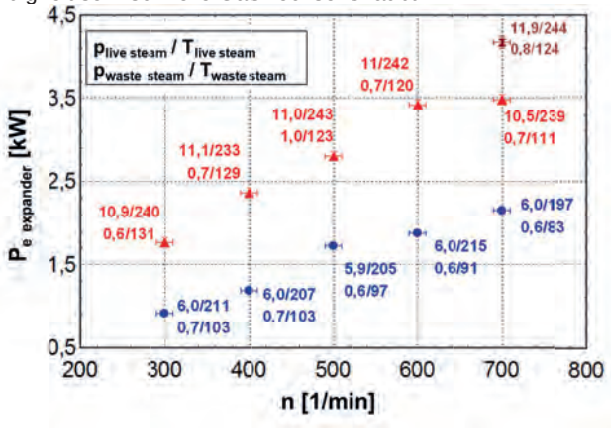


Abbildung 14: Expanderleistung über der Drehzahl für eine typische Messreihe (vgl. /27/)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

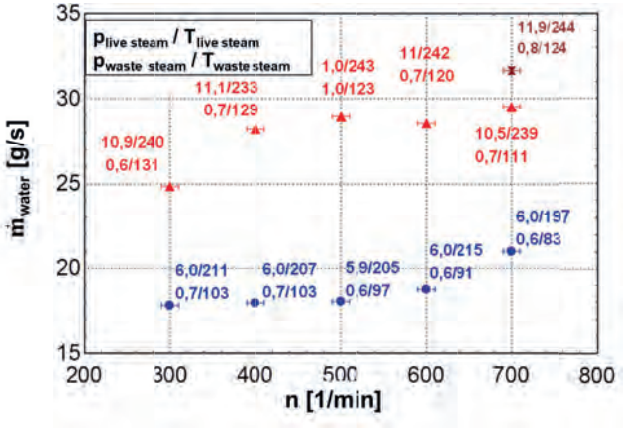


Abbildung 15: Massenstrom über der Drehzahl für die Messreihe (vgl. /27/)

Das durchgeführte Messprogramm des dargestellten Expanders zeigte, dass das Grundlayout des Heißdampfprüfstandes durch die flexible Gestaltung einen schnellen und effektiven Aufbau für ein beliebiges Testobjekt erlaubt. Die Prüfstandsläufe zeigten, dass stabile und wiederholbare Messergebnisse mit überschaubarem Aufwand generiert werden können, womit der intendierte Zweck des Prüfstandes voll und ganz erreicht wurde.

Zusammenfassung/Fazit

Die Nutzung der Abwärme von Antriebssträngen mit Verbrennungskraftmaschinen, sei es im PKW- oder LKW-Bereich, gilt als eine der aussichtsreichsten Möglichkeiten zur Kraftstoffeinsparung und damit CO_2-Reduktion. Die Möglichkeiten dazu sind vielfältig, wobei der Einsatz von *Clausius-Rankine-Dampfprozessen* mit Wasser, Alkoholen oder Kältemitteln als Arbeitsmedium gute Aussichten auf zukünftige Serieneinsätze hat.

Zur gewissenhaften Entwicklung solcher Kreisläufe, oder einzelner Komponenten davon, ist eine vielseitige Prüfumgebung unerlässlich. Ein solcher Abwärmenutzungs-Prüfstand wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz entwickelt, entworfen und installiert. Die Herausforderungen, denen man sich dabei stellen muss, unterscheiden sich deutlich von jenen eines VKM-Prüfstandes, einerseits durch die komplett geschlossenen Medienkreisläufe und andererseits durch die unterschiedlichen Medien. Dennoch konnte ein flexibler, modularer Prüfstand aufgebaut werden, welcher die Entwicklung der zukunftsträchtigen Abwärmenutzungstechnologie unter realitätsnahen Bedingungen erlaubt. Die durchgeführten Tests bestätigten das gewählte Konzept und zeigten zuverlässige und belastbare Messergebnisse, wodurch effektive Analysen und Optimierungen von WHR-Kreisläufen und deren Bauteilen möglich sind. Weiters konnten wichtige Erkenntnisse gewonnen werden, welche eine effiziente Entwicklung, speziell der Expansionsmaschine, möglich machen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

REFERENCES

/1/ Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B.: Principles of Engineering Thermodynamics; 7. edition, John Wiley & Sons, Inc. (Asia), ISBN: 978-0-470-91801-2, 2012

/2/ Mollenhauer K., Tschöke H.: Handbuch Dieselmotoren; 3. edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-540-72164-2, 2007

/3/ Freymann R., Strobl W., Obieglo A.: The Turbosteamer: A System Introducing the Principle of Cogeneration in Automotive Applications; MTZ worldwide Edition 2008/69(5), S. 404-412

/4/ Delphi: Worldwide Emissions Standards — Passenger Cars and Light Duty vehicles 2015/2016; Lesedatum 9. 2015: http://www.delphi.com/manufacturers /auto/ powertrain/emissions_standards

/5/ Delphi: Worldwide Emissions Standards — Heavy Duty and Off-Highway Vehicles 2014/2015; Lesedatum 9. 2015: http://www.delphi.com/manufacturers /auto/powertrain/emissions_standards

/6/ EPA: EPA and NHTSA Propose Standards to Reduce Greenhouse Gas Emissions and Improve Fuel Efficiency of Medium- and Heavy-Duty Vehicles for Model Year 2018 and Beyond; Regulatory Announcement, EPA-420-F-15-901, June 2015

/7/ European Commission: Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO2 emissions; Brussels, Communication from the commission to the council and the European Parliament, COM(2014) 285 final, 21.5.2014

/8/ Feulner S.: Zusätzliche Energiewandler in zukünftigen Antrieben; Motorentechnische Zeitschrift, 2008/69(09), S. 714-721.

/9/ Zima S., Ficht R.: Ungewöhnliche Motoren; 3. edition, Würzburg, Vogel Buchverlag, ISBN 978-3-8343-3140-3, 2010

/10/ Hoepke E., Breuer S., Appel W., Brähler H., Dahlhaus U., Esch T., Kopp S., Rhein B.: Nutzfahrzeugtechnik; 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-9757-2, 2010

/11/ Atkinson J.: Gas engine, US Patent, No.: 367,496, Aug. 2, 1887

/12/ Pertl S., Zojer S., Lang M., Schögl O., Trattner A., Schmidt S., Kirchberger R.: Extended Expansion Engine with Mono-Shaft Cam Mechanism for Higher Efficiency - Layout Study and Numerical Investigations of a Twin Engine; SAE/JSAE 2014 Small Engine Technology Conference, Paper No. 2014-32-0102, Pisa, 2014

/13/ Trattner A., Pertl S., Lang M., Stelzl R., Schmidt S., Kirchberger R.: Experimentelle Untersuchungen eines Ottomotors mit erweiterter Expansion über den Kurbeltrieb und die bedeutende Rolle der variablen Ventilsteuerung; 7. MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Stuttgart, 2014

/14/ Hikichi K., Watanabe I., Shinagawa T., Kudo M.: The New Toyota Inline 4 Cylinder 1.2L ESTEC D-4T Engine; Technical Paper, 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015

/15/ Takahashi D., Nakata K., Yoshihara Y., Ohta Y., Nishiura H.: Combustion technology to achieve engine thermal efficiency of 40% for HVs engine; Technical Paper, 27. SIA POWERTRAIN, Versailles, 2015

/16/ Jackson N., Atkins A., Eatwell J., Morgan R: An Alternative Thermodynamic Cycle for Reciprocating Piston Engines; Technical Paper, 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015

/17/ Meldolesi, R., Badain, N.: Scuderi Split Cycle Engine: Air Hybrid Vehicle Powertrain Simulation Study; SAE Technical Paper 2012-01-1013, DOI 10.4271/2012-01-1013, 2012

/18/ Stephan S., Schaber K., Stephan K., Mayinger F.: Thermodynamik — Band 1: Einstoffsysteme; 17. edition, Springer Berlin New York Heidelberg, ISBN 978-3-540-70813-1, 2007

/19/ Schoofs S., Meyer F.: BINE Informationsdienst: Projektinfo 1/00; Fachinformationszentrum Karlsruhe, Gesellschaft für wissenschaftlich-technische Information mbH, ISSN 0937—8367, 2000

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

/20/ Liebl J., Neugebauer S., Eder A., Linde M., Mazar B., Stütz W.: Der thermo-elektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar; Motorentechnische Zeitschrift, 2009/70(04), S. 272-281
/21/ Rowe D.M.: Thermoelectrics Handbook; CRC Press, DOI: 10.1201/9781420038903.ax2, 2006
/22/ Levy G. C., Hunt T. K., Sievers R. K.: AMTEC: Current Status and Vision, Proc. 32 IECEC, S. 1152-55, 1997
/23/ Feulner S.: Zusätzliche Energiewandler in zukünftigen Antrieben; Motorentechnische Zeitschrift, 2008/69(09), S. 714-721.
/24/ Eichlseder H.: Thermodynamik – Vorlesungsskriptum; Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics, Graz University of Technology, 2012
/25/ Wurms R., Budack R., Grigo M., Mendl G., Heiduk T., Knirsch S.: The new Audi 2.0 l Engine with innovative Rightsizing – a further Milestone in the TFSI Technology; Technical Paper, 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015
/26/ http://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/ko/Spitzentriebwerk-mit-Performance-fuer-hoechste-Anforderungen-Der-neue-Heavy-Duty-Reihensechszylinder-Mercedes-Benz-OM-473.xhtml?oid=9903977, Lesedatum 1. 2018
/27/ Zotter G., Archan G., Rieberer R., Kalkgruber J.: Erste Untersuchungsergebnisse eines Rotationskolbenexpanders für den Einsatz in einer pelletsbefeuerten Mikro-KWK; 14. Symposium Energieinnovation, 10.-12.2.2016, Graz/Austria
/28/ Leibetseder K.: Experimentelle Untersuchung einer Expansionsmaschine für Rankine-Prozesse kleiner Leistung. Master Thesis at the Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology 2015
/29/ Lang M.: Design of a Steam Expander; Doctoral Thesis, Graz University of Technology, 2016
/30/ Kraxner T.: Konstruktion und Simulation eines Expanders zur Nutzung der Abwärme von Verbrennungskraftmaschinen; Master Thesis, Graz University of Technology, 2013

DEFINITIONEN/ABKÜRZUNGEN

AMTEC ..... Alkali Metal Thermal-to-Electric Conversion

BASE ..... β”-Alumina Solid Electrolyte

CA..... Kurbelwinkel (Crank Angle)

CP..... Kritischer Punkt (Critical Point)

EG ..... Abgas (Exhaust Gas)

EGR..... Abgasrückführung (Exhaust Gas Recirculation)

IVT ..... Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

LKW.....Lastkraftwagen

OT .....oberer Totpunkt (auch TDC: Top Dead Center)

PKW .....Personenkraftwagen

TDC .....siehe OT

TU Graz ..... Technische Universität Graz

VKM..... Verbrennungskraftmaschine

WHR ..... Abwärmenutzung (Waste Heat Recovery)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

FORMELZEICHEN:

E ..... Exergie [J]
e..... Spezifische Exergie [J/kg]
h..... Spezifische Enthalpie [J/kg]
p..... Druck [bar]
Q..... Wärmemenge [J]
q..... Spezifische Wärmemenge [J/kg]
s..... Spezifische Entropie [J/(kg K)]
T ..... Temperatur [K]
t..... Temperatur [℃]
U ..... Elektrisches Potential
η..... Wirkungsgrad
$\eta_{s\text{-}i}$ ..... Innerer isentroper Wirkungsgrad

INDICES:

C ..... kalt (cold)
E ..... Expansion
el..... elektrisch
H ..... heiß (hot)
indicated ..... indiziert, hier: im Zylinder gemessen
max..... maximal
P ..... Pumpe
therm..... thermisch
u..... Umgebung
1, 2, 3,… .... Zustand 1, 2, 3, …

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Dipl.-Ing. A. Fischer, Technische Universität Graz; M. Thelliez MSc, Ing. Ind. M. Mérida Delgado, AVL List GmbH, Graz:

Messung und Simulation der Kraftstoffbenetzung einer GDI Einspritzdüse als Ursache erhöhter Partikel Emission

Experimental and Numerical Investigation of Injector Tip Wetting in Modern Gasoline Engines as Predecessor for Particle Emissions

Kurzfassung

Trotz zunehmender Elektrifizierung und alternativer Antriebe wird der Ottomotor weiterhin eine wichtige Rolle im Individualverkehr spielen. Aus diesem Grund versuchen aktuelle und zukünftige Gesetzgebungen den Schadstoffausstoß weiter zu reduzieren. In Bezug auf Real Driving Emissions (RDE) rücken vor allem die Partikelemissionen in den Vordergrund. Um die gesetzlichen Vorgaben zu erreichen, ist es wichtig alle verbrennungsrelevanten Vorgänge im Motor zu verstehen und gezielt zu optimieren.

Bei den Bemühungen die PN Emissionen im Otto-Motor zu reduzieren, beschäftigten sich Motorentwickler in den letzten Jahren besonders mit dem Thema des sogenannten „tip-sootings“. Hierbei handelt es sich um stark rußende Diffusionsverbrennungen in der Nähe des Einspritzventils bei direkteinspritzenden Ottomotoren. Die Flamme entsteht durch Kraftstoffrückstände auf der Spitze des Injektors nach Erreichen zündfähiger Bedingungen. Durch Optimierung der Düsengeometrie kann die Benetzung reduziert werden bzw. vorteilhafte Motorbedingungen können zu einer verstärkten Abdampfung führen und die dadurch erzeugten PN Emission reduzieren.

Die Optimierung dieses Phänomens wird durch Injektor-Hersteller (Düsengeometrie) und Motorentwickler (Motorbedingungen) vorangetrieben und bedarf im Normalfall eines hohen Testaufwands. Die vorliegende Studie beschäftigt sich mit der Simulation der Kraftstoffbenetzung auf einer Düsenspitze bei 50 bis 300 bar Einspritzdruck als Vorstufe des Tip-Sootings, welche es AVL erlaubt, unabhängig von Injektorherstellern verschiedene Düsengeometrien zu bewerten und mit den thermischen und Strömungsbedingungen im Motor in einer frühen Entwicklungsphase abzustimmen. Die Simulation des Wandfilms basiert auf dem Wandfilmmodul von AVL FIRE und ist mit verschiedenen Messmethoden abgeglichen und zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks führt zu einer Reduktion der Benetzung, verrundete Düsenlocheintritte, wie sie bei hydroerosiver Bearbeitung auftreten, erhöhen sie hingegen.

PEER REVIEW WKM
Gütesiegel für wissenschaftliche Beiträge
Begutachtet von Experten der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motortechnik

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Einleitung

Partikelemissionen zählen zu den schädlichsten Komponenten der Fahrzeugabgase und erhöhen nachgewiesen das Krebsrisiko [1]. Waren PN Emissionen lange ein Thema des Dieselmotors, so zeigen aktuelle Studien, dass direkteinspritzende Ottomotoren mittlerweile ähnliche oder höhere PN Level in Testzyklen und realen Fahrzyklen (RDE Rahmenbedingungen) erreichen. Auf Grund der geringeren Kosten im Vergleich zu anderen Antrieben gehen Studien sogar davon aus, dass die gesamte Partikelemission von Benzinmotoren im Jahr 2030 die der Dieselmotoren übersteigen wird [2].

Aus diesem Grund werden weltweit immer strengere Abgasgesetzgebungen eingeführt, die Motorenentwickler vor neue Herausforderungen stellen. Partikelfilter für Ottomotoren können helfen, diese neuen Limits einzuhalten, jedoch sollte der Fokus auch auf der Reduktion der bei der Verbrennung entstandenen Partikel liegen. Besonders, da diese Filter den Abgasgegendruck erhöhen und zusätzliche Kosten und Bauraumanforderungen erzeugen.

Da Partikel hauptsächlich während der Verbrennung in Bereichen mit zu fettem Gemisch entstehen, spielt das Kraftstoffsystem bei diesen Vorgängen eine wichtige Rolle. Kleine Änderungen in der Kraftstoffverteilung können große Auswirkungen auf die PN-Emissionen haben [3] [4] [5]. Bis vor einigen Jahren stellten besonders interne Ablagerungen am Direkteinspritzventil ein Problem dar, da diese das Strahlverhalten und damit die Kraftstoffverteilung negativ beeinflussten. Durch höhere Einspritzdrücke und bessere Kraftstoffqualität ist dieses Problem jedoch zum größten Teil gelöst. Aktuelle Entwicklungen beschäftigen sich mit dem Phänomen des Tip-Sootings, bei dem sich Kraftstoffreste nach der Einspritzung auf dem Injektor sammeln und rußend verbrennen. Bei Motortests mit einem hocheffizienten GDI Motor in AVL konnte dieses Phänomen als Quelle erhöhter PN-Emissionen identifiziert werden. Ziel dieser Arbeit ist, diese Kraftstoffbenetzung zu simulieren und so kostenintensive Motorentestläufe einzusparen. Die Simulation wurde beispielhaft an einem Bosch HDEV5 Mehrlochinjektor durchgeführt und erlaubt es, in weiterer Folge durch Variantenrechnungen Gegenmaßnahmen zu definieren.

Hintergrund Tip-Sooting

Im Gegensatz zu klassischen internen Injektorablagerungen bei DI-Motoren haben äußere Ablagerungen in den Düsen-Gegenlochbohrungen oder auf der Injektorspitze normalerweise keinen Einfluss auf das Spraybild. Aus diesem Grund sollten sie keinen Einfluss auf Motorleistung oder Schadstoffemission haben. Jüngste Studien, die sich mit Ablagerungen an Einspritzventilen von direkteinspritzenden Ottomotoren beschäftigen, zeigen jedoch eine Erhöhung der Partikelmasse und -anzahl im Betrieb ohne eine Änderung des Durchflusses, die für interne Ablagerungen charakteristisch ist [3] [5] [6].
Mittels optischer Messverfahren wie Lichtleitersensoren und Endoskopie konnten gelb leuchtende Diffusionsflammen in der Nähe der Injektorspitze entdeckt werden, welche auf ein fettes Luft/Kraftstoffgemisch schließen lassen (Bild 1). Das Diagramm links zeigt eine erhöhte Lichtintensität ca. 75° Kurbelwinkel nach Zündtotpunkt auf Kanal 32 der optischen Messzündkerze, welcher Richtung Injektor gerichtet ist.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

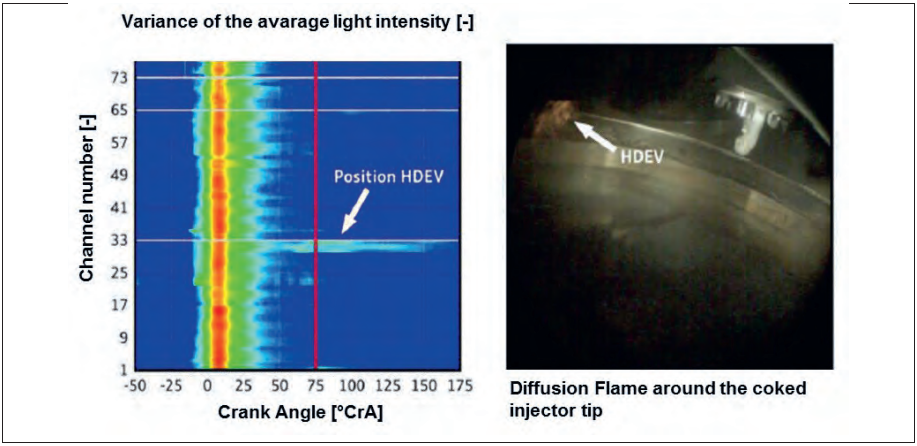


Bild 1: Optische Messung der rußenden Diffusionsverbrennung in Injektornähe, basierend auf [5].

Die Diffusionsverbrennung tritt nach der Hauptverbrennung auf, was den Luftmangel in Injektornähe erklärt. Dieses Phänomen wird allgemein „tip-sooting“ genannt. Die Einspritzventile in den untersuchten Studien zeigten alle externe Ablagerungen [3] [4] [5] [6] [7].

Eine Studie von Berndorfer et al. [6] kam zu dem Schluss, dass Kraftstoff nach dem Einspritzvorgang auf der Düsenspitze und in den Gegenlochbohrungen zurückbleibt. Wenn die Flammenfront der Hauptverbrennung den Injektor erreicht, entstehen durch das fette Kraftstoff / Luft Gemisch Partikel, die sich teilweise auf dem Injektor ablagern. Diese Ablagerungen bilden eine poröse Schicht, welche wiederum mehr Kraftstoff während und nach der Einspritzung aufnehmen kann. Dieser selbstverstärkende Effekt führt zu einer weiteren Erhöhung der Partikel Emissionen. Bild 2 zeigt eine Erhöhung der Soot und PN Emissionen sowie der Diffusionsflammenintensität über der Zeit, bis es zu einer Stabilisierung von Ablagerungs-auf- und abbauenden Effekten kommt.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

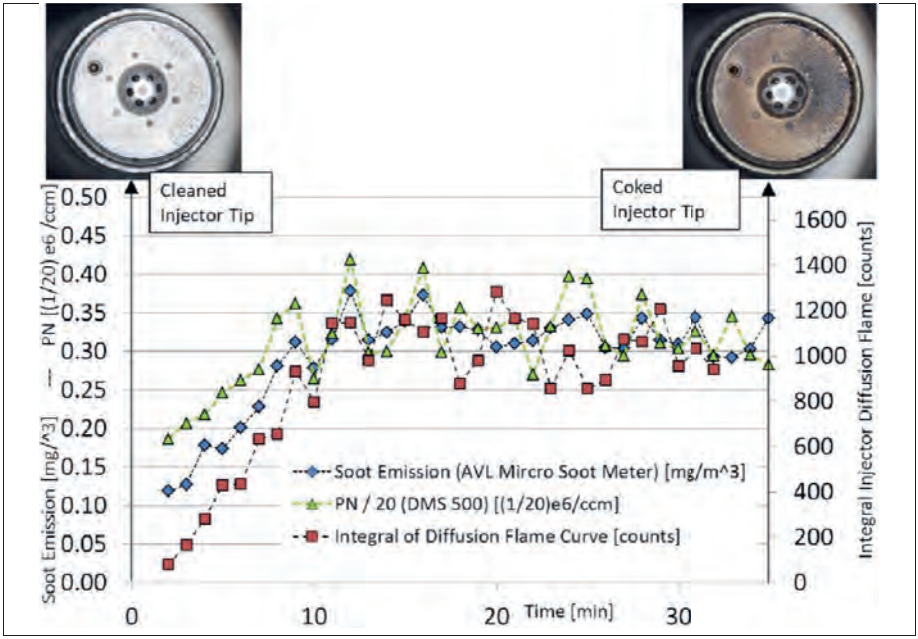


Bild 2: Erhöhung der PN und PM Emission sowie der Intensität der Diffusionsflame in Injektornähe über Motorlaufzeit [6]

Sobald der Injektor stabilisiert war, stellten Berndorfer et al. den Motor auf eine Saugrohreinspritzung um, wobei sie den verkokten DI Injektor eingebaut ließen. Die PN und PM Emission fielen dabei auf das Niveau eines sauberen Injektors und es konnten keine Diffusionsflammen mehr beobachtet werden [6]. Diese Beobachtung führt zu dem Schluss, dass nicht die äußeren Ablagerungen am Injektor selbst eine Erhöhung der Partikel verursachen, sondern der Kraftstoff, der darin während der Direkteinspritzung gespeichert wird. Das Ziel zur Vermeidung von erhöhten Partikelemissionen durch Tip-Sooting muss es somit sein, die Kraftstoffbenetzung der Düsen-Spitze und Gegenlochbohrung zu reduzieren bzw. die Verdampfung des Wandfilms vor Ankunft der Flammenfront zu verbessern.

Die Kraftstoffbenetzung der Einspritzdüse ist abhängig von den Strömungsbedingungen in den Düsenlöchern, der Geometrie von Düsen und Gegenlochbohrungen, Einspritzdruck, Strömung und Temperatur im Zylinder und der Einspritzstrategie [4]. Eine Verringerung der Kraftstoffbenetzung durch eine Änderung der Geometrie von Düsenlöchern und der Injektorspitze führten in mehreren Studien zu einer Reduktion der PN Emission, da weniger Kraftstoff pro Einspritzevent in den äußeren Ablagerungen gespeichert wurde [4] [5] [6]. Die Optimierung der Düsengeometrie liegt in der Verantwortung der Einspritzventilhersteller; Bild 3 zeigt das Ergebnis einer Optimierung des Bosch HDEV5 Injektors (Basis). Der neue HDEV 6 Injektor (Optimised) zeichnet sich durch eine geringere Kraftstoffbenetzung aus und erreicht damit im stabilisierten Zustand ähnliche PN-Emissionen wie ein sauberer Injektor [4].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

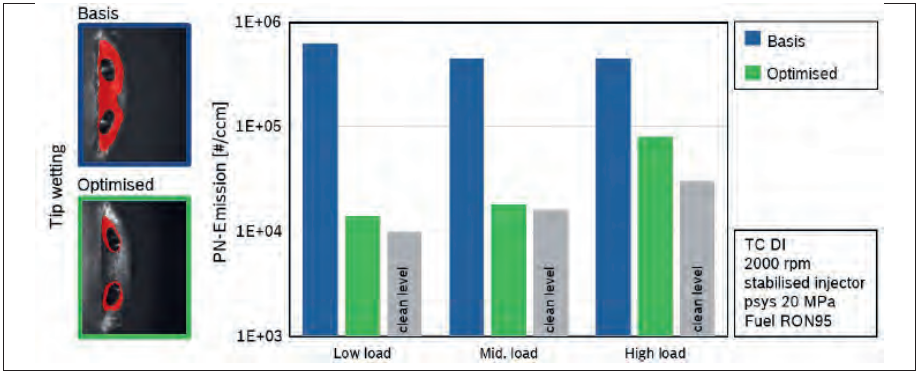


Bild 3: Reduktion der PN-Emissionen durch Optimierung der Düsengeometrie [4]

Neue innovative Düsenlochgeometrien können ebenfalls zu einer Verbesserung der Kraftstoffbenetzung von Gegenloch und Injektorspitze beitragen, was zu einer nur sehr geringen Änderung der PN-Emissionen zwischen sauberen und stabil verkoktem Zustand führt [8].
Versuche mit verschiedenen Einspritzdrücken bei stabilisierten Injektoren in [3], [4] und [6] zeigten eine Verbesserung des Tip-Sootings mit steigenden Drücken. Des Weiteren führten Mehrfacheinspritzungen zu einer Erhöhung der Diffusionsflammenintensität und damit der PN-Emissionen wie in Bild 4 ersichtlich. Dieser Effekt lässt sich mit den niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten während Einspritzbeginn und -ende erklären ähnlich denen bei einem niedrigen Einspritzdruck. Mehrere Öffnungs- und Schließevents führen somit zu einer erhöhten Kraftstoffbenetzung.

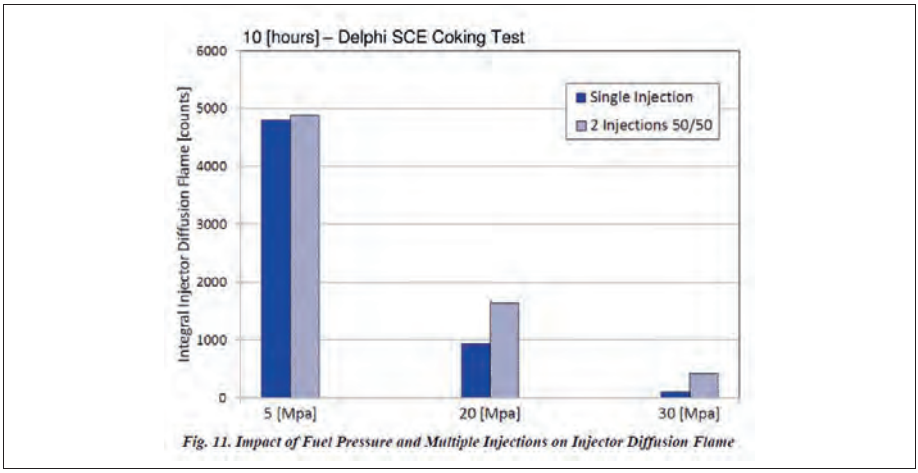


Bild 4: Einfluss von Kraftstoffdruck und Einspritzstrategie auf die Diffusionsverbrennung und somit PN-Emission [6]

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine weitere Studie von Piock et al. [3] beschäftigte sich mit dem Einfluss der Ladungsbewegung im Zylinder auf die durch tip-sooting hervorgerufene Partikelemission. In Motorversuchen führte eine Erhöhung der Ladungsbewegung durch Verwendung von Einlasskanälen mit hoher Tumble Zahl zu einer Reduktion der PN-Emission. Die Arbeit gibt jedoch keinen Hinweis darauf, ob die erhöhte Ladungsbewegung die Kraftstoffbenetzung während der Einspritzung reduziert oder ob die Verbesserung durch eine schnellere Verdampfung nach Einspritzung erfolgt. Es ist anzunehmen, dass letzteres für die PN-Reduktion verantwortlich ist, da normalerweise hohe Strömungsgeschwindigkeiten quer zum Einspritzstrahl zu radialen Schwankungen des Kraftstoffstrahls in der Einspritzdüse und damit zu einer höheren Kraftstoffbenetzung führen.

Zum Zeitpunkt der Untersuchung gab es noch keine Untersuchung zum Thema Temperatureinfluss der Injektorspitze oder des Kraftstoffs sowie Kraftstoffverdampfungskurve auf die Kraftstoffbenetzung der Injektorspitze oder tip-sooting. Eine Studie von Brack et al. [9] beschäftigte sich jedoch mit der Simulation der Verdampfung eines definierten Kraftstofffilms auf der Injektorspitze und in den Gegenlochbohrungen, welche sich mit höherer Kraftstoff- und Wandtemperatur verbesserte.

Messaufbau

Das Ziel dieser Studie ist die Simulation der Kraftstoffbenetzung des Injektors während der Einspritzung, welche es in weiterer Folge erlaubt, Gegenmaßnahmen zu definieren und so Kosten durch Motorentests zu reduzieren. Zur Verifikation der Simulation wurde eine Reihe von Messungen an dem untersuchten Injektor durchgeführt, welche in weiterer Folge beschrieben werden.

Das zu untersuchende Einspritzventil (Bosch HDEV 5) wurde auf einer Fließbank installiert, welche Messungen mit n-Heptan bis zu 500 bar Einspritzdruck durchführen kann. Die Einspritzung erfolgt in eine Kammer, die mit Glasscheiben ausgestattet ist und so den Messgeräten einen optischen Zugang ermöglicht. Der Messaufbau dient zur Vermessung der Einspritzstrahl Ausbreitung und Form sowie zur Bestimmung der Tröpfchengröße.
Das Prinzip der Messung ist in Bild 5 schematisch dargestellt – während jeder Einspritzung erstellt die Kamera ein Bild zu einem definierten Zeitpunkt, welches zum vorherigen Bild zeitlich leicht versetzt ist. Das Resultat ist ein Video von Einspritzbeginn bis -ende, welches die Strahlausbreitung sowie die Fluktuation zwischen einzelnen Einspritzungen zeigt.

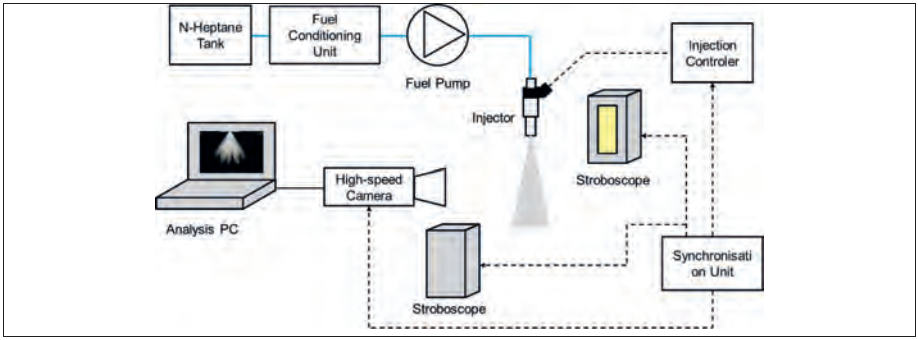


Bild 5: Optische Injektor Spray Vermessung

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Skalierung der Messbilder mit Hilfe eines Referenzbildes erlaubt nun den direkten Vergleich mit der Simulation einer Einspritzung. Zusätzlich kann der mittlere Sauter Durchmesser (SMD) der Tröpfchen verifiziert werden, wenn Messebene und die Simulationsebene den selben Abstand vom Injektor haben. Weiters wurde die Einspritzrate über der Zeit in Abhängigkeit des Einspritzsignals für verschiedene Drücke vermessen, um einen Zusammenhang zwischen Signal- und Einspritzdauer herzustellen.

Das beschriebene Verfahren zur Messung der Sprayausbreitung wird in der Motorentwicklung standardmäßig zum Abgleich der Einspritzsimulation genutzt. Um jedoch die Entstehung und Ausbreitung eines Kraftstoffwandfilms auf dem Injektor zu messen, war die Entwicklung eines neuen Messaufbaus erforderlich, welcher eine Hochgeschwindigkeitskamera mit einem starken Makroobjektiv kombinierte. Dieser Aufbau ist in Bild 6 zu sehen, welcher Komponenten der oben beschriebenen Fließbank verwendet.

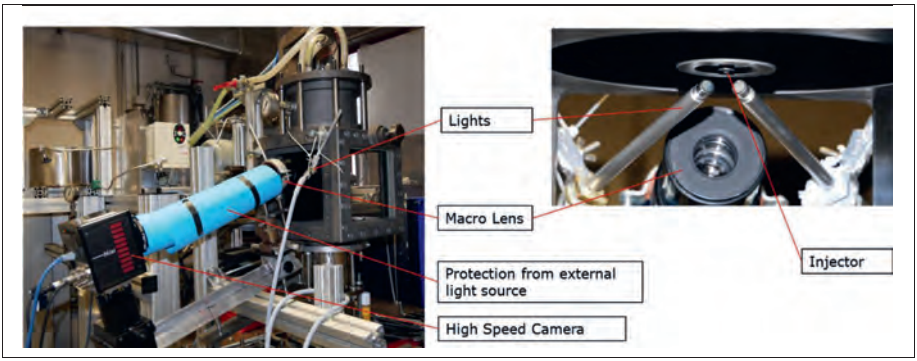


Bild 6: Messaufbau für die optische Hochgeschwindigkeitsmessung eines Kraftstofffilms auf der Injektorspitze

Die neue Hochgeschwindigkeitskamera erlaubt eine Aufnahmegeschwindigkeit von bis zu 35.000 Bildern pro Sekunde mit Belichtungszeiten unter 5µs. Durch Einstellen der Entfernung zwischen Kamera und Objektiv kann die Vergrößerung angepasst werden. Eine einfache Röhre aus Papier dient als Schutz vor äußerem Lichteinfall. Zur besseren Beleuchtung wurde die normale Beleuchtung durch 2 Punktlichtquellen ersetzt und nahe am Injektor positioniert. Die Seitenscheibe der Einspritzkammer wurde entfernt um das Objektiv entsprechend der Brennweite zu positionieren.

Bild 7 zeigt beispielhaft zwei Bilder von verschiedenen Einspritzventilen aus diesem Messaufbau. Das linke Bild zeigt den Bosch HDEV 5 Injektor, welcher für diese Studie verwendet wurde. Im rechten Bild ist ein Denso Injektor nach der Einspritzung mit geänderter Vergrößerung zu sehen. Zusätzlich sind Unterschiede in der Oberflächenbeschaffenheit zu erkennen. Während der rechte Injektor eine glatte Struktur aufweist, die es ermöglicht eine klare Kontur des Wandfilms zu sehen, macht es die raue Struktur des linken Injektors schwer einen Wandfilm zu erkennen. Aus diesem Grund wurde der Injektor vor Messbeginn mit einer dünnen Rußschicht versehen, welche während des Aufbaus eines Kraftstofffilms abgewaschen wird.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

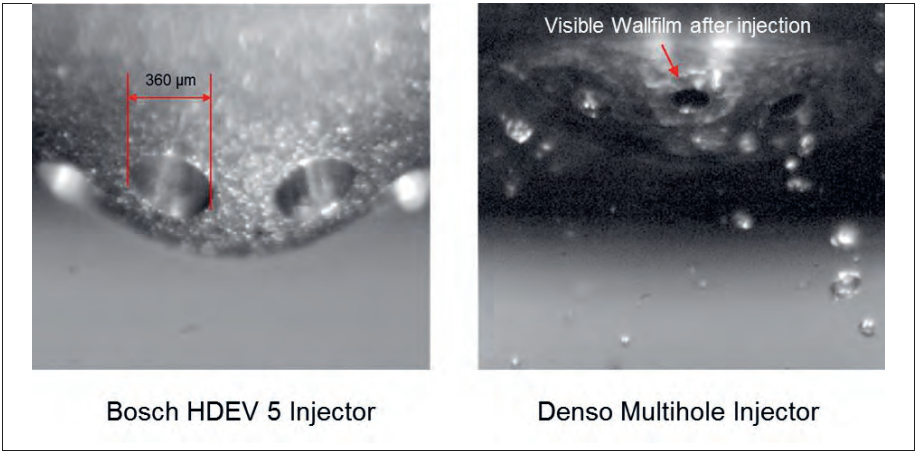


Bild 7: Makroaufnahmen zwei verschiedener Injektorspitzen

Weitere Daten zur Kamera sind in Tabelle 1 aufgelistet. Anders als die Methode zur Sprayvermessung, die nur ein Bild pro Einspritzung aufzeichnet, erlaubt dieser Aufbau eine Vielzahl von Bildern innerhalb eines Einspritzvorgangs.

Tabelle 1: Eigenschaften des Testaufbaus

High speed camera	Photron Fastcam Mini AX100 type 540K-M-8GB
Macro Lens	UV-Nikkor f=105mm, 1:4.5
Min. Exposure time	1.05µs independent from frame rate
Max frame rate	540.000 fps at 128 x 16 pixels

Der untersuchte HDEV5 Injektor lag als Hardware vor, jedoch war keine nominelle CAD Geometrie verfügbar, wie sie für diese Art der Simulation (Wandfilm auf dem Injektor) benötigt wird. Es ist üblich, dass für Einbauuntersuchungen nur die Außengeometrie des Injektors durch den Injektor-Hersteller übermittelt wird. Die genaue Geometrie unterliegt dabei der Geheimhaltung und wird nicht als CAD Modell weitergegeben.

Aus diesem Grund wurde die zur Verfügung stehende Hardware mittels einer Phoenix X-Ray Maschine vermessen, indem verschiedene Ebenen gescannt und übereinandergelegt wurden. Das Ergebnis ist eine Punktewolke, welche anschließend in ein Oberflächenmodell mit einer Genauigkeit unter 5µm umgerechnet wird. Der Messaufbau wird in Bild 8 schematisch dargestellt. Diese Methode ist für verschiedene Injektormodelle anwendbar und erlaubt auch die Darstellung von Toleranz- und Fertigungsabweichungen, die nicht in einer nominellen Geometrie sichtbar wären.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

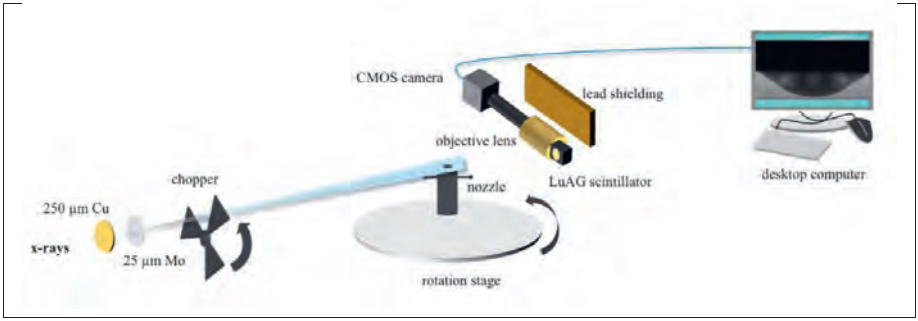


Bild 8: Schematische Darstellung der Tomographischen Injektorvermessung [10]

Die resultierende Geometrie muss in einem nächsten Schritt in ein Volumenmodell mit einer Trennung in Injektorgehäuse und Nadel umgewandelt werden, um daraus das Flüssigkeitsvolumen für die Simulation abzuleiten. Der Schnitt durch das Oberflächenmodell in Bild 9 (links) zeigt, dass das Röntgenverfahren nicht zwischen Nadel und Sitz unterscheiden kann. Ausgehend von der verfügbaren Oberfläche des Nadelkopfs wurde die Nadelgeometrie abgeschätzt und von der restlichen Geometrie getrennt (Bild Mitte). Die Geometrie des Düsenlocheintritts wurde anfänglich mit einem scharfen Übergang zwischen Nadelsitz und Düsenloch (roter Kreis) eingeschätzt, wie es z.B. bei der Mikrobearbeitung üblich ist.

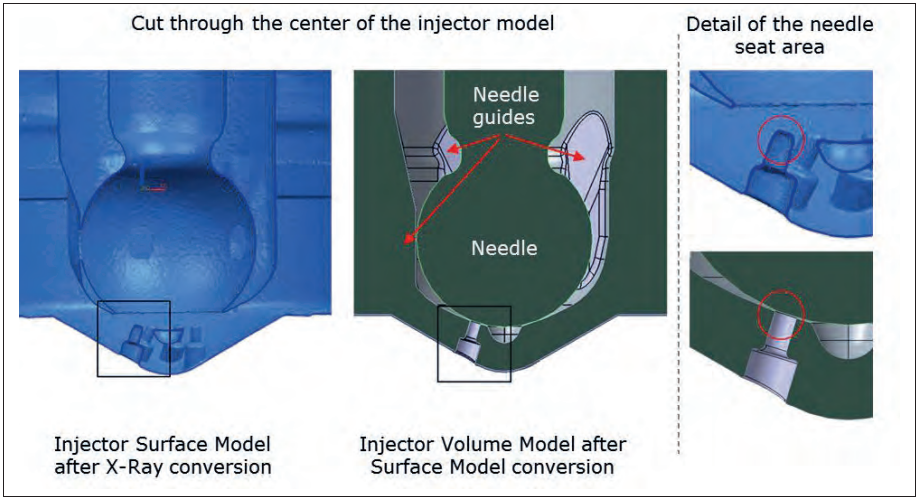


Bild 9: Schnitt durch die Injektorgeometrie nach dem Röntgen und nach der Umwandlung in ein Volumenmodell

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Nach Abschluss der beschriebenen Messungen wurde ein Injektor aufgeschnitten um die exakte Düsenlochgeometrie zu untersuchen. Bild 10 zeigt den Übergang zwischen Nadelsitz und Düseneintritt im Detail nach Anheben der Nadel. Das obere Düsenloch (roter Kreis) weist einen verrundeten Übergang auf, das untere Loch zeigt eher eine scharfe Kante. Eine Verrundung kann das Ergebnis einer hydroerosiven Bearbeitung zur Einstellung des Massendurchflusses zu sein. Um den Einfluss verschiedener Geometrien im Düsenlocheintrittsbereich zu bewerten, wurde in der folgenden Simulation sowohl ein scharfkantiger als auch verrundeter Übertritt simuliert.

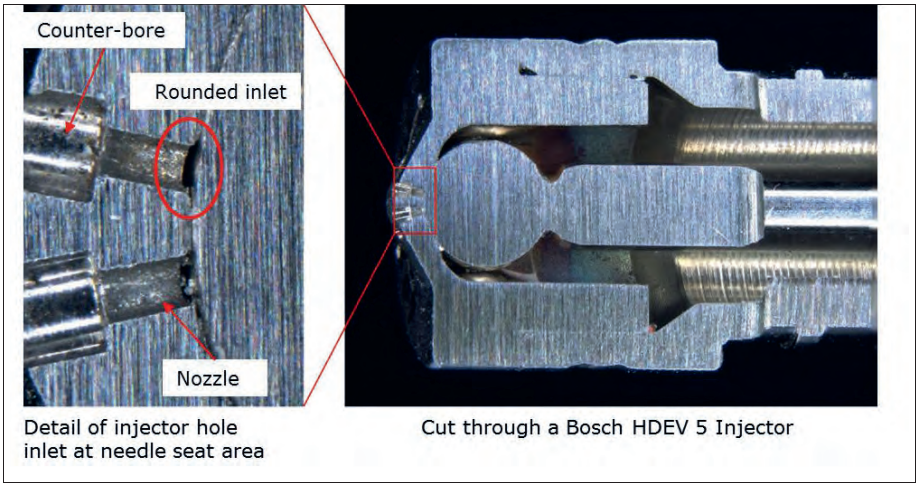


Bild 10: Aufgeschnittener Injektor mit erkennbar abgerundeten Kanten im Düsenlocheintritt (roter Kreis)

Simulation

Da die Strömung im Düseninneren den Einspritzstrahl und damit die Kraftstoffbenetzung maßgeblich beeinflusst, erfolgt die Simulation in zwei Schritten. Zuerst wird die Injektorinnenströmung simuliert, um Rückschlüsse auf die Kraftstoffverteilung im Düsenloch zu ziehen. Das Ergebnis wird als Basis für den zweiten Simulationsschritt benötigt, die Berechnung von Strahlausbreitung und Kraftstoffbenetzung auf der Düsenspitze. Die hier gezeigten Simulationen wurden mit n-Heptan bei 20°C durchgeführt, um die Ergebnisse mit den Messungen zu vergleichen.

Die Vernetzung für beide Simulationsschritte erfolgte händisch in AVL FIRE M mit einer in Düsenrichtung ausgerichteten Netzstruktur. Zur Vereinfachung wurden die 5 Nadelführungen entfernt, da diese durch den geringen Abstand zur Nadel die Zellqualität negativ beeinflussen würden. Bild 11 zeigt einen Schnitt durch die Mitte des Injektornetzes sowie ein Düsenloch im Detail um die feine Auflösung in diesem Bereich hervorzuheben.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

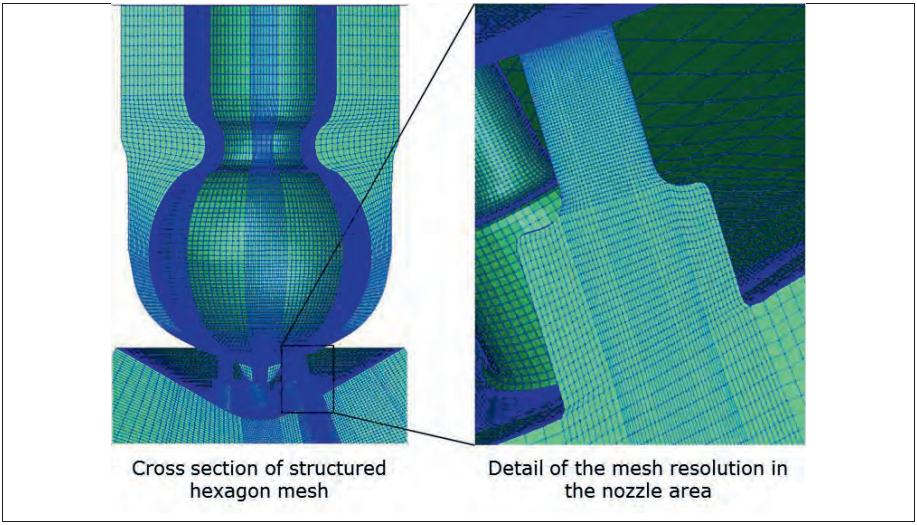


Bild 11: Ausgerichtetes Hexagon Netz mit Detail eines Düsenlochs

Jede Simulation umfasst eine volle Einspritzung von Nadelöffnung bis einige ms nach Nadelschluss. Die Anzahl der Zellen im Netz bleibt dabei konstant; die Einspritzung erfolgt durch das Anheben der Nadel nach einer definierten Hubkurve, wobei die Zellen entsprechend gestreckt oder gestaucht werden. Außerhalb des Injektors befindet sich ein Sprayvolumen mit den gleichen Randbedingungen, wie sie auf der Fließbank vorzufinden sind. Die Zellgrößen im Netz reichen dabei von 1µm bis zu 0,5mm.

Um den Einfluss der Geometrie des Düsenlocheintritts, wie oben beschrieben, auf die Kraftstoffbenetzung zu bewerten, wurde das Netz in zwei Varianten erstellt. Links in Bild 12 ist der scharfe Übergang modelliert, im rechten Bild wurden die Zellen an eine Geometrie mit 20µm Radius angepasst.

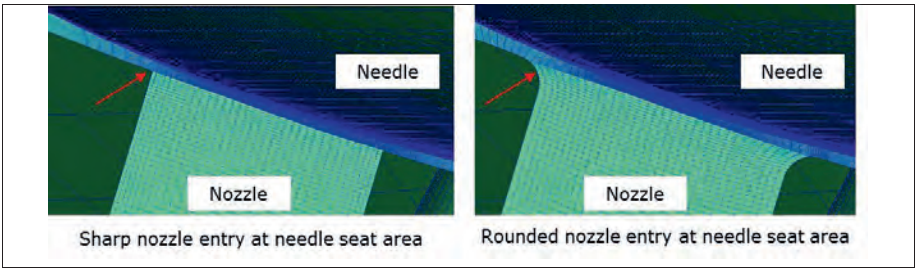


Bild 12: Netzvarianten für den Übertritt zwischen Nadelsitz und Düseneintritt mit scharfkantigem (links) und verrundetem (rechts) Übergang

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die Simulation der Düseninnenströmung erfolgt auf Basis eines Euler Mehrphasen Modells mit mindestens 3 Phasen in AVL FIRE 2014.2 oder neuer. Für Ein-Komponenten-Kraftstoffe wie n-Heptan oder Iso-Oktan stellt die erste Phase den flüssigen Kraftstoff dar, die zweite Phase den Kraftstoffdampf und die dritte Phase die Luft im Sprayvolumen. In einem weiteren Schritt können aber auch Kraftstoffe mit mehreren Komponenten simuliert werden um den Einfluss verschiedener Kraftstoffe zu testen und die Flexibilität zu erhöhen. Hierzu muss die Anzahl der Phasen entsprechend erhöht werden – je eine Phase für den flüssigen Kraftstoff und für den Kraftstoffdampf pro Komponente.

Für die Simulation wurden Einstellungen basierend auf der Erfahrung der Verbrennungssimulationsabteilung von AVL verwendet. Die Definition des Nadelhubs erfolgte auf Basis einer charakteristischen Hubkurve eines Bosch Injektors, welche zeitlich der Signaldauer angepasst und in der Höhe so skaliert wurde, dass gemessener und simulierter Massenfluss übereinstimmen. Für das Netz mit scharfkantigem Übergang wurde der Nadelhub der vorhandenen Referenzkurve von 80µm beibehalten, für den verrundeten Übergang wurde die Hubkurve auf 50% und somit 40µm skaliert, um den höheren Strömungsgeschwindigkeiten durch die Verrundung entgegenzuwirken. Diese Skalierung wurde für Einspritzdrücke von 50 bis 300 bar validiert: alle simulierten Fälle mit scharfkantigem Übergang und 80µm Nadelhub, sowie verrundetem Übergang und 40µm wichen um weniger als 1% von der Messung ab. Bild 13 zeigt beispielhaft die Simulation und Messung des Massendurchflusses bei 150bar Einspritzdruck und 2,1ms Signaldauer für den Fall eines verrundeten Übergangs.

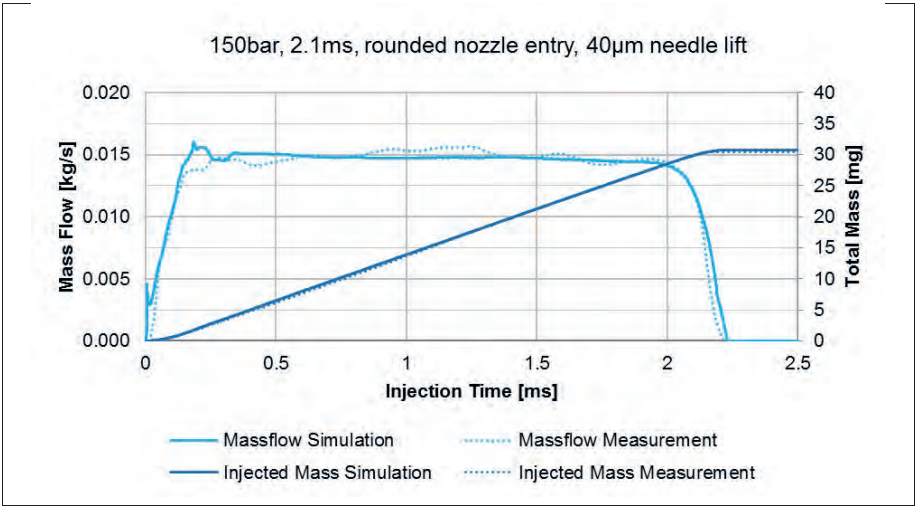


Bild 13: Simulierter und gemessener Massenfluss bei 150bar und 2,1 ms Signaldauer mit verrundetem Übergang und 40µm Nadelhub.

Betrachtet man in Bild 14 die Strömungsbedingungen im Düsenloch beispielhaft bei 150 bar für die beiden Varianten, so zeigt sich, dass in beiden Fällen durch die starke Umlenkung des Kraftstoffs im Düsenlocheintritt der Kraftstoffstrahl von der Lochachse abweicht. Dies

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

führt zu einem Auftreffen des Strahls auf die Seitenwand der Gegenlochbohrung was zu einer erhöhten Kraftstoffbenetzung führt. Im unteren Beispiel mit verrundetem Eintritt ist diese Abweichung durch den reduzierten Nadelhub noch ausgeprägter, sichtbar durch den orangen Bereich am Ende der Gegenlochbohrung für die flüssige Phase.

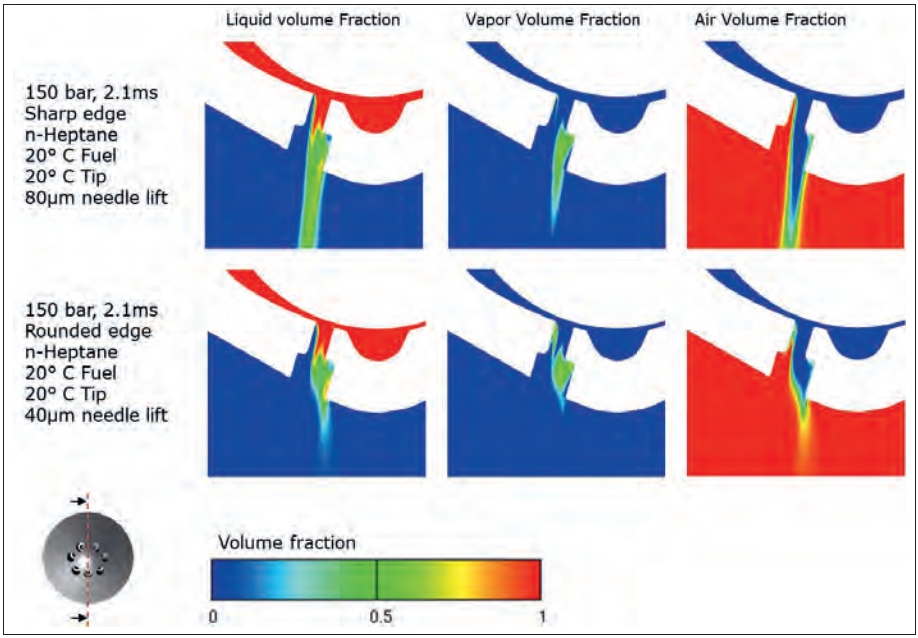


Bild 14: Strömungsbedingungen im Düsenloch bei 150 bar für beide Düseneintrittsvarianten (blau = 0%, rot = 100% Volumenanteil)

Die Zustände in den Düsenlöchern wurden über spezielle, sogenannte „Nozzle Files“ (.nzf in AVL FIRE) auf die Lagrangian Einspritzsimulation übertragen. Dadurch ist es möglich, den Einfluss der unterschiedlichen Düsenlocheintritte auch im Spray darzustellen. Dieser zweite Simulationsschritt dient, wie oben erwähnt, zur Simulation der Strahlausbreitung und Kraftstoffbenetzung am Injektor. In weiterer Folge kann dieses Modell auch für die Motorsimulation verwendet werden.

Die Kalibration der Einspritzstrahl-Aufbruchmodelle erfolgte bei 50 und 150 bar Einspritzdruck und wurde so gewählt, dass mit einer Einstellung Simulation und Messung, für alle untersuchten Drücke und für beide Düseneintrittsvarianten mit entsprechendem Nadelhub gut übereinstimmen. Bild 15 zeigt den optischen Vergleich zwischen Messung und Simulation der Strahlausbreitung für 150bar für den Fall eines verrundeten Düseneintritts: Strahlwinkel und Ausbreitungsgeschwindigkeit passen gut zusammen.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

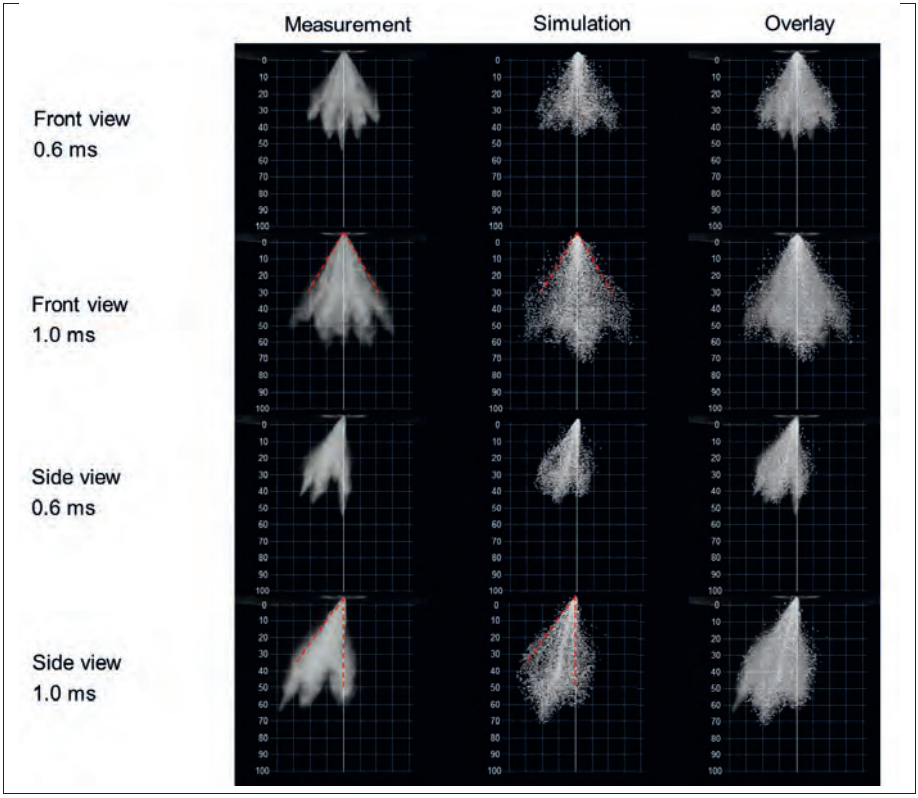


Bild 15: Vergleich der Messung und Simulation für die Einspritzstrahlentwicklung bei 150 bar mit verrundetem Düseneintritt.

Auch die verglichenen Tröpfchendurchmesser für verschiedene Einspritzdrücke zeigen ähnliche Werte und Verteilungen. Die gute Übereinstimmung der Ergebnisse zwischen Simulation und Messung für verschiedene Drücke und Bedingungen bestätigt die genaue Simulation der Injektorinnenströmung basierend auf vom Hersteller unabhängigen Daten.

Gleichzeitig mit der Simulation des Einspritzstrahls erfolgte die Berechnung der Kraftstoffbenetzung auf der Düsenspitze und in den Gegenlochbohrungen. Dazu wurde das vorhandene AVL FIRE Wandfilm Modell basierend auf dem Strahl/Wand-Interaktionsmodell von Kuhnke [11] [12] aktiviert. Je nach Temperatur und Geschwindigkeit der Kraftstofftröpfchen führt dieses Modell zu einem (teilweise) Abprallen oder Ablagern des Kraftstoffs auf der Wand. Da dieses Modell erstmals für eine derartige Simulation angewendet wurde, war der Vergleich zwischen Messung und Simulation von besonderer Bedeutung.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Wie im Kapitel Messaufbau erwähnt, zeichnet sich der untersuchte Bosch Injektor durch eine raue Oberfläche aus, die das Erkennen eines Wandfilms erschwert. Aus diesem Grund wurde auf der Injektorspitze eine dünne Rußschicht aufgetragen, die während der Einspritzung durch die Kraftstoffbenetzung abgewaschen wird. Bild 16 zeigt den Vergleich der Simulation mit der Messung aus dem oben beschriebenen Messaufbau, wobei die Intensität der weißen Flächen in der Simulation ein Maß für Dicke des Wandfilms ist. Nach 0.8ms ist in beiden Fällen ein Wandfilm um die Austrittslöcher sichtbar. In der Simulation kann man gut das Verdampfen des Films oberhalb der Löcher zwischen Schritt 0.8ms und 1.6ms sehen, dargestellt durch die Verkleinerung des weißen Bereichs. Am Ende der Einspritzung stimmen der durch den Wandfilm gesäuberte Bereich am echten Injektor (rote Linie) gut mit der Simulation überein.

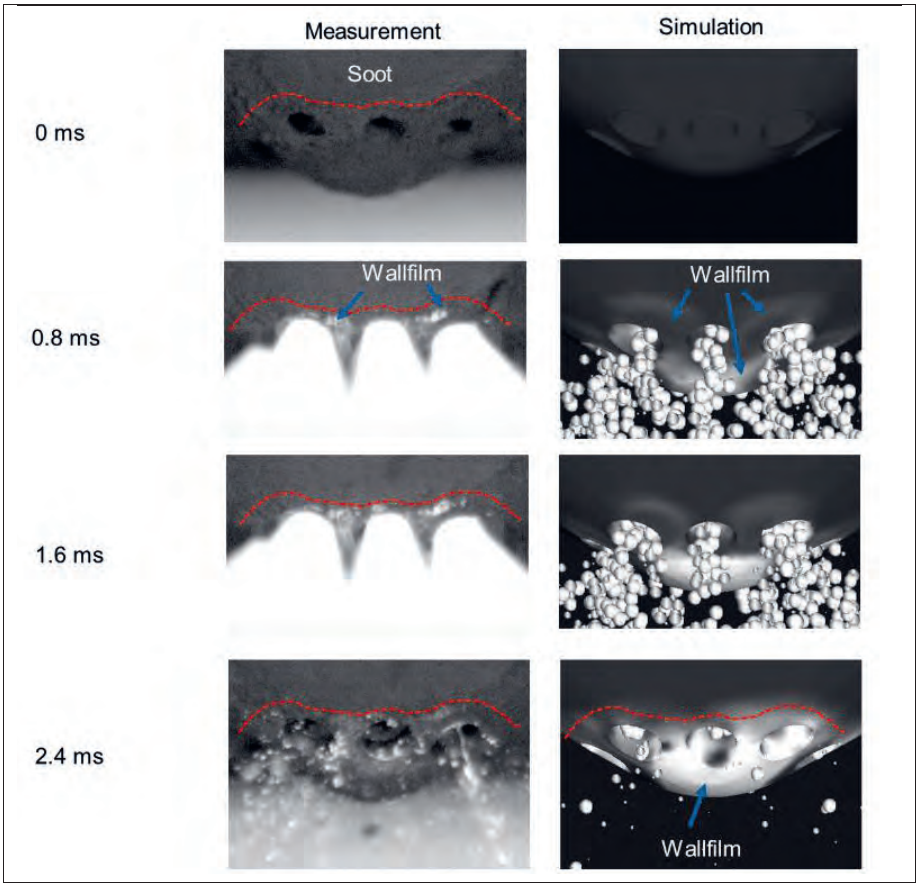


Bild 16: Vergleich von Messung und Simulation des Wandfilmaufbaus während der Einspritzung mit 150bar und verrundetem Düseneintritt; der Injektor wurde zur besseren Sichtbarkeit mit einer dünnen Rußschicht überzogen

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Eine genaue Untersuchung der Entwicklung des Wandfilms in Bild 17 zeigt, dass sich unmittelbar nach Nadelöffnung bereits ein Film um die äußeren Gegenlochbohrungen bildet. Im weiteren Verlauf breitet sich der Film Richtung Mitte der Injektorspitze aus, was mit den Strömungsbedingungen in Bild 14 für den verrundeten Düseneintritt zusammen passt. Nach 1ms ist bereits ein Wandfilm in allen 7 Gegenlochbohrungen vorhanden und auch die Benetzung auf der Spitze wächst stetig.

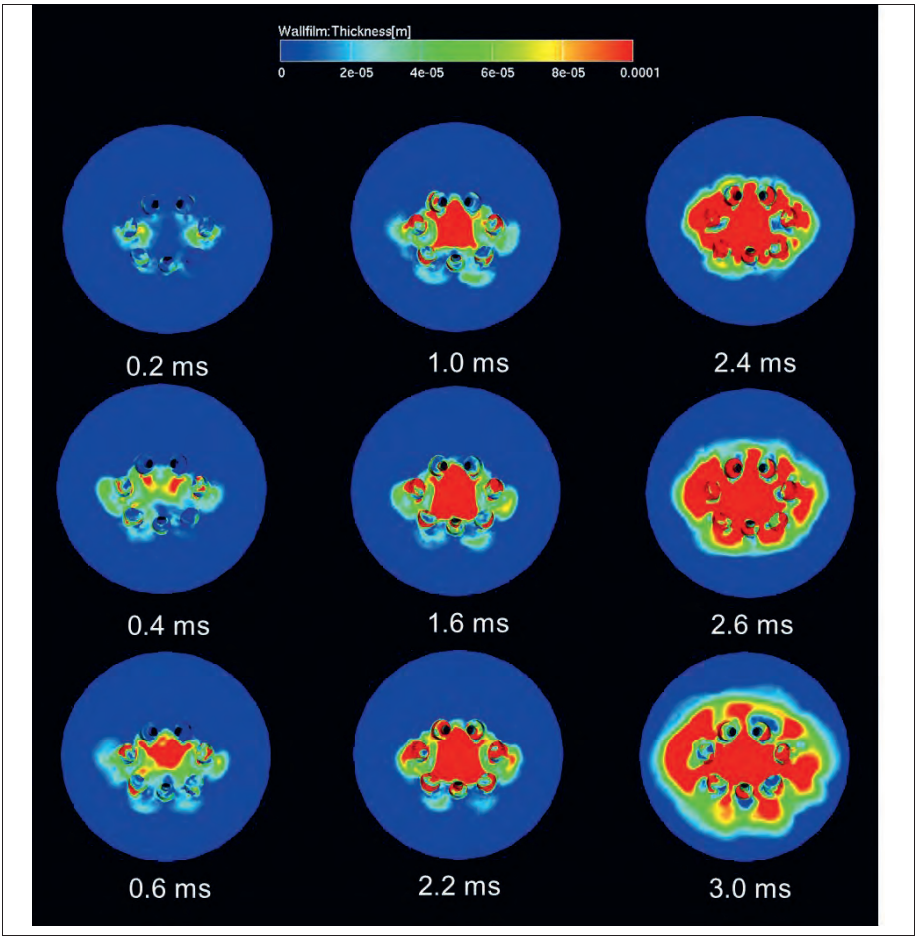


Bild 17: Aufbau des Kraftstofffilms auf der Injektorspitze und in den Gegenlochbohrungen während der Einspritzung mit 150 bar und verrundetem Düseneintritt (Nadel schließt bei 2,2ms)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Nach Schließen der Nadel bei 2.2ms verlagert sich der Wandfilm aus den Gegenlochbohrungen nun langsam auf die Spitze, bis nur noch wenig Kraftstoff in den Düsenlöchern vorhanden ist (3ms), sichtbar durch die Verringerung der Wandfilmdicke.

Dieser Vorgang zeigt sich auch bei getrennter Betrachtung der Wandfilmmasse in Gegenlochbohrung und auf der Injektorspitze: Die Masse ist in diesem Fall in den Gegenlochbohrungen während der Einspritzung stets höher als die Masse auf der Spitze und erreicht beim Schließen der Nadel ihr Maximum. Danach fällt sie wieder ab während die Masse auf der Spitze zunimmt. Die gesamte Wandfilmmasse nimmt dabei ebenfalls bis 2,2ms zu und fällt dann langsam durch die geringe Verdampfung bei 20°C Systemtemperatur ab.

Der Vergleich der Kraftstoffbenetzung am Injektor in Relation zur gesamten eingespritzten Menge für verschiedene Drücke und Geometrien zeigt einen klaren Trend. Wie in Bild 18 zu sehen, führt eine Erhöhung des Einspritzdrucks von 50 auf 150 bar bei gleicher Geometrie mit scharfkantigem Düsenlocheintritt (sharp edge) zu einer signifikanten Reduktion der relativen Wandfilmmasse. Diese Beobachtung deckt sich mit den Ergebnissen im Kapitel „Hintergrund Tip-Sooting“ wo eine Erhöhung des Einspritzdrucks zu einer Reduktion der Diffusionsverbrennung am Injektor führt.

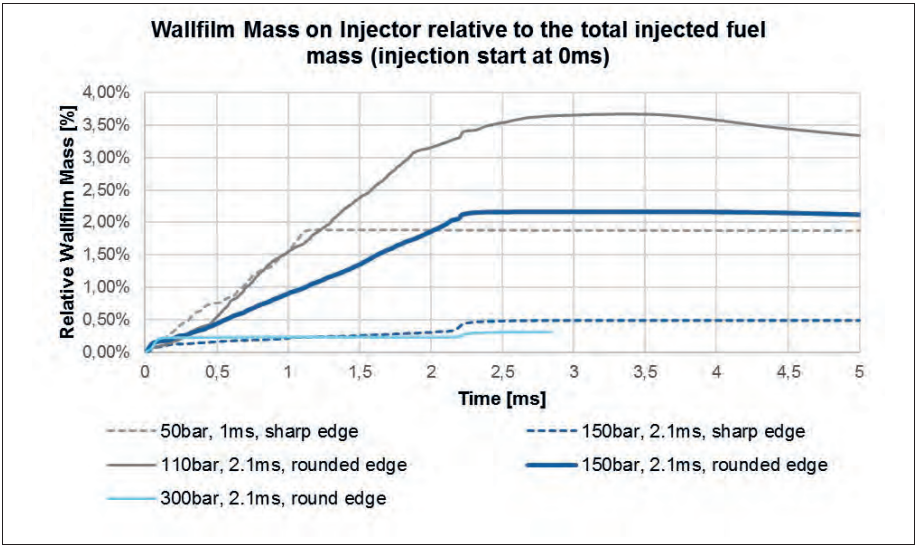


Bild 18: Relative Kraftstoffbenetzung am Injektor für verschiedene Drücke und Geometrien des Düsenlocheintritts

Dieser Trend ist auch für die Geometrie mit verrundetem Düsenlocheintritt (rounded edge) zu sehen. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks führt ebenfalls zu einer Reduktion. Bei 300bar kann mit der verrundeten Geometrie ein ähnliches Level erreicht werden, wie bei 150bar mit scharfkantigem Eintritt. Bei gleichem Druck (150 bar) erfährt ein Injektor, der z.B. durch

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

hydroerosive Bearbeitung einen abgerundeten Düsenlocheintritt aufweist, eine bis zu 4-mal höhere Kraftstoffbenetzung. Dies zeigt, dass die Kraftstoffbenetzung stark von kleinen geometrischen Änderung beeinflusst wird. Es ist daher nötig, zusätzlich zu der nominellen Geometrie eines Injektors auch Toleranz- und fertigungsbedingte Abweichungen zu berücksichtigen.

Zusammenfassung

Aktuelle Untersuchungen legen nahe, dass die durch Tip-Sooting verursachte PN-Emission durch eine Reduktion der Kraftstoffbenetzung am Injektor reduziert werden kann. Um kostenaufwändige Motortestläufe zu reduzieren, wird ein simulatorischer Ansatz verfolgt. Die Kraftstoffbenetzung ist am Beispiel eines Bosch HDEV5 Injektors erfolgreich simuliert. Die Simulationsergebnisse sind mit existierenden und neuen Messmethoden verifiziert und dienen als Basis für weiterführende Untersuchungen.

Die Simulation des Wandfilmaufbaus erfordert detaillierte Injektordaten wie Geometrie und Nadelhubkurve. Es ist gezeigt, dass durch Kombination verschiedener Messmethoden ein Modell mit hoher Genauigkeit erstellen werden kann, auch ohne Input des Herstellers. Kleine Änderungen der Geometrie wie z.B. hydroerosive Bearbeitung haben einen großen Einfluss auf die Benetzung und müssen daher berücksichtigt werden.

Eine Erhöhung des Kraftstoffdrucks von 50 auf 150 bar führt bei gleicher Geometrie zu einer Reduktion der Kraftstoffbenetzung um 75%. Im Gegensatz dazu erhöht ein mit 20µm verrundeter Düsenlocheintritt den Wandfilm bei gleichem Druck um 300%. Das liegt besonders an dem Verhältnis zwischen niedrigem Nadelhub und großem Lochdurchmesser und sollte von Injektor-Herstellern berücksichtigt werden.

Die Simulationsmodelle können mit geringem Aufwand für verschiedene Temperaturen und Kraftstoffe aufgesetzt werden. Dies erlaubt eine schnelle und kostengünstige Optimierung des Gesamtsystems Zylinder-Injektor in einer frühen Entwicklungsphase und hilft Entwicklungsschleifen am Versuchsmotor zu sparen.

Literaturverzeichnis

[1] K. Straif, A. Cohen und J. Samet, „Air Polution and Cancer“, WHO Press, Lyon, 2013.

[2] A. Mamakos, „Feasibility of Introducing Particulate Filters on Gasoline Direct Injection Vehicles“, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2011. DOI: 10.2788/23375.

[3] W. F. Piock, B. Befrui, A. Berndorfer und G. Hoffmann, „Fuel Pressure and Charge Motion Effects on GDi Engine Particulate Emissions“, *SAE Int. J. Engines,* Bd. 8 (2), pp. 464-473, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-0746.

[4] T. Pauer, H. Yilmaz und J. Zumbrägel, „The New Generation Bosch Gasoline Direct Injection Systems“, in *38th international vienna motor symposium*, Vienna, 2017. ISBN: 9783183802128.

[5] R. Wurms, R. Budack und M. Grigo, „The new Audi 2.0l Engine with innovative Rightsizing - a further Milestone in the TFSI Technology“, in *36th international vienna motor symposium*, Vienna, 2015. ISBN: 9783183738120.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[6] A. Berndorfer, S. Breuer, W. Piock und P. V. Bacho, „Diffusion Combustion Phenomena in GDi Engines caused by Injection Process“, SAE Technical Paper, 2013. DOI: 10.4271/2013-01-0261.

[7] G. Hörnig und P. Völk, Verschmutzung von AGR Kühlern I, Frankfurt am Main: FVV, 2011.

[8] J. Kazour, B. Befrui, H. Husted, M. Raney und D. Varble, „Innovative Sprays and Particulate Reduction with GDi Injectors“ SAE Technical Paper, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-1441.

[9] W. Brack, M. Banholzer, F. Schwarzmüller und E. Brußies, „Potential of 3D-CFD for the Analysis of Particulate Emissions using the Example of Optimized Injector Tip Flows“, in *AVL Advanced Simulation Technologies Conference Germany*, 2016.

[10] K. Matusik, D. Duke, A. Swantek, C. Powell und A. Kastengren, „High Resolution X-Ray Tomography of Injection Nozzles“, *ILASS Americas 28th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems,* 2016.

[11] D. Kuhnke, „"Spray Wall Interaction Modeling by dimensionless Data Analysis“, PhD Thesis, Darmstadt, 2004.

[12] AVL List GmbH, *FIRE v2014.2 - Wallfilm Module Manual,* Graz, 2016.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

MSc. Eng. Roberto Aliandro Varella[1], MSc. Eng. Marta V. Faria[2], Dr. Pablo Mendoza-Villafuerte[3], Dr. Patrícia de Carvalho Baptista[4], Dr. L. Sousa[2], Dr. Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte[4,5]

[1] Dept. of Mechanical Engineering, Instituto Superior Técnico (IST)/University of Lisbon - Av. Rovisco Pais 1, 1049-001, Lisbon, Portugal.
[2]LAETA, IDMEC – Instituto Superior Técnico/ University of Lisbon - Av. Rovisco Pais 1, 1049-001, Lisbon, Portugal.
[3] CNH Industrial – Via Puglia 35, 10156, Turin, Italy.
[4] Center for Innovation, Technology and Policy Research (IN+ - IST), University of Lisbon - Av. Rovisco Pais 1, 1049-001 Lisbon, Portugal.
[5] Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Rua Conselheiro Emídio Navarro 1, 1959-007 Lisboa

Influence of road grade in CO_2 emissions under on-road test following the EU Real Driving Emissions (RDE) regulation for trip selection

Einfluss der Straßenqualität auf CO_2-Emissionen im Rahmen der On-Road-Prüfung nach der Regulierung der EU Real Driving Emissions (RDE) Auswahl

Abstract

The need to verify vehicle emissions in real world operation led to the implementation of Real Driving Emissions (RDE) test procedures for the new Euro 6 regulation, effective since September 2017 for new cars following the Commission Regulation (EU) 2016/427, amending Regulation (EC) No 692/2008 and applicable to emissions from light passenger and commercial vehicles. The updated version of the regulation defines the RDE test boundary conditions and data analysis methods, in order to allow representative results. The main factors addressed by the regulation include the share of driving operation (urban, rural and motorway), external ambient temperature range, altitude and elevation difference. The current regulation sets the range of altitude in which the tests can be performed as well as the elevation difference, which is limited to 100 m difference from the initial altitude and maximum/minimum altitude. However, the regulation does not take into consideration the influence of the road grade into the RDE tests, which is particularly interesting since it may significantly influence the energy consumption of internal combustion engines (ICE) during uphill or downhill driving. The effect of this trip characteristic is also reflected in Carbon Dioxide (CO_2) emission, which is currently used in RDE data analysis RDE reference tools and, in a near future, will be included as a regulated emission. Thus, this work focuses on analyzing the effect of road grade on 8 RDE tests performed in the Lisbon metropolitan area, Portugal. The tests were conducted by two different drivers using 4 vehicles (3 diesel and 1 gasoline). Each driver performed 1 trip per vehicle. A Portable Emissions Measurement System (PEMS) was used to collect 1 Hz data on vehicle dynamics, road topography, engine data and exhaust gas composition. Data collected is compared and analyzed using the European Commission proposed method for RDE tests, as well as other methods to evaluate the impact of road grade during the tests. Preliminary results show differences between 3% and 20% in CO_2 emissions at specific power ranges for the tested vehicles, indicating that the influence of road grade must be better assessed for future consideration in the RDE regulation as a boundary condition.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Kurzfassung

Die Notwendigkeit, die Fahrzeugemissionen im realen Betrieb zu verifizieren, führte zur Einführung von Real Driving Emissions (RDE) -Testverfahren für die neue Euro-6-Verordnung, die seit September 2017 für Neuwagen gemäß der Verordnung (EU) 2016/427 der Kommission zur Änderung der Verordnung gilt (EG) Nr. 692/2008 und anwendbar auf Emissionen von leichten Personen- und Nutzfahrzeugen. Die aktualisierte Fassung der Verordnung definiert die RDE-Test-Randbedingungen und Datenanalyseverfahren, um repräsentative Ergebnisse zu ermöglichen. Zu den wichtigsten in der Verordnung genannten Faktoren gehören der Anteil des Fahrbetriebs (Stadt, Land und Autobahn), der äußere Umgebungstemperaturbereich, die Höhe und die Höhendifferenz. Die aktuelle Verordnung legt den Höhenbereich fest, in dem die Tests durchgeführt werden können, sowie die Höhendifferenz, die auf 100 m Abweichung von der anfänglichen Höhe und der maximalen / minimalen Höhe begrenzt ist. Die Regelung berücksichtigt jedoch nicht den Einfluss der Straßenqualität auf die RDE-Tests, was besonders interessant ist, da sie den Energieverbrauch von Verbrennungsmotoren (ICE) bei Berg- oder Talfahrt erheblich beeinflussen kann. Die Auswirkung dieser Auslösecharakteristik spiegelt sich auch in der Kohlendioxid (CO_2) -Emission wider, die derzeit in den RDE-Referenzwerkzeugen der RDE-Datenanalyse verwendet wird und in naher Zukunft als regulierte Emission enthalten sein wird. Daher konzentriert sich diese Arbeit auf die Analyse der Auswirkungen von Straßenniveau auf 8 RDE-Tests, die in der portugiesischen Metropole Lissabon durchgeführt wurden. Die Tests wurden von zwei verschiedenen Fahrern mit 4 Fahrzeugen (3 Diesel und 1 Benzin) durchgeführt. Jeder Fahrer führte 1 Fahrt pro Fahrzeug durch. Ein nicht geregeltes Portables Emissionsmesssystem (PEMS) wurde verwendet, um 1-Hz-Daten zu Fahrzeugdynamik, Straßentopographie, Motordaten und Abgaszusammensetzung zu sammeln. Die erhobenen Daten werden mit der von der Europäischen Kommission vorgeschlagenen Methode für RDE-Tests verglichen und analysiert, ebenso wie andere Methoden zur Bewertung der Auswirkungen der Straßenqualität während der Tests. Vorläufige Ergebnisse zeigen Unterschiede zwischen 3% und 20% der CO_2-Emissionen bei bestimmten Leistungsbereichen für die getesteten Fahrzeuge, was darauf hinweist, dass der Einfluss der Straßenqualität für die zukünftige Betrachtung in der RDE-Verordnung als Randbedingung besser beurteilt werden muss.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

1 Introduction

Controlling Air quality issues at urban scale is a challenge that many countries are facing. In order to control this, legislations and verifications for the road transport sector have been worldwide implemented. Both light-duty and heavy-duty vehicles were responsible for about 23% of carbon dioxide (CO_2) emissions in Europe in 2014 [1]. Thus, it is important to promote cleaner technologies for road vehicles with focus on light-duty vehicle, which represent 88% of vehicles in Europe in 2015 [2], focusing on reducing the sector impacts on the day-to-day usage, which mostly affects human health.

The European Union (EU) has an important role in the worldwide vehicle manufacturing scene, since major manufacturer companies are located in its territory. Consequently, the investment on new regulations by the European Commission (EC) for the automotive industry are constantly improving. The EC has set stringent emission limits along time and establishes the certification tests that all new vehicles must comply with [2]. The European passenger cars (M1) emission standards for local pollutant emissions, also called EURO standards, are currently in phase 6 (EURO 6), and defines the acceptable limits for exhaust emissions of pollutants for new vehicles sold in EU states, namely CO, HC, NO_x and particulate matter and number [3]. The emissions standard is defined in a series of EU directives staging the progressive introduction of increasingly stringent standards [4, 5, 6]. The reduction trend of the vehicle emissions and fuel consumption (or CO_2) until 2020 is assessed by the EEA, which releases preliminaries datasets on the CO_2 emissions performance for new vehicles each year, compliant with regulations EC 333/2014 for passenger cars, and EC 253/2014 (amending EC 510/2011) for vans. This is the core of the CO_2 emissions monitoring and is used by the EC to evaluate if the vehicle manufactures comply with the regulated CO_2 agreed targets [6]. Additionally, further pressure for cleaner vehicles is growing as a consequence of the recent scandal where defeat devices were used to beat cycle-based testing [7]. The fact that an OEM which, at the time of the scandal, was the number one in sales worldwide declared themselves guilty of cheating on emission testing, has changed the automotive industry in a radical way. While automotive industry in Europe has been the motor behind industrial and social progress, now faces a complex and hostile environment where Member States like Germany or Netherlands are pushing for core changes which will impact directly on how the industry operates and will hopefully motivate an accelerated technology implementation in the European market. Further to this, the current development of a regulation which will also include a CO_2 target is looking to control the increase of CO_2 due to the implementation of emission reduction technolgies which may trade off pollutants with CO_2.

To verify the emission targets, specific vehicle certification procedures are used, which include performing driving cycles (pre-defined speed profiles) [7] on chassis dynamometer under controlled laboratory conditions, as specified in EU regulations [8]. Two driving cycles are used by the EU regulations: The New European Driving Cycle (NEDC) [9], implemented until the EURO 6c, and the World Light-Duty Test Procedure (WLTP), implemented in the EURO 6d in 2017 [10, 11].

Both driving cycles have suffered criticism regarding their representativeness. The NEDC faces critics on not being representative of real driving conditions due to its low acceleration pattern, constant speed cruising phases and high number of idling events, which do not represent transient accelerations regimes [11]. Differences between real world driving cycles and the NEDC can reach between 12% and 30% on fuel consumption and between 32.2% to 628.3% on NOx over certification figures [12]. Even though it is considered an

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

improvement compared to the NEDC, the WLTP faces critics which include the fact that the cycle has slow accelerations, which are not representative of real world driving conditions [5].

Due to these criticisms, the need for performing on-road real driving emission tests has been evaluated by the EC, in order to be incorporated in future assessments of EURO standards. The differences found between laboratorial testing and on-road testing in emission measurements have highlighted the need to include real driving emission test procedures into the new emissions test standards. As a result, the European Commission incorporated a Real Driving Emissions (RDE) test procedure for the EURO 6 standard (monitoring phase started on 2017, compulsory by 2019 [12]) introducing boundary conditions for the on-road tests and methods for data analysis [3].

EC Regulation (EU) 2016/427 of 10 March 2016 [12] establishes the rules for RDE testing, stating that the vehicle must be tested with a Portable Emissions Measurement System (PEMS), which is a compact equipment composed by a portable gas analyzer, a Global Positioning System (GPS) receiver and a vehicle dynamics data logging system [13]. All these equipment must be integrated and use an acquisition frequency of, at least, 1 Hz [10]. Also, it establishes the requirements for trip selection, which must cover a wide range of real world conditions by accounting with defined shares of urban, suburban (also called as rural) and highway (also called as motorway) operation. Some other parameters considered are trip time, covered distance, ranges of speed, etc. [12]. Ambient boundary conditions are also established by the regulation: maximum and minimum altitude; and temperature for the tests. Table 1 presents a description of ambient conditions and their extended situations. Also, other boundary conditions are present in the regulation, such as vehicle payload and test mass, dynamic conditions and vehicle conditions and operation [12].

Table 1. Vehicles Specifications and Test Conditions [12].

Ambient conditions		
	Minimum	Maximun
Temperature (°C)	0	30
Extended Temperature (°C)	-7	35
Altutude (m)	0	700
Extended Altitude (m)	700	1300

Even with all the referred regulated conditions, RDE tests still have some debatable points that require further detailed study regarding: trip selection; boundary conditions; and data analysis methods. The trip boundary conditions are related with the reproducibility of the test and are mostly correlated with less controlled factors, including environmental conditions, test mass, dynamic conditions, etc. [10]. But, even with all these requirements, repeatability of RDE tests is hardly achievable and both dynamic and environmental boundaries are unique for a specific geographical location, which can be representative for one location but not for another test-site [14]. Thus, to overcome the repeatability issue of RDE tests, data analysis methods were introduced for processing test trip data. On-road data analysis methodology is still not stable as current discussions on the RDE 4th package may still change the methodology for post-elaboration of this data. A more detailed study regarding the methods can be found in the literature [3, 16].

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The future changes being discussed currently at the European Commission, may represent the end of the normalization by the analysis method, implying that the factors for the analysis [16] will be considered equal, meaning that the correction factor of the CO_2 WLTP certification information for the different shares of driving category will be over, implying that the effect of the boundaries conditions must be more evident, specially the effect of the road grade, also called slope [17].

As presented in Table 1, the EU regulation covers altitude limits, being another requirement that the altitude difference must not exceed 100m from the starting point of the trip [17]. However, it does not evaluate the effect of road grade, which may affect mostly CO_2 emissions and NO_x emissions due to the different loads that an internal combustion engine must have during uphill and downhill situations. Since CO_2 will be regulated by the European Commission, CO_2 emissions results must be impacted by the influence of the slope during RDE tests in comparison to the CO_2 limits. Thus, this work will focus on the study of the road grade effects on CO_2 emissions during a RDE tests performed in the Lisbon metropolitan area, Portugal, where it was performed a predefined trip, collecting 1Hz data on vehicle dynamics, road topography, engine data and exhaust gas composition. In the following section, a brief description of the materials used, and methodology applied for the developed work will be presented.

2 Materials and Methodology

In this study, four Euro 6 vehicles were tested, consisting in three conventional diesel compression-ignition and one conventional gasoline spark ignition. The tests performed followed the standard European RDE test boundaries, including the selection of the trip and environmental conditions. 8 trips were performed with two drivers (1 trips per driver at each vehicle, which means 4 trips per driver). In addition, to reduce the variables and preserve the reproducibility of the tests, the same driver and witness and vice versa were used per trip as well as the same equipment payload.

Data acquisition was realized under on-road conditions in the Lisbon Metropolitan Area, Portugal, with the use of a non-regulated PEMS collecting on-road data at 1 Hz. In addition, the same route was used for all tests.

Road topography and subsequent road grade (slope) was acquired by the GPS which integrates the PEMS used and will be better described in the following sections.

EMROAD software provided by the Joint Research Center (EC) (MAW method) [16] was used to analyze each trip and provide a driving category overview of the trips. In addition, the Vehicle Specific Power (VSP) assessment method [10], was also used to analyze the results regarding the road grade ranges and calculations, since it uses the input of slope into its own calculation. The input data used was the same for both methods.

Consequently, this work aims at analyzing the effect of road grade during a RDE test for 8 trips performed with two drivers and four vehicles. Thus, it is necessary to briefly understand how the methods work and their mathematic fundamentals as well as the materials used. In the following sections, a description of the vehicles, of the used PEMS used, and of the data analysis methods will be presented.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

2.1 Vehicles Description

The vehicles were tested on the road between one hour and a half and two hours. The main characteristics of the vehicles and their test conditions are summarized in Table 2.

Table 2. Vehicles Specifications and Test Conditions

Vehicles Specifications				
Technology	**Vehicle 1 (CI)**	**Vehicle 2 (CI)**	**Vehicle 3 (CI)**	**Vehicle 4 (SI)**
ICE displacement (L)	1.5	1.5	1.5	1
ICE Power (kW)	85	80	80	56
ICE Torque (Nm)	270	260	260	95
Transmission/Gearbox	Manual/6	Manual/6	Manual/6	Manual/5
Vehicle mass (kg)	1395	1395	1320	1030
Power-to-Weight (W/kg)	61	57	61	54
Exhaust aftertreatment*	ODC+DPF	ODC+DPF	ODC+DPF	TWC
Fuel	Diesel	Diesel	Diesel	Gasoline
Fuel system	Diesel Commonrail	Diesel Commonrail	Diesel Commonrail	MPFI
Emission Standard	EURO 6	EURO 6	EURO 6	EURO 6
Production Year	2016	2017	2017	2016

*ODC - Oxidation Diesel Catalytic converter; DPF - Diesel Particulate Filter;
TWC - Three-way Catalytic Converter

2.2 PEMS Description

An unregulated PEMS was used to collect data in a second-by-second basis for both vehicles during on-road tests. The information collected included exhaust gas composition, road topography, engine parameters and vehicle dynamics. Moreover, on-road data was acquired by a laptop using developed software that integrates, synchronizes and records all the data at 1 Hz along the trip [13].

Tailpipe gases were continuously measured with a portable gas analyzer, providing information on oxygen (O_2), carbon dioxide (CO_2), carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC) and nitrogen oxides (NO_x). Although exhaust gas flow rates were not measured, the collected data allows estimating ICE fuel consumption and pollutants mass emissions at a 1Hz basis [13].

The vehicle sensors information was also collected using an OBD port reader. The data collected included vehicle speed, engine speed and load, throttle position, manifold absolute pressure, coolant temperature, intake air temperature and airflow mass. In addition, the GPS receiver in use contains a barometric altimeter installed, providing information regarding altitude variations of less than 0.5 m. Table 3 summarizes the operational characteristics of the GPS receiver. Figure 1 shows a diagram of the acquisition system used and its components.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

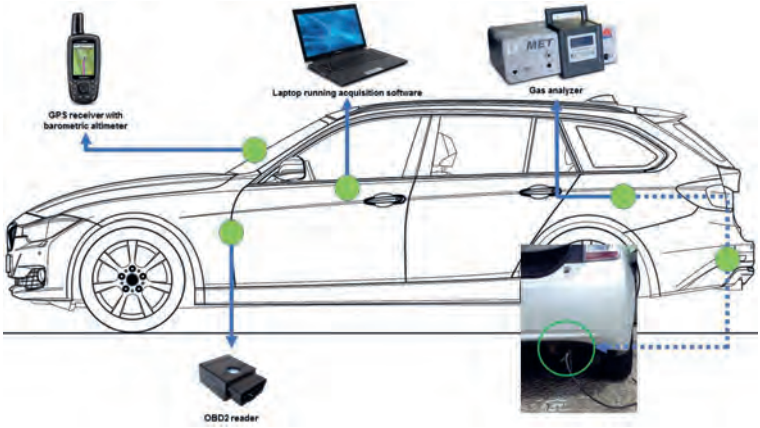


Figure 1. Main components of PEMS installed in light duty vehicles (adapted from [13]).

Table 3. Summary from the main characteristics of the GPS receiver

Power Source	Internal battery or 12 V DC
Communications	USB, serial port (4800bps), NMEA protocol
Acquisition frequency	1Hz
Signal delay	~0.5s
Signal receiver	GPS/GLONASS

2.3 Data Analysis – Vehicle Specific Power Method

The Vehicle Specific Power (VSP) methodology [9] is a road load model that uses a simplifications of the forces applied on the vehicle, in order to perform an energy and environmental characterization based on the data collected on on-road measurements [11, 18, 26]. Using this methodology, it is possible to estimate the power per mass required under different conditions of speed, acceleration and road grade. Therefore, by combining vehicle dynamics (speed, acceleration, rolling and aerodynamic resistance) (Figure 2) and road grade, it is possible to calculate the correspondent specific power for each point of the trip, in a second by second basis equation 1 [18].

$$\mathrm{VSP}\ [W/kg] = \frac{\frac{d}{dt}(E_{Kinetic}+E_{Potential})+F_{Rolling}\cdot v+F_{Aerodynamic}\cdot v}{m} \quad (1)$$

One advantage of the VSP methodology is that it is based on typical vehicle inertial, rolling and aerodynamic coefficients, providing a comparison baseline that only accounts for vehicle speed, acceleration and road grade, with little information from vehicle characteristics. This is extremely advantageous since for the same driving power (dynamic)

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

conditions, the energy and environmental performance is only dependent on the propulsion system and vehicle characteristics. However, as observed, VSP considers typical vehicle properties regarding its rolling and aerodynamic resistance, for instance, although it has no significant difference [16]. This approach is in-line with several other studies [11, 13, 19, 20] and can be seen in its final form in equation 2.

$$\mathrm{VSP}\ [W/kg] = \mathrm{v} \cdot (1.1 \cdot \mathrm{a} + 9.81 \cdot \mathrm{grade} + 0.132) + 3.02 \cdot 10^{-4} \cdot \mathrm{v}^3 \quad (2)$$

Where:

- v: Vehicle speed (m/s);
- a: Vehicle acceleration (m/s^2);
- grade: Road slope;

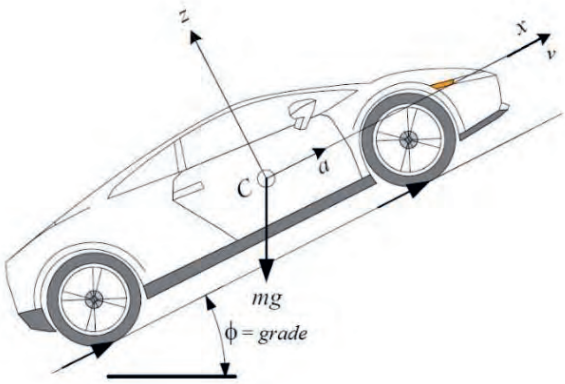


Figure 2. VSP factor at a light duty vehicle (adapted from [17]).

A modal analysis is typically used in VSP methodology to group points with similar power per mass demand (W/kg) and for light-duty vehicles, it is commonly divided in 14 modes [21]. This modal division was set in a way that each mode has statistically different fuel consumption values and none of them is dominant in the estimation of the trip total fuel consumption [7], according to Table . On-road data collected allows to assign a fuel use and pollutant emission (in g/s) to each VSP mode, providing an energy and environmental footprint of a given vehicle and propulsion technology.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Table 4. Used VSP Modes and ranges of specific power (W/kg) for each mode [27]

VSP Mode	W/kg	VSP Mode	W/kg
1	VSP<-2	8	13≤VSP<16
2	-2≤VSP<0	9	16≤VSP<19
3	0≤VSP<1	10	19≤VSP<23
4	1≤VSP<4	11	23≤VSP<28
5	4≤VSP<7	12	28≤VSP<33
6	7≤VSP<10	13	33≤VSP<39
7	10≤VSP<13	14	VSP≥39

Note: VSP modes 1 to 2 - Deceleration; 3 – Idle;
4 to 6 - Normal usage low power;
7 to 9 – high power normal usage ;
10 to 14 – High power

After acquiring 1 Hz data from the PEMS system, information on second-by-second fuel use and emissions can be analyzed using the VSP methodology.

2.4 Data Analysis – Moving Average Window Method

The Moving Average Window method (MAW), developed by the EU Joint Research Center (JRC) and regulated by EU commission [12], is a method which evaluates RDE using a set of moving average windows. The aim of MAW is to have a reference method to support data analysis from participants in the EU PEMS legislative programs, such as the In-Service Conformity (ISC) for heavy-duty vehicles (HDV) and non-road engines and the Real Driving Emissions (RDE) for light-duty vehicles (LDV) [2]. Thus, according to the EU regulation [12], the MAW method provides an insight on RDE tests with a certain duration and scale. To do that, the test must be divided into sub-sections, also called windows, and subsequent statistical treatment is done focusing at identifying if each window is suitable to assess the vehicle real world behavior on the RDE performance.

Regarding the windows analysis, the evaluation of the windows is conducted by comparing their CO_2 distance-specific emissions with a reference curve. As a result, the test is completed when it includes enough windows, covering different speed categories, specified at the EU RDE rules [12]. The MAW regulation [12] proposes the following calculation steps:

- Step 1: Segmentation of the data (pre-data treatment);
- Step 2: Calculation of emissions by sub-sets (“windows”);
- Step 3: Identification of normal windows;
- Step 4: Verification of test completeness and normality;
- Step 5: Calculation of emissions using the normal windows.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Additional detailed description from the method can be found in the EC regulation EU 2016/427 [13].

The next section will present the results achieved by the application of the methodology, materials and methods described.

3 Results and Discussion

Results regarding the 4 tested vehicles and two drivers will be explored in this section. This section will be divided in two parts. First part will analyze the overall results to present how the trips were done and their road grade profile. Mostly, on this part, the MAW method was applied. The second part will explore more deeply the effects of road grade. At this section, the VSP method will be applied due to its capability to include road grade on its calculations. Thus, the effects of the road grade during the performed trips will be evaluated.

An important statement is that CO_2 distance specific emissions have different meanings for each method. According to [15], results will be different for each method since they work differently. The MAW uses raw, unfiltered data, but averaged by the windows. VSP use raw data for emissions, however includes the direct effect of the road grade for the emissions, which means it is more suitable for the road grade effect analysis.

3.1 Overall results and road grade trip profile

Overall results from all trips were calculated using the MAW method, as the per RDE regulation procedure. Results from all trips and driver are presented at Figure 3.

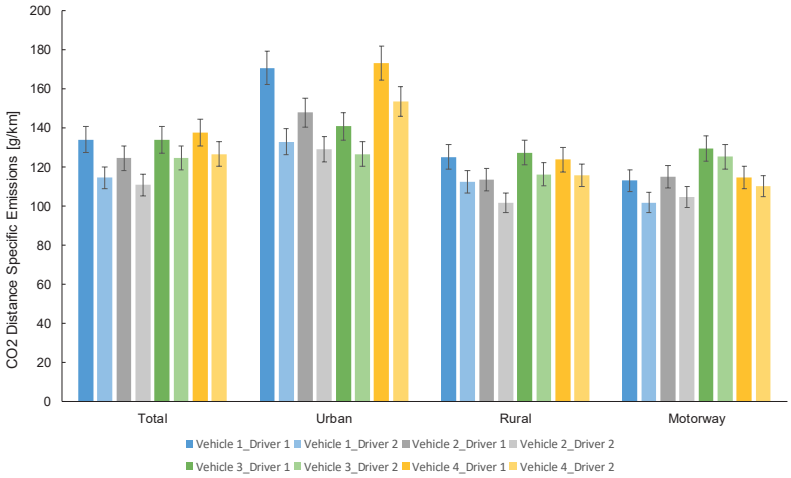


Figure 3. Overall results for each vehicle tested and for each driver on total trip and driving categories

It is notable that both drivers have different driving style, since, in all trips, CO_2 emissions are lower for Driver 2 than to Driver 1, in average, 10%. However, it is also notable that the

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

main contribution for this difference is from the urban driving category for most vehicles (14% average). Total trip emissions are around 110 g/km up to around 140 g/km, being slightly higher on the gasoline vehicle (vehicle 4), as expected. One of the main points to highlight is that, even though the differences found on CO_2 emissions, all trips are valid from the perspective of the RDE regulation. Furthermore, 10% difference on the results will subsequently change the length of the MAW, since it may end a window in less time, due to the sum made at the window reach the reference CO_2 value. This will have a direct impact on the final emissions conformity factor.

Since all trips have the same route, a road grade profile can be made to investigate how it can affect the CO_2 emissions. Figure 4 presents road grade profile from all trips. It is good to note that positive slopes are equivalent to uphill conditions and negative slopes are equivalent to downhill conditions. The profile follows a normal distribution, where most of the trip happens between -5% up to 5% of slope, having some points around -15% and 15% slope, which is considered as intense inclinations for road topography [22].

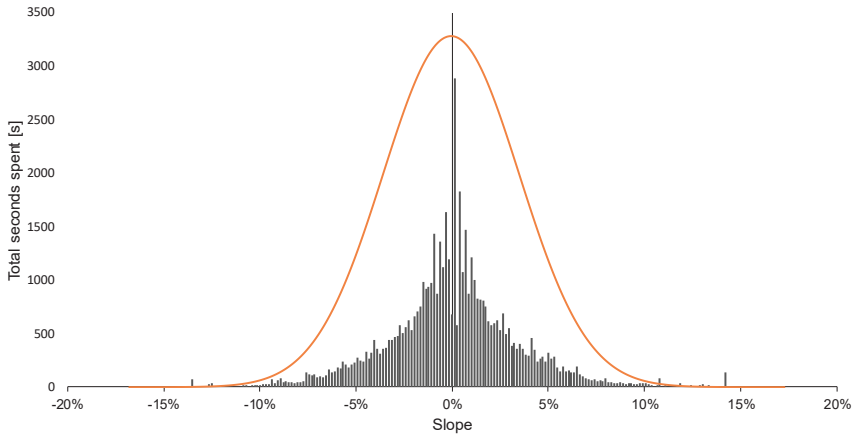


Figure 4. Road Grade (Slope) profile from all trips

An emission map in function of speed and slope was made using the trips road grade profile, by using all trips to obtain an average emission value per range of speed and slope, enabling to create the map presented at Figure 5. Most of emission points occurs at positive slopes, which is related to ICE higher loads and, as consequence, increase of fuel use. In other hand, low or null emission of CO_2 at negative slopes are related to fuel cut off and low ICE loads. Peaks of CO_2 emissions happens on high speeds, mainly around 120km/h and 140 km/h and slopes between 5% and 10% and at around to null slope. This is more related to the motorway condition, where is applied high speed ranges and any alteration on the slope can oscillate the engine load and increase the emissions. Another interesting region of the plot to be seen is the region around 60 and 90 km/h (rural driving category) (at x coordinates) and slopes from 5% to 15% (at y coordinates). It is interesting to see that, at this region of the map, CO_2 emissions oscillates from around 4 to 7 g/s in a large area. This means that

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

much of the positive slopes variation can be found at the rural driving category, having a diversity of ICE loads and increasing the CO_2 emissions. Also, there are points in which CO_2 emissions were measured at negative slopes namely at 20 km/h and 10% of slope, and between 70 km/h and 100 km/h with slopes between -5% and -10%. This may be an effect of the averaging method used and due to accelerations made during this part of the trip.

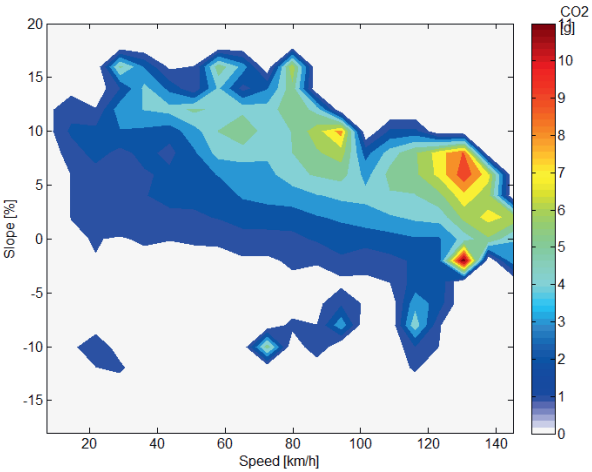


Figure 5. Average CO_2 Map from all trips per speed and slope range

Evaluating how CO_2 emissions behave during the trip according with speed and slope can provide a deeper insight on how the trip characteristics can affect overall results and influences in method calculations to evaluate a RDE test.
These asseverations emphasize the big impact that performing a trip on one route can have depending on the topographic conditions found on the selected route, furthermore, as explained before, the effects on the CO_2 are not negligible, the impact on the conformity factor (CF) will be considerable and the added variability needs to be taken into consideration by the regulator. This becomes more relevant when considering a pooling of results which contains several routes in different conditions for one vehicle PEMS family.

3.2 Effects of road grade on CO_2 emissions

The effect road grade on CO_2 emissions was made using the VSP method. According to the equation 2, there is a term of the VSP calculation where it is considered the road grade (*grade*) for the calculations, which comes from the potential energy ($E_{potential}$) term from the equation 1. With this, it is possible to consider or not the road grade on the VSP calculations, allowing to simulate the nonexistence of slope on a performed trip, analyzing the binning mode from the VSP method, allowing to quantify the influence in terms of specific power.

Figure 6 presents two analyses. Figure 6 a) presents the average CO_2 VSP binning modes considering slope or without it. It can be seen that there are not much differences on both behaviors in terms of VSP mode, differing mainly on the last three VSP modes (12, 13 and 14), which are the ones with more power demand. The difference occurs due to the consideration of the road grade on the calculation at high power, which indicates a higher

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

ICE load and subsequent increase on the fuel injection, elevating the emissions for these modes. Even so, the emissions are not considerably different, because the power-to-wheel is the same for both cases. For that, a time distribution from the modes must be made, presented on Figure 6 b).

Figure 6 b), represents the distribution of points (total time spent) per VSP binning mode with slope on the calculation or without it on calculations of VSP. Main differences are seen on VSP modes 1, 4, 5, 6, 8, 10, 11 and 12. This means that the VSP, or trip power distribution, changes considerably in terms of time spent at each mode. Main differences are at modes considered normal driving load modes (4 to 6) and at mode 8, in which the difference reach around 30% of time spent. Doing this analysis, it can be seen how essential is to consider the road grade on an RDE trip analysis, since differences on the method calculations can influence the overall result.

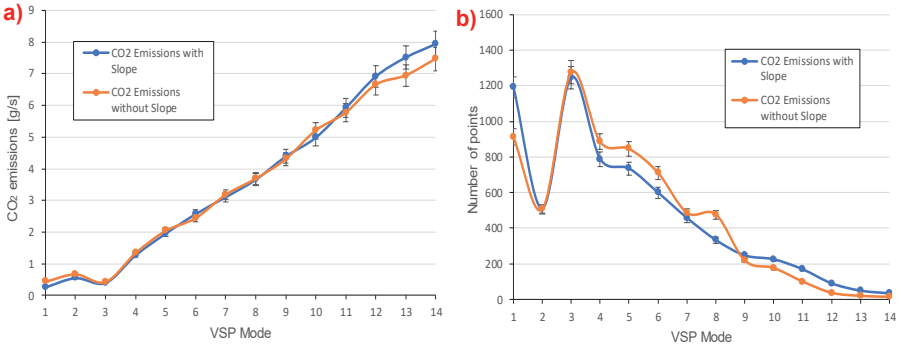


Figure 6. a) Average CO_2 VSP binning analysis considering slope for calculation or not, b) Distribution of points (time spent) per VSP binning mode considering slope for calculation or not.

Performing the time distribution approach, CO_2 distance specific emissions were calculated for each time distribution to see the impact on total trip, driving categories and ranges of slope, presented on Figure 7.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

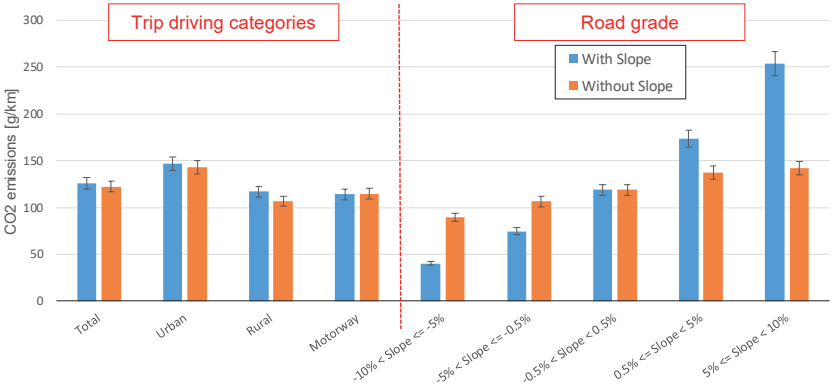


Figure 7. Average distance specific emissions for each driving category and slope range considering the slope for calculations or with slope for calculation based on the VSP methodology

Figure 7 results can be divided on two parts: the first one is related to the impact analysis of road grade on the trip driving categories and the second one is related to a road grade analysis. In the first part, the difference of including or not the road grade on calculations is not very big (3% at total trip, 3% at urban category, 9% at rural category and around 0% at motorway). The biggest difference between the results with road grade on its calculations or not are on the rural driving category, where the difference reaches 9% lower when not using slope on the calculations. At total trip and urban, the difference reaches 3%. At the same way, motorway driving category difference is almost null. Even the differences are not as big as expected, the 9% difference on CO_2 g/km at rural condition can be significant and can affect total result.

When looking to the second part of Figure 7, the analysis of the influence of road grade, two approaches were used. CO_2 g/km emissions were calculated for each road grade range of the average trip. Also, the same approach from the driving category part was made to simulate how the CO_2 emissions would be if at the same points of the road grade range there was not any slope. Thus, with these two approaches, the impact of the slope on the trip can be seen.

For both situations, the CO_2 emissions rise from negative road grade range up to positive road grade ranges. Meanwhile, the impact of the road grade on the emissions of CO_2 is perceptible for the calculations that include it. In other words, the CO_2 emissions increase almost twice for each increase of road grade range. Again, this is the effect of the increase of load due to the road inclination, increasing the fuel injection and, as consequence, increasing the CO_2 emissions.

Looking now to the results without considering road grade to the calculations and comparing with the ones with the road grade at the calculations, it can be observed that for negative slope ranges, emissions with road grade at calculations are lower than if it is not considered. In other hand, the emissions at positive road grade range are higher when considering the road grade on calculations than without it. This presents the real effect of the road grade on CO_2 emissions for an RDE test with light duty vehicles. As a test of this statement, road grade range between -0.5% and 0.5% have the same distance specific CO_2 emissions, since

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

this range is considered the null slope range. Thus, having road grade or not for the calculations the emissions of this range is not significant.

In addition, Table 5 have the distance specific emissions results from all tested vehicles and drivers.

Table 5. CO_2 distance specific emissions for each driving category and slope range and in function of vehicle, driver, and if it was used the slope on calculations

CO_2 distance specific emissions [g/km]																
	Vehicle 1				Vehicle 2				Vehicle 3				Vehicle 4			
	Driver 1		Driver 2		Driver 1		Driver 2		Driver 1		Driver 2		Driver 1		Driver 2	
	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope	With Slope	Without Slope
Total	134	127	115	110	125	125	111	105	134	127	125	118	138	138	127	129
Urban	171	168	133	133	148	144	129	124	141	134	127	120	173	170	154	152
Rural	125	108	112	99	114	106	102	89	127	114	116	103	124	122	116	115
Motorway	113	109	102	101	115	113	105	102	129	130	125	123	115	122	110	119
-10% < Slope <= -5%	38	81	22	78	136	222	10	39	18	59	27	66	42	94	29	79
-5% < Slope <= -0.5%	80	109	63	90	107	144	46	71	72	108	62	99	88	118	79	111
-0.5% < Slope < 0.5%	113	113	106	106	120	118	96	96	123	124	117	117	140	141	136	137
0.5% <= Slope < 5%	187	149	161	124	138	108	170	135	195	146	178	134	185	156	173	145
5% <= Slope < 10%	286	166	267	146	158	75	269	146	279	141	295	140	256	176	222	150

4 Conclusions

Real Driving Emissions represent a solution to the need of properly quantify vehicle emissions in real world operation. Its implementation has already happened since September 2017 and is a compulsory test for vehicle's certification in Europe. Several update packages are released in which the RDE regulation passes through modifications making corrections and new requirements for vehicles manufactures. With the proximity of the CO_2 emissions regulation, RDE regulation must include CO_2 certification together with the certification regulation. Many factors from RDE are in question due to the low reproducibility of the tests. Boundary conditions and data analysis methods are the ones that are mostly debatable by the European Commission and the European Parliament. One of the most fundamental points still under discussion is the end of "normalization" of the CO_2 reference at the MAW method, which may emphasize and highlight the effect of the boundary conditions on the RDE tests. Altitude is one of the main boundary conditions specified on the regulation. However, the road grade, also called as slope is not taken in consideration.

In this work, four different vehicles driven by two different drivers were tested to compare the effects of road grade in CO_2 emissions during a RDE test. General results show that road grade affects overall results. In average, it affects 3% the CO_2 distance specific emissions for the specific trip of this work. The results also showed that a RDE trip must be planned to take in consideration the number of different slopes. It was confirmed that CO_2 emissions in RDE increase with the increase of the slope, which also can affect the final result of the test. In addition, the importance that slope considered on calculations could also be observed, verifying that it can represent an issue for the used data treatment methods. The only method that considers the effects of slope is the Vehicle Specific Power method, which is not regulated and only used at academia or at the MOVES software from the United States of America Protection Agency (EPA).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

The 3% CO_2 increase due to this boundary condition, must not seem to be a big number, however, for vehicles manufactures, it may impact the certification process. Thus, road grade must be considered when a RDE trip is planned. Moreover, road grade should be part of the EC data analysis methods.

Even the results achieved show this difference, in average, more tests must be realized focusing on analyzing the effects of slope during the tests. NO_x and particle matter/number must also be studied since these pollutants are directly affected to different ICE load, which is and implication of uphill and downhill situations. Thus, as general conclusion of this work, the effect of road grade on CO_2 emissions is important to be investigated and must be taken in consideration for the new updates of the regulation. For that, more studies must be made to evaluate the effect not only on CO_2 emissions, in other words, energy use, but on pollutants from the different powertrains running with ICEs.

References

[1] E. Comission, *Eu transport in figures*. 2016.

[2] T. Vlachos *et al.*, “The Euro 6 Real - Driving Emissions (RDE) procedure for light - duty vehicles : Effectiveness and practical aspects Der Euro 6 RDE Abgastest für Kraftfahrzeuge : Wirksamkeit und praktische Anwendung Abstract 1 Introduction,” *37th Int. Vienna Mot. Symp.*, pp. 1–20, 2016.

[3] T. G. Vlachos, P. Bonnel, M. Weiss, B. Giechaskiel, and F. Riccobono, “New Euro 6 Legislation on RDE : Overview and Technical Challenges,” no. April, 2015.

[4] G. Fontaras, V. Franco, P. Dilara, G. Martini, and U. Manfredi, “Development and review of Euro 5 passenger car emission factors based on experimental results over various driving cycles,” *Sci. Total Environ.*, vol. 468–469, no. October 2013, pp. 1034–1042, 2014.

[5] J. Andersson *et al.*, “On-Road and chassis dynamometer evaluations of emissions from two Euro 6 diesel vehicles,” *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 7, no. 3, pp. 1–16, 2014.

[6] P. Mock, J. Kühlwein, U. Tietge, V. Franco, A. Bandivadekar, and J. German, “The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU,” no. October, 2014.

[7] G. O. Duarte, G. A. Gonçalves, and T. L. Farias, “Analysis of fuel consumption and pollutant emissions of regulated and alternative driving cycles based on real-world measurements,” *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, vol. 44, pp. 43–54, 2016.

[8] P. Bielaczyc, J. Woodburn, and A. Szczotka, “Exhaust Emissions of Gaseous and Solid Pollutants Measured over the NEDC , FTP-75 and WLTC Chassis Dynamometer Driving Cycles,” 2016.

[9] G. N. de O. Duarte, “A methodology to estimate vehicle fuel consumption and pollutant emissions in real-world driving based on certification data,” 2013.

[10] M. Weiss *et al.*, “Will Euro 6 reduce the NO x emissions of new diesel cars? - Insights from on-road tests with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS),” *Atmos. Environ.*, vol. 62, no. 2, pp. 657–665, 2012.

[11] G. O. Duarte, R. A. Varella, G. A. Gonçalves, and T. L. Farias, “Effect of battery state of charge on fuel use and pollutant emissions of a full hybrid electric light duty vehicle,” *J. Power Sources*, vol. 246, pp. 377–386, 2014.

[12] C. Decision, “(Text with EEA relevance),” *Euratom*, vol. 2001, no. May, pp. 20–30, 2004.

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

[13] R. A. Varella, “Cold-Running NO x Emissions Comparison between Conventional and Hybrid Powertrain Configurations Using Real World Driving Data,” *SAE Tech. Pap.*, no. x, 2016.
[14] T. G. Vlachos, P. Bonnel, A. Perujo, M. Weiss, P. M. Villafuerte, and F. Riccobono, “In-Use Emissions Testing with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS) in the Current and Future European Vehicle Emissions Legislation: Overview, Underlying Principles and Expected Benefits,” *SAE Int. J. Commer. Veh.*, vol. 7, no. 1, pp. 199–215, 2014.
[15] R. A. Varella and P. M. Villafuerte, “Comparison of Data Analysis Methods for European Real Driving Emissions Regulation,” vol. 6, no. Euro 6, 2017.
[16] J. Pavlovic, A. Marotta, and B. Ciuffo, “CO_2 emissions and energy demands of vehicles tested under the NEDC and the new WLTP type approval test procedures,” *Appl. Energy*, vol. 177, no. 2016, pp. 661–670, 2016.
[17] J. Gallus, U. Kirchner, R. Vogt, and T. Benter, “Impact of driving style and road grade on gaseous exhaust emissions of passenger vehicles measured by a Portable Emission Measurement System (PEMS),” *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, vol. 52, no. 2, pp. 215–226, 2017.
[18] J. Jimenez-Palacios, “Understanding and quantifying motor vehicle emissions with vehicle specific power and TILDAS remote sensing,” no. 1993, 1998.
[19] T. Khan and H. C. Frey, “Evaluation of Light Duty Gasoline Vehicle Rated Fuel Economy based on in- use Measurements,” vol. 7908, no. 919, pp. 21–29, 2016.
[20] G. O. Duarte, G. A. Gonçalves, P. C. Baptista, and T. L. Farias, “Establishing bonds between vehicle certification data and real-world vehicle fuel consumption - A Vehicle Specific Power approach,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 92, pp. 251–265, 2015.
[21] H. Frey, A. Unal, J. Chen, S. Li, and C. Xuan, “Methodology for developing modal emission rates for EPA’s multi-scale motor vehicle & equipment emission system,” *State Univ. US EPA, Ann Arbor, MI*, no. October, pp. 18–20, 2002.
[22] Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, 1992.” .

Acknowledgments

The authors acknowledge the National Council of Scientific and Technological Development (CNPq – Brazil) for the Doctoral financial support of Roberto Aliandro Varella (202097/2014-5) and for the Fundação para a Ciência e Tecnologia for Doctoral financial support (PD/BD/105714/2014).

https://doi.org/10.51202/9783168607120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Online-Buchshop für Ingenieure

VDI nachrichten **BUCHSHOP**

Online-Shops

Fachliteratur und mehr - jetzt bequem online recherchieren & 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

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Die 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 978-3-18-380712-3

https://doi.org/10.51202/9783186807120 - Generiert durch IP 216.73.216.96, am 13.01.2026, 21:10:57. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.