Herausgegeben von

Alexander Salomon · Bojan Jander · Bojan Savic · Clemens Biet
Ferhat Inci · Hannes Winkler · Maike Gern · Malte Kauf
Moritz Werner · Oliver Nett · Philipp Brodbeck · Sören Krebs

SPANNUNGSFELD FAHRZEUGANTRIEBE

GEDENKSCHRIFT FÜR PROF. DR.-ING. ROLAND BAAR

berlin

Alexander Salomon | Bojan Jander | Bojan Savic | Clemens Biet | Ferhat Inci
Hannes Winkler | Maike Gern | Malte Kauf | Moritz Werner | Oliver Nett
Philipp Brodbeck | Sören Krebs (Hrsg.)

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe – Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar

Unser besonderer Dank gilt unserer Redakteurin Friederike Voermanek. Ihr Beitrag zu dieser Gedenkschrift reicht von der Idee zu diesem Projekt über die Strukturierung von Arbeiten bis hin zur Korrektur einiger Kapitel. Sie begleitete praktisch jeden einzelnen Schritt, der zur Vollendung dieses Buches notwendig war, und fungierte als Schnittstelle zur Kommunikation aller Beteiligten. Zuletzt motivierte sie uns regelmäßig, Fristen und Termine einzuhalten, sodass das Buch pünktlich zum neunjährigen Antrittsjubiläum von Prof. Roland Baar veröffentlicht werden konnte.

Wir möchten uns ebenfalls bei Familie Baar für die vorbehaltlose Unterstützung dieses Projekts in schweren Zeiten bedanken.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe – Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar

Herausgeber*innen:
Alexander Salomon
Bojan Jander
Bojan Savic
Clemens Biet
Ferhat Inci
Hannes Winkler
Maike Gern
Malte Kauf
Moritz Werner
Oliver Nett
Philipp Brodbeck
Sören Krebs

Universitätsverlag der TU Berlin

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.dnb.de abrufbar.

Universitätsverlag der TU Berlin, 2020
http://verlag.tu-berlin.de

Fasanenstr. 88, 10623 Berlin
Tel.: +49 (0)30 314 76131 / Fax: -76133
E-Mail: publikationen@ub.tu-berlin.de

Alle Beiträge dieser Veröffentlichung – ausgenommen Zitate und anderweitig gekennzeichnete Teile – sind unter der CC-Lizenz CC BY-NC-ND lizenziert.
Lizenzvertrag: Creative Commons Namensnennung – Nicht-kommerziell – Keine Bearbeitung 4.0
https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/

Umschlaggestaltung: Philipp Brodbeck – unter Verwendung handschriftlicher Notizen von Roland Baar

Druck: docupoint GmbH
Satz/Layout: Sören Krebs
Rechtschreibkorrektorat (deutsch): Dr. Stephanie Neidhardt, www.snol-tex.de
Sprachlektorat (englisch): Dr. Anja Zoermer, www.dreimalklug.de

ISBN 978-3-7983-3160-0 (print)
ISBN 978-3-7983-3161-7 (online)

Zugleich online veröffentlicht auf dem institutionellen Repositorium der Technischen Universität Berlin:
DOI 10.14279/depositonce-9822
http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-9822

Roland Baar

Am 28. Juli 1996 versilberte Roland Baar seine Karriere als Schlagmann des Deutschland-Achters, des Flaggschiffs des Ruderverbandes, dessen Nimbus der Unbesiegbarkeit in den 90er Jahren vor allem durch ihn geprägt wurde. An diesem Tag jedoch war ein anderes Boot schneller.

Nur 1000 Meter vor der Ziellinie befand sich der Deutschland-Achter noch auf Goldkurs auf dem US-amerikanischen Lake Lanier. Das deutsche Team war als fünffacher Weltmeister klarer Favorit für den olympischen Sieg. Doch während die Sonne über Georgia erbarmungslos auf die übersäuerten Sportler niederbrannte, schob sich das niederländische Boot aufreizend langsam und scheinbar mühelos am deutschen Boot vorbei. Wieder kein olympisches Gold, genau wie vier Jahre zuvor in Barcelona, wo die favorisierten Deutschen den dritten Platz belegten.

Auch wenn Roland Baar Rudern nie als Lebensmittelpunkt betrachtete, sondern ausdrücklich als Hobby: Der zweite Platz muss ihn geschmerzt haben. Den Macher, der stets Höchstleistungen von sich und anderen erwartete, ohne aber dabei verbissen zu wirken. Auf dem Siegerfoto ist von Enttäuschung allerdings nichts mehr zu sehen. Dies zeigt eine seiner Stärken: Rückschläge abhaken, analysieren, besser machen. Eine Eigenschaft, die für den Beruf des Maschinenbauers essentiell für eine erfolgreiche Karriere ist.

Seine begann 1991 an der Leibniz Universität Hannover, wo er nach dem Diplom am Institut für Strömungsmaschinen forschte und fünf Jahre später promovierte. Danach wechselte er in die Industrie mit Stationen bei Volkswagen und Voith Turbo. Dort stieg er bis zum Entwicklungsleiter und Mitglied der Geschäftsleitung auf. Die akademische Bildung des Nachwuchses verlor er dabei jedoch nicht aus den Augen und lehrte an den Fachhochschulen von Braunschweig/Wolfenbüttel, Bremen und Hannover sowie an der Auto-Uni Wolfsburg und der Universität Hannover, die ihn 2009 zum Honorarprofessor ernannte.

Im Sommer 2011 wurde Roland Baar von der Technischen Universität Berlin zum Professor berufen. Er nahm den Ruf an und wurde Leiter des Fachgebiets für Verbrennungskraftmaschinen. In den folgenden sieben Jahren erneuerte er das Lehrkonzept des Fachgebiets, baute mit Hilfe seiner Beziehungen in die Industrie die Forschungstätigkeiten des Lehrstuhls erheblich aus und trieb die Neuausrichtung und Umbenennung des Fachgebiets in „Fahrzeugantriebe“ voran. Gleichzeitig führte er zahllose Studierende zum erfolgreichen Abschluss ihres Studiums und begleitete einige von ihnen als Doktorvater durch die Promotion.

Roland Baar verunglückte am 23. Juni 2018 bei einem Autounfall tödlich.

Verzeichnis der Publikationen von Roland Baar

Baar, Roland; Riess, Walter: *Jahresberichte für den Zeitraum 1994, Teilprojekt B5-1, SFB 264*. Hannover: Universität Hannover, 1995.

Baar, Roland: *Untersuchungen zu Beschleunigungsvorgängen von Partikeln in Düsen und Strahlen*. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 1996.

Baar, Roland; Riess, Walter: „Two Phase Flow Velocimetry Measurements by Conductive-Correlative Method". In: *Flow Measurement and Instrumentation* 8.1 (März 1997), S. 1–6. ISSN: 0955-5986. DOI: 10.1016/S0955-5986(97)00020-4.

Baar, Roland; Riess, Walter: „Fluiddynamic Investigations of a Premixed Abrasive Water Jet Model". In: *International Journal of Water Jet Technology* 3.1 (1998), S. 29–40. ISSN: 1180-0402.

Hagelstein, Dirk; Hasemann, Heinrich; Baar, Roland; Rautenberg, Manfred: „TS 13 Non-Adiabatic Energy Process in Exhaust-Gas Turbine Using Heuristic Simulation Method". In: *The International Gas Turbine Congress: book of abstracts*. Kobe (Japan): Gas Turbine Society of Japan, 1999, S. 367–373.

Baar, Roland: „Die Bedeutung der Qualität von Turboladern für den Betrieb von Dieselmotoren in Pkw". In: *7. Aufladetechnische Konferenz*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2000.

Baar, Roland; Lücking, Marcus; Keil, Thomas: „Anforderungen an zukünftige Pkw-Aufladesysteme auf der Basis einer Energiebilanz eines Turboladers". In: *8. Aufladetechnische Konferenz – 1./2. Oktober 2002*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2002, S. 243–264.

Ludring, Marcus; Baar, Roland; Sievert, Mario: „Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leistungsbilanz". In: *Motorprozesssimulation und Aufladung – 1. Tagungsband – Berlin – 30. Jun–1. Jul, 2005*. Hrsg. von Pucher, Helmut; Kahrstedt, Jörn. Renningen: Expert-Verlag, 2005, S. 345–366. ISBN: 978-3-8169-2503-3.

Baar, Roland: „Aufladung". In: *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Hrsg. von Braess, Hans-Hermann. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2007, S. 250–259. ISBN: 978-3-8348-0222-4.

Hänies, Holger; Baar, Roland; Sievert, Mario; Kröller, Philipp: „Turboladeroptimierung durch gefräste Verdichterräder". In: *12. Aufladetechnische Konferenz 2007 – 27./28. September in Dresden*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2007, S. 161–184.

Baar, Roland: „Die Motor-Turbolader-Kopplung bei Regelung mittels variablem Düsenring". In: *Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren – Festschrift für Professor Helmut Pucher*. Hrsg. von Lechmann, Achim. Berlin/Heidelberg: Springer, 2008, S. 223–238.

Sievert, Mario; Baar, Roland; Steglich, Tom; Frese, Florian: „Aufladesystemkonzepte und Applikationsstrategien am Beispiel eines Nutzfahrzeugmotors". In: *13. Aufladetechnische Konferenz 2008 – 25./26. September in Dresden*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2008.

Frese, Florian; Vogt, Mathias; Baar, Roland; Sievert, Mario: „Thermal mechanical analysis of turbine housings based on fluidstructure simulations". In: *14. Aufladetechnische Konferenz 2009 – 24./25. September in Dresden*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2009.

Baar, Roland; Frese, Florian; Natkaniec, Christoph: „Interaktion von Turbinenströmungen in zweistufigen Aufladungssystemen". In: *Motorprozesssimulation und Aufladung III – Engine process simulation and supercharging*. Hrsg. von Sens, Marc; Wiedemann, Bernd. Renningen: Expert-Verlag, 2011, S. 195–209. ISBN: 978-3-8169-3073-0.

Vogt, Mathias; Frese, Florian; Mai, Holger; Baar, Roland: „Improving the Application of Turbine Maps in 1D Engine Process Simulation“. In: *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition – June 6–10, 2011 – Vancouver, British Columbia, Canada*. GT2011-45500. Vancouver: The American Society of Mechanical Engineers – International Gas Turbine Institute, 2011, S. 759–769. isbn: 978-0-7918-5463-1. doi: 10.1115/GT2011-45500.

Adomeit, Philipp; Baar, Roland; Beck, Markus; Bönnen, Dennis; Dorenkamp, Richard; Drescher, Ingo; Greiner, Jürgen; Gumpoltsberger, Gerhard; Heinl, Eckart; Jean, Emmanuel; Kurz, Gerhard; Lanzer, Heribert; Pecnik, Hermann; Pingen, Bert; Pischinger, Franz; Sasse, Christoph; Schindler, Klaus-Peter; Spindler, Klaus; Steinel, Klaus: „Antriebe“. In: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Hrsg. von Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich. 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, S. 221–496. isbn: 978-3-658-01691-3. doi: 10.1007/978-3-658-01691-3_5.

Baar, Roland; Biet, Clemens; Boxberger, Valerius; Mai, Holger; Zimmermann, Rainer: „Möglichkeiten der direkten Bestimmung des isentropen Turbinenwirkungsgrads“. In: *18. Aufladetechnische Konferenz – 12./13. September in Dresden*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2013, S. 207–230.

Boxberger, Valerius; Mai, Holger; Baar, Roland; Kadunic, Samir: „Challenges to validate turbocharger CFD simulations with hot gas test results“. In: *Engine Processes, Proceedings of the international Conference on Engine Processes – Berlin*. Hrsg. von Sens, Marc; Baar, Roland. Renningen: Expert-Verlag, 2013, S. 1–19. isbn: 978-3-8169-3222-2.

Kadunic, Samir; Baar, Roland; Scherer, Florian; Zegenhagen, Tobias; Ziegler, Felix: „Heat2Cool-Engine Operation at Charge Air Cooling below Ambient Temperature“. In: *22. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik – 7.–9. Oktober 2013 – Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Hrsg. von Pischinger, Stefan; Eckstein, Lutz. Aachen: RWTH Aachen, 2013, S. 451–462. isbn: 978-3-00-041661-3.

Mai, Holger; Vogt, Mathias; Baar, Roland; Kinski, Andreas: „Impact of Measurement Uncertainty in the Characteristic Maps of a Turbocharger on Engine Performance“. In: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition – June 3–7, 2013 – San Antonio, Texas, USA*. GT2013-94621, V05AT23A015. San Antonio (Texas): The American Society of Mechanical Engineers – International Gas Turbine Institute, 2013. isbn: 978-0-7918-5519-5. doi: 10.1115/GT2013-94621.

Mei, Deqing; Ren, Hua; Wang, Zhong; Baar, Roland: „Study on Single-Cylinder CR Diesel Engine Fueled with DMC/Diesel Blend Based on Coupled Control of Fuel Injection and EGR“. In: *Chinese Internal Combustion Engine Engineering* 34.5 (Jan. 2013), S. 7–12. issn: 1000-0925.

Sens, Marc; Baar, Roland, Hrsg.: *Engine Processes, Proceedings of the international Conference on Engine Processes*. Renningen: Expert-Verlag, 2013. isbn: 978-3-8169-3222-2.

Baar, Roland: „Aufladesysteme“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 407–443. isbn: 978-3-658-03195-4. doi: 10.1007/978-3-658-03195-4_5.

Baar, Roland: „Simulation der Aufladung“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 969–983. isbn: 978-3-658-03195-4. doi: 10.1007/978-3-658-03195-4_17.

Baar, Roland; Biet, Clemens; Boxberger, Valerius; Mai, Holger; Zimmermann, Rainer: „New Evaluation of Turbocharger Components based on Turbine Outlet Temperature Measurements in Adiabatic Conditions“. In: *15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery – Feb. 24–28, 2014 (ISROMAC15)*. Honolulu, 2014.

Kadunic, Samir; Eberding, Bastian; Kühn, Gerhard; Baar, Roland: „COHR-based heat release prediction for homogenous SI Engines“. In: *MTZ worldwide* 75.9 (Aug. 2014), S. 52–60. issn: 2192-9114. doi: 10.1007/s38313-014-0205-x.

Kadunic, Samir; Eberding, Bastian; Kühn, Gerhard; Baar, Roland: „Verbrennungsschwerpunktbasierte Brennverlaufs-Vorausberechnung für homogen betriebene Ottomotoren“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 75.9 (Aug. 2014), S. 70–78. issn: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-014-0512-4.

Kadunic, Samir; Scherer, Florian; Baar, Roland; Friedrich, Ingo: „Cool2Power – Increased petrol engine power and efficiency through an AC driven intercooling system“. In: *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - 13-14 May 2014 - The British Museum, London.* Cambridge (UK)/Oxford (UK)/Waltham (Massachussetts): Institution of Mechanical Engineers/Elsevier/Woodhead Publishing, 2014, S. 3–12. isbn: 978-0-0810-0033-5.

Kadunic, Samir; Scherer, Florian; Baar, Roland; Zegenhagen, Tobias: „Increased Gasoline Engine Efficiency due to Charge Air Cooling through an Exhaust Heat Driven Cooling System“. In: *MTZ worldwide* 75.1 (Jan. 2014), S. 58–65. issn: 2192-9114. doi: http://dx.doi.org/10.1007/s38313-014-0012-4.

Kadunic, Samir; Scherer, Florian; Baar, Roland; Zegenhagen, Tobias: „Ladeluftkühlung mittels Abgasenergienutzung zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 75.1 (Jan. 2014), S. 80–87. issn: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-014-0022-4.

Mai, Holger; Vogt, Mathias; Baar, Roland; Kinski, Andreas: „Impact of Measurement Uncertainty in the Characteristic Maps of a Turbocharger on Engine Performance“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136.2 (Feb. 2014). GTP-13-1318. issn: 1528-8919. doi: 10.1115/1.4025485.

Mei, Deqing; Hielscher, Klaus; Baar, Roland: „Study on Combustion Process and Emissions of a Single-Cylinder Diesel Engine Fueled with DMC/Diesel Blend“. In: *Journal of Energy Engineering* 140.1 (März 2014). Hrsg. von Tseng, Chung-Li. 04013004. issn: 1943-7897. doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000168.

Mei, Deqing; Ren, Hua; Jiang, Shiyang; Baar, Roland: „Combustion Cyclic Variations of Common-Rail Diesel Engine Fueled with DMC/Diesel Blend“. In: *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery* 45.8 (2014), S. 14–18. issn: 1002-6819. doi: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.08.003.

Mei, Deqing; Ren, Hua; Jiang, Shiyang; Wang, Zhong; Baar, Roland: „Effects of multiple injections strategy on combustion process of mixed fuels with dimethyl carbonate and diesel“. In: *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering* 30.8 (Apr. 2014), S. 74–80. issn: 1002-6819. doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2014.08.009.

Vasconi, Constantin; Baar, Roland: „Einfluss der Kraftstofftemperatur auf die Strahlausbreitung im Dieselbrennverfahren“. In: *9. Tagung Diesel-und Benzindirekteinspritzung 2014*. Hrsg. von Tschöke, Helmut. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 109–120. isbn: 978-3-658-07650-4. doi: 10.1007/978-3-658-07650-4_7.

Baar, Roland; Sens, Marc, Hrsg.: *Proceedings of the 2nd Conference on Engine Processes. July 2–3, 2015, Berlin, Germany.* Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin, 2015. isbn: 978-3-7983-2768-9. doi: 10.14279/depositonce-4457.

Biet, Clemens; Baar, Roland: „Turbocharger Test Bench Extension for Acoustic Measurements at Cold Environment Conditions“. In: *SAE International Journal of Engines* 8.4 (Apr. 2015). 2015-01-1672, S. 1790–1797. issn: 1946-3944. doi: 10.4271/2015-01-1672.

Boxberger, Valerius; Baar, Roland; Gern, Maike; Zimmermann, Rainer: „Zwei-Zylinder vs. Vier-Zylinder – Analyse der Turbinenströmung im pulsierenden Betrieb“. In: *20. Aufladetechnische Konferenz 2015 – 24./25. September in Dresden.* Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2015, S. 289–308. doi: http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-4951.

Mei, Deqing; Jiang, Shi-Yang; Wu, Han; Ren, Hua; Baar, Roland: „Impacts of different CA50 on emissions of diesel engine using DMC-diesel blend“. In: *Journal of Chang'an University (Natural Science Edition)* 35.3 (2015), S. 143–150. issn: 1671-8879.

Nast, René; Richter, Detlev; Baar, Roland: „Standardisierung der Anforderungen an Testmethoden zur Absicherung der nachhaltigen Reduzierung der CO2-Emissionen bei dem Einsatz von Turboladern im Pkw und NFZ“. In: *Internationaler Motorenkongress 2015 – Mit Nutzfahrzeugmotoren – Spezial – Proceedings.* Hrsg. von Liebl, Johannes; Beidl, Christian. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015, S. 353–363. isbn: 978-3-658-08861-3. doi: 10.1007/978-3-658-08861-3_7.

Schäfer, Christoph; Sandor, Ivo; Baar, Roland: „Improvement of the Performance Prediction of a Small Centrifugal Compressor for Automotive Applications Using Computational Fluid Dynamics". In: *Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows – 13–16 July 2015, Lerici, Italy (ISAIF12)*. ISAIF12-004. Lerici: Department of Mechanical Energy, Management und Transportation Engineering (DIME) Polytechnic School – University of Genova, 2015.

Zimmermann, Rainer; Biet, Clemens; Baar, Roland: „Experimental modelling of adiabatic turbocharger conditions to investigate the isentropic turbine efficiency". In: *Proceedings of the 2nd Conference on Engine Processes – July 2–3, 2015 – Berlin – Germany*. Hrsg. von Baar, Roland; Sens, Marc. Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin, 2015, S. 18–29. isbn: 978-3-7983-2768-9. doi: http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-4457.

Zimmermann, Rainer; Hakansson, Sebastian; Baar, Roland; Enghardt, Lars: „Untersuchung von pulsierenden Turbinenanströmungen in Radialturbinen / Investigation on Pulsating Turbine Flow Radial Turbines". In: *24. Aachener Kolloquium – Fahrzeug- und Motorentechnik – 5.–7. Oktober 2015 – Aachen Colloquium – Automobile and Engine Technology – October 5th–7th, 2015*. Hrsg. von Pischinger, Stefan; Eckstein, Lutz. Aachen: RWTH Aachen, 2015, S. 1245–1266. isbn: 978-3-00-049205-1.

Baar, Roland; Baumgarten, Henning; Beck, Markus; Böhmer, Marius; Bönnen, Dennis; Dorenkamp, Richard; Düsterdiek, Thorsten; Eichner, Georg; Greiner, Jürgen; Gumpoltsberger, Gerhard; Hentschel, Jan; Hinz, Michael; Jean, Emmanuel; Kroiss, Hugo; Kurz, Gerhard; Lahmeyer, Roman; Lanzer, Heribert; Nijs, Martin; Pecnik, Hermann; Pingen, Bert; Pischinger, Franz; Sasse, Christoph; Schindler, Klaus-Peter; Schütte, Torsten; Souren, Mike; Spindler, Klaus; Steinel, Klaus; Thewes, Matthias; Zeiser, Michael: „Antriebe". In: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Hrsg. von Pischinger, Stefan; Seiffert, Ulrich. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, S. 253–573. isbn: 978-3-658-09528-4. doi: 10.1007/978-3-658-09528-4_5.

Baar, Roland; Boxberger, Valerius; Gern, Maike: „Boosting Technologies and Limits for Small Combustion Engines". In: *SAE Technical Paper* (2016). 2016-32-0077. issn: 2688-3627. doi: 10.4271/2016-32-0077.

Biet, Clemens; Baar, Roland: „Experimentelle Untersuchungen zum akustischen Verhalten wälzgelagerter Abgasturbolader". In: *Motor- und Aggregateakustik – 9. Magdeburger Symposium – Tagungsband – 6./7. Juli 2016*. Hrsg. von Rottengruber, Hermann; Henze, Wilfried; Luft, Tommy. Magdeburg: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg IMS-EMA, 2016, S. 194–210. isbn: 978-3-944722-42-9.

Boxberger, Valerius; Baar, Roland; Gern, Maike; Zimmermann, Rainer: „Challenges of Turbocharging a Two-Cylinder Engine – A Computational Analysis of a Turbocharger Turbine by Transient CFD Methods". In: *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery – April 10–15, 2016 (ISROMAC16)*. Honolulu, 2016. url: http://isromac-isimet.univ-lille1.fr/index.php?rubrique=abstract&num=12 (besucht am 01. 04. 2020).

Gong, Chao; Baar, Roland: „Comparison and application of dynamic mesh techniques in the study of cavitation and spray characteristics (Poster)". In: *ILASS-Europe 2016 Book of Abstracts of the 27th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems organised by the Institute for Liquid Atomization and Sprays System-Europe (ILASS-Europe) and the University of Brighton, 4.–7. September, Brighton, UK*. Hrsg. von Sercey, Guillaume de; Sazhin, Sergei. 2016, S. 45–46. isbn: 978-1-9101-72 09-4. url: http://ilasseurope.org/events/ilass-europe-2016/ (besucht am 01. 04. 2020).

Gong, Chao; Baar, Roland: „Investigation on the Injector Internal Flow during the Whole Transient Injection Process". In: *NAFEMS NORDIC Regional Conference: independent – comprehensive – neutral - Engineering Simulation: Best Practices, New Developments, Future Trends – 10–11 May 2016 – Göteborg, Sweden*. Bernau am Chiemsee: NAFEMS, 2016, S. 51–52. isbn: 978-1-9106-43 04-4.

Hielscher, Klaus; Brauer, Maximilian; Baar, Roland: „Effects of new nozzle hole configurations on air utilization and soot emissions of diesel engines". In: *16. Stuttgarter Internationales Symposium – Automobil- und Motorentechnik – 15. und 16. März 2016*. Hrsg. von Bargende, Michael; Reuss, Hans-Christian; Wiedemann, Jochen. Wiesbaden: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart – FKFS / Springer Vieweg, 2016, S. 989–1011. isbn: 978-3-658-13255-2. doi: 10.1007/978-3-658-13255-2_98.

Hielscher, Klaus; Brauer, Maximilian; Baar, Roland: „Reduction of soot emissions in diesel engines due to increased air utilization by new spray hole configurations“. In: *Automotive and Engine Technology – The International Journal of WKM* 1.1-4 (Dez. 2016), S. 69–79. issn: 2365-5135. doi: 10.1007/s41104-016-0010-4.

Mei, Deqing; Ren, Hua; Jiang, Shi-Yang; Wu, Han; Baar, Roland: „Study on combustion and emissions performances of DMC-diesel blend based on the low temperature PCCI mode“. In: *Chinese Internal Combustion Engine Engineering* 37.5 (Okt. 2016), S. 32–38. issn: 1000-0925. doi: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2016.05.006.

Mei, Deqing; Wu, Han; Ren, Hua; Hielscher, Klaus; Baar, Roland: „Combustion Cycle-by-Cycle Variations in a Common Rail Direct Injection Engine Fueled with Dimethyl Carbonate–Diesel Blend“. In: *Journal of Energy Engineering* 142.1 (März 2016). Hrsg. von Tseng, Chung-Li. 04014059. issn: 1943-7897. doi: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000259.

Mei, Deqing; Yue, Shan; Zhao, Xiaodong; Hielscher, Klaus; Baar, Roland: „Combustion features under different center of heat release of a diesel engine using dimethyl carbonate/diesel blend“. In: *International Journal of Green Energy* 13.11 (2016). Hrsg. von Li, Xianguo, S. 1120–1128. issn: 1543-5083. doi: 10.1080/15435075.2016.1188104.

Schäfer, Christoph; Sandor, Ivo; Klaus, Michael; Baar, Roland: „Influence on the hot gas test bench piping system on the surge line of an automotive turbocharger compressor“. In: *The 12th International Conference on Turbochargers and Turbocharging – 17–18 May 2016 – The Kia Oval/Surrey County Cricket Club, London*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2016, S. 79–92. isbn: 978-0-9572374-7-6.

Taindjis, Damien; Dober, Gavin; Guerrassi, Noureddine; Balland, John; Baumann, Wolf; Baar, Roland: „Transient emissions control for Diesel Engines: a calibration workflow for Model Based software and upcoming regulation tests“. In: *International Congress: SIA Powertrain – Rouen 2016 – 1 & 2 June 2016*. R-2016-01-12. Société des Ingénieurs de l'Automobile, 2016. url: https://www.sia.fr/publications/453-transient-emissions-control-for-diesel-engines-calibration-workflow-for-model-based-software-and-upcoming-regulation-tests (besucht am 01. 04. 2020).

Garrido Gonzalez, Nuria; Baar, Roland; Drueckhammer, Jens; Kaeppner, Christoph: „The Thermodynamics of Exhaust Gas Condensation“. In: *SAE International Journal of Engines* 10.4 (Juni 2017). 2017-01-9281, S. 1411–1421. issn: 1946-3944. doi: 10.4271/2017-01-9281.

Gong, Chao; Baar, Roland: „Comparison and Application of Dynamic Mesh Techniques in Nozzle-Flow Simulation“. In: *SAE Technical Paper* (2017). 2017-01-0849. issn: 2688-3627. doi: 10.4271/2017-01-0849.

Gong, Chao; Baar, Roland: „Study of the Influence of Low Needle Lift Process on the Internal Flow and Spray Characteristics in Diesel Injection Nozzle“. In: *17. Stuttgarter Internationales Symposium – Automobil- und Motorentechnik – 14. und 15. März 2017*. Hrsg. von Michael Bargende Hans-Christian Reuss, Jochen Wiedemann. Wiesbaden: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart – FKFS/Springer Vieweg, 2017, S. 151–173. isbn: 978-3-658-16988-6. doi: 10.1007/978-3-658-16988-6_77.

Hielscher, Klaus; Brauer, Maximilian; Baar, Roland: „Reduction of Soot Emissions in Diesel Engines – Increased Air Utilisation by New Spray Hole Configurations“. In: *MTZ worldwide* 78.6 (Juni 2017), S. 66–70. issn: 2192-9114. doi: 10.1007/s38313-017-0072-3.

Hielscher, Klaus; Brauer, Maximilian; Baar, Roland: „Reduktion der Rußemissionen im Dieselmotor – Verbesserte Lufterfassung mittels neuartiger Düsenlochkonfigurationen“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 78.6 (Juni 2017), S. 76–81. issn: 2192-8843. doi: 10.1007/s35146-017-0060-9.

Jander, Bojan; Baar, Roland: „Modeling Thermal Engine Behavior Using Artificial Neural Network“. In: *SAE Technical Paper* (2017). 2017-01-0534. issn: 2688-3627. doi: 10.4271/2017-01-0534.

Mei, Deqing; Yue, Shan; Zhao, Xiaodong; Hielscher, Klaus; Baar, Roland: „Effects of center of heat release on combustion and emissions in a PCCI diesel engine fuelled by DMC-diesel blend“. In: *Applied Thermal Engineering* 114 (März 2017). Hrsg. von Markides, Christos N., S. 969–976. issn: 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.064.

Özdemir, Sinan; Baar, Roland; Schmalzl, Hans-Peter: „A new approach for the CHT-simulation of heat transfer in radial turbine stages“. In: *17. Stuttgarter Internationales Symposium – Automobil- und Motorentechnik – 14. und 15. März 2017*. Hrsg. von Bargende, Michael; Reuss, Hans-Christian; Wiedemann, Jochen. Wiesbaden: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart – FKFS / Springer Vieweg, 2017, S. 1477–1491. isbn: 978-3-658-16988-6. doi: 10.1007/978-3-658-16988-6_112.

Savic, Bojan; Gao, Xunan; Baar, Roland: „Turbocharger Heat Transfer Determination with a Power Based Phenomenological Approach and a CHT Validation“. In: *17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery – December 16–21, 2017 (ISROMAC17)*. Maoui, 2017. url: http://isromac-isimet.univ-lille1.fr/index.php?rubrique=abstract17_&num=6 (besucht am 01. 04. 2020).

Savic, Bojan; Zimmermann, Rainer; Jander, Bojan; Baar, Roland: „New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger directly from hot gas test data“. In: *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics – 3–7 April 2017 – Stockholm Sweden (ETC 2017)*. Hrsg. von Martelli, Francesco; Manna, Marcello. 2017-258. Euroturbo – European turbomachinery society, KTH Royal Institute of Technology, 2017. doi: 10.29008/ETC2017-258.

Zhang, Fangming; Baar, Roland: „Geometric Optimization of Turbocharger Compressor and its Influence on Engine Performance“. In: *MATEC Web of Conferences* 108 (2017). Hrsg. von Abdul Amir, Haider F.; Khiew, Poi Sim. 08012. issn: 2261-236X. doi: 10.1051/matecconf/201710808012.

Zimmermann, Rainer; Savic, Bojan; Biet, Clemens; Baar, Roland: „Erweiterte Turboladermodellbildung mittels Heißgasprüfstandsmessdaten, eine Retrospektive und Ausblick eines innovativen Ansatzes“. In: *22. Aufladetechnische Konferenz 2017 – 28./29. September in Dresden*. Hrsg. von Zellbeck, Hans. Dresden: Technische Universität Dresden – Lehrstuhl Verbrennungsmotoren, 2017, S. 211–229.

Baar, Roland: „Aufladesysteme“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 799–807. isbn: 978-3-658-19212-9. doi: 10.1007/978-3-658-19212-9_30.

Baar, Roland: „Aufladeverfahren“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 767–797. isbn: 978-3-658-19212-9. doi: 10.1007/978-3-658-19212-9_29.

Baar, Roland: „Simulation der Aufladung“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 1243–1258. isbn: 978-3-658-19212-9. doi: 10.1007/978-3-658-19212-9_49.

Baar, Roland; Savic, Bojan; Zimmermann, Rainer: „Ein neues Verfahren zur Bedatung von aerodynamischen, thermischen und mechanischen Turboladermodellen“. In: *Der Verbrennungsmotor – ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft – Beiträge zu Methoden, Verfahren und technischen Lösungen – Festschrift für Professor Hans Zellbeck*. Hrsg. von Ross, Tilo; Heine, Antje. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 37–59. isbn: 978-3-658-19291-4. doi: 10.1007/978-3-658-19291-4_5.

Bagheri, Mehdi; Baar, Roland: „Simultaneous Application of Exhaust Gas Recirculation and Non-Constant Injection Rates to Reduce NOx and Soot Emissions in Diesel Engines“. In: *Emission Control Science and Technology* 4.1 (März 2018). Hrsg. von Masoudi, Mansour; Konstandopoulos, Athanasios, S. 4–14. issn: 2199-3637. doi: 10.1007/s40825-017-0080-4.

Gao, Xunan; Savic, Bojan; Baar, Roland: „CHT-Simulation on a turbocharger turbine with resolution of the ambient convective heat flow“. In: *The 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging – 16–17 May 2018 – Twickenham Stadium, London*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2018, S. 389–404. isbn: 978-0-9956263-3-1.

Gern, Maike; Kauf, Malte; Baar, Roland: „Experimental investigation of water injection and strategies for gasoline engines“. In: *Fuel systems engines conference 2018. 4–5 December 2018 – ETC Venues, St Paul's, London*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2018, S. 105–115. isbn: 978-0-9956263-4-8.

Jander, Bojan; Baar, Roland: „High-level phlegmatization of an ICE for the use in a series hybrid powertrain“. In: *18. Stuttgarter Internationales Symposium – Automobil- und Motorentechnik – 13. und 14. März 2018*. Hrsg. von Bargende, Michael; Reuss, Hans-Christian; Wiedemann, Jochen. Wiesbaden: Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart – FKFS/Springer Vieweg, 2018, S. 41–57. isbn: 978-3-658-21194-3. doi: 10.1007/978-3-658-21194-3_7.

Keich, Sebastian; Frese, Florian; Hagelstein, Dirk; Baar, Roland: „Optimization of a variable turbine geometry for turbocharging a hybrid optimized gasoline engine“. In: *The 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging – 16–17 May 2018 – Twickenham Stadium, London*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2018, S. 331–341. isbn: 978-0-9956263-3-1.

Vasconi, Constantin; Baar, Roland: „Numerical and experimental investigations of new nozzle concepts for diesel injectors“. In: *Automotive and Engine Technology – The International Journal of WKM* 3.1-2 (Aug. 2018), S. 29–44. issn: 2365-5135. doi: 10.1007/s41104-018-0025-0.

Werner, Moritz; Baar, Roland; Haluska, Peter; Sandor, Ivo: „Bidirectional flow measurement based on the differential pressure method for surge analysis on a small centrifugal compressor“. In: *Journal of mechanical engineering science* 232.24 (Dez. 2018), S. 4450–4460. issn: 2041-2983. doi: 10.1177/0954406216667406.

Zhang, Fangming; Baar, Roland: „3D-CFD-Study of Aerodynamic Losses in Compressor Impellers“. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 11.3 (2018). 02-11-03-0015, S. 191–200. issn: 1946-3928. doi: 10.4271/02-11-03-0015.

Zimmermann, Rainer; Baar, Roland; Biet, Clemens: „Determination of the isentropic turbine efficiency due to adiabatic measurements and the validation of the conditions via a new criterion“. In: *Journal of mechanical engineering science* 232.24 (Dez. 2018), S. 4485–4494. issn: 2041-2983. doi: 10.1177/0954406216670683.

Baar, Roland: „Aufladesysteme“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Günter Merker, Rüdiger Teichmann. 9. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, S. 801–809. isbn: 978-3-658-23557-4. doi: 10.1007/978-3-658-23557-4_30.

Baar, Roland: „Aufladeverfahren“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 9. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, S. 769–799. isbn: 978-3-658-23557-4. doi: 10.1007/978-3-658-23557-4_29.

Baar, Roland: „Simulation der Aufladung“. In: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, Günter; Teichmann, Rüdiger. 9. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, S. 1245–1260. isbn: 978-3-658-23557-4. doi: 10.1007/978-3-658-23557-4_49.

Gao, Xunan; Savic, Bojan; Baar, Roland: „A numerical procedure to model heat transfer in radial turbines for automotive engines“. In: *Applied Thermal Engineering* 153 (Mai 2019). Hrsg. von Markides, Christos N., S. 678–691. issn: 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.014.

Pausch, Thomas; Vent, Guido; Freisinger, Normann; Weymann, Hardy; Baar, Roland: „Experimental investigations on ICE direct start for hybrid powertrains“. In: *19. Internationales Stuttgarter Symposium – Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Bargende, Michael; Reuss, Hans-Christian; Wagner, Andreas; Wiedemann, Jochen. Springer Vieweg, 2019, S. 923–937. isbn: 978-3-658-25939-6. doi: 10.1007/978-3-658-25939-6_73.

Savic, Bojan; Gao, Xunan; Baar, Roland: „Turbocharger Heat Transfer Determination With a Power-Based Phenomenological Approach and a Conjugate Heat Transfer Validation“. In: *Journal of Turbomachinery* 141.2 (Feb. 2019). TURBO-18-1037. issn: 0889-504X. doi: 10.1115/1.4041806.

Vasconi, Constantin; Baar, Roland: „Flow Simulation with Needle Movement of Diesel Nozzles With Alternating Diameter“. In: *ASME 2018 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference – November 4–7, 2018 – San Diego, California, USA*. Hrsg. von Ragaller, Paul A.; Sappok, Alexander; Qiao, Jie; Liu, Xiaojin; Aguilar, Jonathan. ICEF2018-9506, V002T06A001. The American Society of Mechanical Engineers, 2019. isbn: 978-0-7918-5199-9. doi: 10.1115/ICEF2018-9506.

Nachrufe

Roland Baar hat das Fachgebiet „Fahrzeugantriebe“ an der TU Berlin neu strukturiert und ausgerichtet. Dabei kamen ihm seine Erfahrungen aus seiner exzellenten ingenieurwissenschaftlichen Laufbahn und seiner erfolgreichen Industrietätigkeit zugute. Sein Fokus lag dabei auf dem Fahrzeugantrieb als Gesamtsystem. Er baute die Simulation und ihre Validierung mit optischen Messverfahren weiter aus. Dies führte zu neuen Erkenntnissen, die die schnelle und effiziente Optimierung von Fahrzeugantrieben erlaubten. Roland Baars zahlreiche deutsche und internationale Veröffentlichungen und die vielfältigen von ihm betreuten Promotionen untermauerten den systemischen Ansatz. Konsequenterweise initiierte Roland Baar dann auch, dass die Forschung durch die Gründung des neuen Fachgebiets „Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge“ erweitert wurde.

Die signifikante Senkung der CO_2-Emissionen steht heute im Mittelpunkt der öffentlichen Diskussion um den Fahrzeugantrieb. Auch andere Emissionen, z. B. NO_x, Feinstaub und lokale Emissionen sind zu berücksichtigen. Es ist also erforderlich, ein breites Portfolio von Antriebsarten für den jeweiligen Anwendungsfall zu betrachten und dabei auch die Verfügbarkeit der Energieträger, Infrastruktur, Reichweite und Ladezeiten einzubeziehen. Roland Baar hat folgerichtig erneuerbare Energiequellen, die Elektrifizierung des Antriebstrangs sowie synthetische Energieträger aus erneuerbarem Strom (E-Fuels), die einen geschlossenen Kohlenstoffkreislauf erlauben, in den Blick seiner Forschung und Lehre genommen. Einen Ausdruck fand dieser breite Ansatz darin, dass er 2017 den Namen seines Fachgebiets von „Verbrennungskraftmaschinen“ in „Fahrzeugantriebe“ änderte.

Die ganzheitliche und ehrliche Betrachtung, ohne einzelne Themen aus dem Zusammenhang zu nehmen, waren Roland Baar ein spezielles Anliegen. Dieses Credo des kompetenten und verantwortungsvollen Ingenieurs zeichnete ihn im Besonderen aus. Gradlinigkeit, Konsequenz und Entschlossenheit prägten seinen Arbeitsstil. Die Offenheit für neue Ideen förderten dabei die stete Weiterentwicklung.

Roland Baars ruhige, engagierte, besonnene Art und die Kollegialität in der Zusammenarbeit zeichneten ihn als Kollegen und Gesprächspartner aus. Für sein breitgefächertes Engagement sowohl im privaten als auch im beruflichen Bereich war seine Familie für ihn stets ein sicherer Ankerpunkt.

Sein Tod ist nicht nur für seine Familie und Freunde ein großer Verlust, sondern auch für die Wissenschaft, das Fachgebiet und die Mitarbeiter*innen. Sein Engagement ist unsere Motivation, seinen vorgezeigten Weg erfolgreich fortzusetzen.

Bernd Wiedemann

Roland Baar hatte das Fachgebiet „Verbrennungskraftmaschinen“ am Institut für Land- und Seeverkehr der TU Berlin im November 2011 übernommen. Die ersten Jahre hat er sich, wie üblich, auf den Aufbau seines Fachgebietes konzentriert. Dies gelang ihm in weit überdurchschnittlicher Weise, z. B. im Hinblick auf Studierendenzahlen, Drittmittel oder betreute Promotionsprojekte. Er hat sich dann zunehmend auch auf Institutsebene engagiert, z. B. im Institutsrat oder als Vorsitzender von Berufungskommissionen. Es war immer eine Freude, mit ihm zusammenzuarbeiten – er war freundlich, geduldig, konstruktiv, kenntnisreich und zugewandt, aber auch bestimmt, ruhig und sicher in seinen Einschätzungen.

Roland Baar war ungefähr mein Jahrgang. Ich hatte mich darauf gefreut, mit ihm gemeinsam unseren Weg am Institut für Land- und Seeverkehr für weitere knapp 15 Jahre gehen und gestalten zu können.

Sein plötzlicher und unerwarteter Unfalltod hat all dies beendet. Es ist sehr traurig und ein großer Verlust für mich und für uns am Institut.

Prof. Dr. rer. nat. Kai Nagel

Aufgrund seiner herausragenden Erfolge als Sportler ist die wissenschaftliche Leistung von Roland Baar weniger bekannt, aber nicht weniger bedeutend. Allein schon das Maschinenbaustudium während einer sportlichen Laufbahn auf höchstem Niveau erfolgreich abzuschließen, verdient Anerkennung. Aber er schaffte es, auch in dem für Promotionen in den Ingenieurwissenschaften üblichen Alter seinen Doktorgrad zu erreichen. Danach begann seine Industrielaufbahn, aber ohne den Kontakt zur Universität aufzugeben. So brachte er sein Wissen aus der industriellen Forschung wieder in die Lehre an seiner Alma Mater, der Leibnitz Universität Hannover, ein. Folgerichtig bekam er 2009 eine Honorarprofessur verliehen.

Viele Kollegen der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik e. V. (WKM) erinnern sich an die immer sehr kollegiale und angenehme Zusammenarbeit schon während der Industriezeit und waren froh, dass mit dem Ruf an die Technische Universität Berlin auf den Lehrstuhl des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen 2011 mit Roland Baar eine äußerst kompetente Besetzung gelang. Insbesondere war die Expertise auf dem Sektor der Abgasturboaufladung in der Wissenschaft führend. Seine Startbedingungen am Lehrstuhl waren aber alles andere als ideal, da der Lehrstuhl seit etwa drei Jahren verwaist war. Trotzdem gelang es eindrucksvoll schnell, die Infrastruktur zu modernisieren und zu erweitern. So wurden die Prüfeinrichtungen seines Fachgebiets um moderne optische Messtechnik ausgebaut. Dadurch erlangte das Fachgebiet schon bald eine anerkannte Reputation im Bereich der Forschung zu Brennverfahren und Aufladekomponenten. Das lag auch an der hohen Zahl an Promovierenden im Institut wie auch in der Industrie, die er für sich gewinnen konnte. Besonders geschätzt haben aber alle Kollegen der WKM seine schon vom Sport her bekannte Offenheit und die stets angenehme Zusammenarbeit, wie beispielsweise in der Studie zur Nachrüstung von SCR-Abgassystemen. Daher trifft der Verlust nicht nur seine Familie und Freunde, nicht nur das Fachgebiet und die dort arbeitenden Menschen, sondern auch die wissenschaftliche Gemeinschaft, also auch uns. Wir vermissen Roland Baar in unserer Gemeinschaft sehr.

Im Namen aller Mitglieder der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik e. V. (WKM) der Vorstand

Prof. H. Winner Prof. T. Koch Prof. H. Rottengruber Prof. F. Gauterin

Vorworte

Persönliches Vorwort der Herausgeber*innen

An jenem Montagmorgen hatten wir uns alle versammelt, um an einer wissenschaftlichen Aussprache teilzunehmen, dem Höhepunkt eines jeden Promotionsverfahrens, und um im Anschluss zu feiern. In diesem Rahmen erreichte uns die traurige Nachricht gemeinsam. Anstelle eines Tags der Freude erlebten wir Bestürzung, Ohnmacht und Fassungslosigkeit. Denn einer kam an diesem Morgen nicht.

In den Abendstunden des Samstags zuvor, am 23. Juni 2018, starb unser Vorgesetzter, Kollege und Mentor Roland Baar bei einem tragischen Autounfall. Mit ihm verloren wir nicht nur einen versierten, in die Zukunft blickenden Fachgebietsleiter und einen Experten seines Forschungsfeldes und darüber hinaus. Wir verloren insbesondere einen Vorgesetzten, der uns unterstützte und motivierte, der mit uns durch die Projekte steuerte, einen kühlen Kopf, der uns Rat mit auf den Weg gab, aber auch Raum ließ und uns in schwierigen Lagen den Rücken frei hielt. Roland Baar hinterlässt nicht nur eine immense fachliche, sondern auch eine ganz besonders große persönliche Lücke am Fachgebiet Fahrzeugantriebe.

Das Unglück fiel in den zeitlichen Höhepunkt des Dieselskandals, und die Schlagzeilen deutscher Zeitungen waren von dem Thema beherrscht. Roland Baar hat an dieser Debatte leidenschaftlich teilgenommen, sich selbst als Experte in das Spannungsfeld Fahrzeugantriebe gestellt und es mitgestaltet. Am Mobilitätswandel wollte er sich selbst beteiligen und mitdenken, dabei war es ihm jedoch wichtig, stets einen pragmatischen Blick auf die Welt, die Menschen und die Technologien zu wahren.

In diesem Sinne hat er das damalige Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, dessen Forschung sich ursprünglich ganz auf konventionelle Antriebskonzepte fokussierte, in den Jahren zuvor übernommen. Er hat es umstrukturiert, erweitert und neue Impulse gesetzt. Hierbei war es ihm ein Anliegen, vom Stand der Technik aus weiterzudenken, gleichzeitig aber auch das Fachgebiet und die Forschung für künftige Technologien und Ideen zu öffnen. Ein wichtiger Schritt hierbei war die Umbenennung seiner Forschungsstätte in „Fachgebiet Fahrzeugantriebe“. Es darf angenommen werden, dass diese Öffnung und Umbenennung für den Erhalt und die Neubesetzung der Professur von entscheidender Bedeutung war.

An dieser Stelle gilt unser besonderer Dank Professor Bernd Wiedemann, der mit einer bewundernswerten Selbstverständlichkeit als kommissarischer Fachgebietsleiter einsprang und unsere Interessen mit persönlicher und professioneller Vehemenz vertrat, zu einer Zeit, in der er zu dieser Aufgabe in keiner Weise verpflichtet war. Dass die jahrelange Aufbauarbeit von Roland Baar heute am Fachgebiet fortgeführt werden kann, ist ihm zu einem erheblichen Teil zuzuschreiben und dafür danken wir ihm von Herzen.

Das Fachgebiet wird sich, genau wie die Technologien, die Gegenstand von Roland Baars Forschung waren, entlang ganz neuer Wege entwickeln. Roland Baar wird in dieser Historie einen festen Platz haben. Als Beitrag zu seinem Andenken haben wir uns dazu entschlossen, eine Gedenkschrift zusammenzustellen, die als Momentaufnahme seiner Forschungstätigkeit und der Menschen, die ihn in seinem Leben beruflich begleitet haben, dienen soll. Wir danken allen Autor*innen, die für diese Aufgabe Zeit gefunden haben und dieses Buch mit einer Bandbreite von Themen gefüllt haben, die der inhaltlichen Vielfalt von Roland Baars Verständnis für technologischen Fortschritt gerecht wird. Dieses Werk soll uns an Roland Baar erinnern und die Zeit, in der er noch viele weitere Impulse setzen wollte: Eine Zeit des Umbruchs der motorisierten Mobilität zu Beginn des 21. Jahrhunderts. Roland Baar hat sie aktiv mitgestaltet.

Berlin, November 2020

Alexander Salomon	Bojan Jander	Bojan Savic	Clemens Biet
Ferhat Inci	Hannes Winkler	Maike Gern	Malte Kauf
Moritz Werner	Oliver Nett	Philipp Brodbeck	Sören Krebs

Wissenschaftliches Vorwort

In Gedenken an Professor Dr.-Ing. Roland Baar und in Würdigung seiner Arbeit im **Spannungsfeld Fahrzeugantriebe** entstand dieses wissenschaftliche Sammelwerk. Gemeinsam mit seinen beruflichen und akademischen Weggefährt*innen tragen wir dazu bei, dass seine Forschung fortgeführt wird.

Dieses Themengebiet steht auf Grund der aktuellen Fragestellungen hinsichtlich Klimaschonung, Luftreinhaltung und Nachhaltigkeit im Fokus der **gesellschaftlichen Debatte**. Schulz befasst sich in einem Beitrag, der aus interdisziplinärer Zusammenarbeit zwischen Roland Baar und dem Autor entstanden ist, mit den Risiken und Vieldeutigkeiten der Kommunikation über ein so komplexes und umstrittenes Thema wie Verkehr und Fahrzeugantriebe.

Der Schwerpunkt der Forschung an Fahrzeugantrieben liegt derzeit auf der Reduzierung der Treibhausgase bis zur vollständigen **CO_2-Neutralität** des Verkehrs. Dies erfordert die Kombination einer Vielzahl methodischer Strategien und technischer Konzepte im Verkehrssektor. So werden in den ersten Beiträgen Szenarien und Prognosen vorgestellt, die einen Überblick über den Verkehrssektor und die **Möglichkeiten**, **Randbedingungen** und **Herausforderungen** vielversprechender Antriebstechnologien und Forschungsfelder geben. Kernthemen sind dabei die **Defossilisierung** des Verkehrs, die **Wirkungsgradsteigerung** verbrennungsmotorischer Antriebe und die **Elektrifizierung des Antriebsstrangs**.

In einem umfassenden Beitrag stellt von Essen drei konkrete Antriebstechnologien als Lösungspfade zur Realisierung eines CO_2-freien Pkw-Antriebs vor. Unter der Voraussetzung, dass die Energiequelle vollständig erneuerbar ist, werden der batterieelektrische Antrieb, die Brennstoffzelle und der Verbrennungsmotor mit alternativen Kraftstoffen als Pkw-Antriebstechnologie mit größtem CO_2-Reduktionspotential verglichen. Aufgrund zahlreicher Herausforderungen wird keiner dieser Pfade kurzfristig die alleinige Lösung darstellen, sodass die weiterführende Forschung an allen drei Technologien und etwaigen Mischformen erforderlich ist. Ebenfalls unter der Prämisse einer CO_2-neutralen Stromerzeugung werden von Nagel, Ewert, Bischoff, Maciejewski und Grahle Szenarien zur Dekarbonisierung verschiedener Segmente des urbanen Straßenverkehrs vorgestellt. Darin werden anhand von Simulationen z. B. die innerstädtische Hausmüllentsorgung oder der Taxiverkehr vollständig elektrifiziert und die auftretenden Kosten und technischen Probleme bewertet.

Virtuelle Prototypen werden genutzt, um in einer frühen Entwicklungsphase Aussagen über das Systemverhalten treffen zu können. Die beiden folgenden Beiträge zeigen Einsatzmöglichkeiten dieser Methode. So sind in der von Krebs, Stoffels, Weber, Biet, Kao, Mehring und Hofmann vorgestellten Simulationsumgebung sowohl die Interaktionen zwischen verschiedenen Verkehrsteilnehmer*innen und der Verkehrsfluss abbildbar, als auch der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges vorhersagbar. Die hohen Anforderungen an Pkw (wie Sicherheit, Wirkungsgrad, Kommunikation) insbesondere im Hinblick auf die Hybridisierung steigern die Komplexität der Pkw-Antriebe. Modellbasierte Entwicklungsmethoden und die frühzeitige Erstellung leistungsfähiger virtueller Prototypen, wie Adelberg und Bunar sie vorstellen, können die Effizienz bei der Konzeption und Optimierung von komplexen Pkw-Antrieben steigern.

Der zunehmende Trend zu **alternativen Antriebsformen** wird in verschiedenen Beiträgen durch numerische Untersuchungen sowie eine ausführliche literaturbasierte Analyse behandelt. Die numerische Modellierung alternativer Antriebe wird von Jander durch ein detailliertes Antriebsstrangmodell eines Parallel-Hybrids präsentiert, welches die Analyse des Elektrifizierungsgrads und dessen Einfluss auf den CO_2-Ausstoß des Fahrzeugs zulässt. Durch die Nutzung eines Simulationsmodells eines parallelen Hybridfahrzeugs durch Wei, Shen und Gühmann wird eine neuartige Regelungsstrategie für einen hinsichtlich Komfort optimierten Wiederstart des Verbrennungsmotors bei gleichzeitigem Gangwechsel entwickelt. Die Bewertung verschiedener Antriebskonzepte wird von Fay und Göhlich thematisiert. Sie erläutern einen methodischen Ansatz zur vollständigen Elektrifizierung von Stadtbussen, der unterschiedliche Systemkonzepte und Batterietechnologien berücksichtigt. Marscheider, Neupert, Meiling und Kowal stellen das Themengebiet der elektrischen Speichertechnologien in Form aktueller und zukünftiger Batterietechnologien und die Herausforderungen bei der Fahrzeugnutzung vor. El Nakschabandi liefert einen Beitrag zur Grundlagenforschung auf dem Gebiet der Brennstoffzelle, der sich der Auslegung und Optimierung einer Axialturbine widmet und dadurch die Basis für weitere Forschungsthemen wie der Abgasenergienutzung schafft.

Ein Schwerpunkt des Buches ist die **Wirkungsgradsteigerung** und **Emissionssenkung** von Verbrennungsmotoren durch die **Optimierung des Brennverfahrens**. So wird von Pauls und Eilts die Gemischbildung eines direkteinspritzenden **Ottomotors** mit möglichst geringem Bohrungsdurchmesser analysiert. Der Beitrag diskutiert die Herausforderung, die Wandbenetzung durch Direkteinspritzung bei geringen Bohrungsdurchmessern zu vermeiden, und stellt die Ergebnisse verschiedener Einspritzkonzepte mittels optischer Untersuchungen vor. In Kadunics Beitrag werden Ansätze zur Leistungssteigerung aufgeladener Ottomotoren an-

hand von Untersuchungen der Ladeluftkühlung und deren Einfluss auf das Brennverfahren eines aufgeladenen Ottomotors vorgestellt. Zwei Beiträge behandeln die Wassereinspritzung bei Ottomotoren. So betrachten Gern, Senyüz, Ruhland und Weber die Definition eines experimentell ermittelten Wasserwirkungsgrades mit dem Ziel, verschiedene Einspritzkonzepte auf ihre Wirkung bezüglich CO_2-Minimierung und Schadstoffreduzierung bewerten zu können. Sazonov, Kniep, Niemann und Rottengruber erörtern die Besonderheiten bei der Einspritzung von Makroemulsionen mithilfe einer 3D-CFD-Simulation insbesondere im Hinblick auf den Ausstoß von Schadstoffemissionen. Zur weiteren Steigerung des Wirkungsgrads von Verbrennungsmotoren sind besonders innovative Technologiebausteine im Bereich des Pkw-Antriebs erforderlich. Ein Beispiel dafür ist der Beitrag von Sens über die Vorkammerzündung für Ottomotoren, die in passiver Ausführung durch die deutlich verkürzte Brenndauer und die damit reduzierte Klopfneigung eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ermöglicht und in aktiver Ausführung den Weg zum homogen-mageren Ottomotor-Betrieb ebnet. Wöbke, Auger, Riess und Sens beschäftigen sich mit einem 3D-CFD-Verbrennungsmodell zur Vorkammer-Zündkerze. Die Modellierung der Zündung und Flammenausbreitung wurde mithilfe von Versuchen in einer Hochdruckbrennkammer validiert.

Der Einsatz von **dieselmotorischen Fahrzeugantrieben** insbesondere im Hinblick auf die **Minimierung des Schadstoffausstoßes im Realbetrieb** sowie neuartige **Gemischbildungsverfahren** und deren Einfluss auf das Brennverfahren wird durch eine Mehrzahl von Beiträgen behandelt. Anhand eines Dieselmotorantriebsstrangs geben Tschöke, Bunar und Moser einen detaillierten Überblick über die Grundlagen der RDE-Gesetzgebung und stellen technologische Lösungsansätze aus den Bereichen der Aufladung, Brennraumgeometrie und Abgasnachbehandlung zur Erfüllung der Anforderungen vor. In weiteren Beiträgen finden **innovative Einspritzkonzepte** für Dieselmotoren sowie der Einsatz alternativer, **regenerativer Kraftstoffe** für Verbrennungsmotoren Beachtung. So behandeln zwei Beiträge zur Optimierung der Gemischbildung von Dieselmotoren die Untersuchung neuartiger Düsenlochkonfigurationen. Vasconi und Fink behandeln eine durch Einspritzversuche gestützte Strömungssimulation dieser Konfigurationen und können so eine begünstigte Ladungsbewegung und vorteilhaftere Verteilung des Kraftstoffes im unteren Lastbereich nachweisen. Hielscher, Brauer, Tschiggfrei und Buschmann untersuchen mithilfe experimenteller Untersuchungen am Motorprüfstand und dem Einsatz optischer Messtechnik den Einfluss der Düsenlochkonfigurationen auf die Entstehung und Oxidation von Ruß. Es gelingt ihnen, einen Zusammenhang zwischen den verschiedenen Düsenlayouts, deren Strömungsgeschwindigkeiten, der Lufterfassung und Rückströmung sowie den resultierenden Verbrennungstemperaturen herzustellen. Salomon erläutert das Konzept eines optisch zugänglichen Einzylinder-Forschungsmotors

auf Basis eines aktuellen Dieselserienmotors sowie die technische Umsetzung dieses Konzepts. Im Beitrag von Nett, Pasternak, Yang, Mauss, Bargende, Franken, Grill und Diezemann wird eine experimentell validierte Simulationskette vorgestellt, mit der sich der Einfluss eines vollvariablen Ventiltriebs auf das dieselmotorische Brennverfahren und die Emissionsbildung vorhersagen lässt. Dies ermöglicht die simulative Optimierung der Ventiltriebstrategie hinsichtlich Wirkungsgrad und Abgasemissionen. Mit Hilfe eines phänomenologischen Mehrzonen-Dieselverbrennungsmodells untersuchen Bagheri und Biet den Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung am Beispiel von Diesel-Ethanol-Mischungen und einer Abgasrückführung (AGR) auf die Emissionseigenschaften des Motors. Dabei zeigen sie, dass neben der Anwendung von AGR auch die Zugabe von Ethanol die Spitzentemperaturen im Zylinder senkt, was zu niedrigeren Stickoxidemissionen führt. Auch die Entwicklung innovativer, prädiktiver Online-Regelstrategien, welche bereits während der Fahrt CO_2- und NO_x-Emissionen bewerten können, trägt nach Ludwig, Dadrich und Biet zur Emissionssenkung bei. Gasmotoren werden in dieser Gedenkschrift ebenfalls behandelt. So analysieren Notheis, Ritter, Wagner, Velji und Koch mithilfe experimenteller Untersuchungen an einem Magergasmotor die innermotorische NO_2-Bildung, die signifikanten Einfluss auf die Abgasnachbehandlung hat. Im Speziellen werden die Wechselwirkungen auf die HCHO- und NO-Emissionen bei verschiedenen Randbedingungen näher beschrieben. Die wissenschaftlichen Beiträge beschränken sich auch nicht auf die Forschung rund um den Straßenverkehr. Meyer diskutiert unter anderem den Einsatz alternativer Kraftstoffe sowie von Abgasreinigungssystemen für dieselmotorische Antriebe in der Schifffahrt mit dem Ziel der Reduzierung der Schadstoffbelastung.

Das Abgas eines Verbrennungsmotors enthält Energie, die zu großen Teilen ungenutzt bleibt. Systeme der **Abgasenergierückgewinnung** tragen zu höheren Wirkungsgraden des Verbrennungsmotors und somit zu niedrigeren CO_2-Emissionen bei. Eine Vielzahl von Beiträgen widmet sich daher der Abgasenergienutzung mittels verschiedener Technologien. Friedrich, Arnold und Dingel zeigen, dass das Potential zur Nutzung der Abgasenergie durch einen zusätzlichen Rankine-Prozess verbessert und so CO_2-Emissionen reduziert werden können. Die **Aufladung von Verbrennungsmotoren** war das Kernthema der Arbeit von Roland Baar. Sie ist die wohl verbreitetste und bekannteste Form zur Nutzung der Abgasenergie. Frese, Hagelstein, Appelt, Sievert, Patzelt und Keich geben einen Überblick über die Meilensteine der Abgasturboaufladung bei Volkswagen, beginnend mit einfach aufgebauten Wastegate-geregelten Abgasturboladern in kleinen Dieselmotoren über den Einsatz von Wastegate-Abgasturboladern für direkteinspritzende Ottomotoren bis hin zu Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie sowohl für Diesel- als auch zuletzt für Ottomotoren. Ferner

finden sich mehrere Beiträge, die Ansätze zur Vergleichbarkeit von stationären Kennfeldvermessungen beleuchten und pulsierende Randbedingungen analog eines Motorbetriebs in der Abgasturboladerforschung mit einbeziehen. Untersuchungen auf dem Heißgasprüfstand werden von Mai für eine Sensitivitätsanalyse bezüglich des Messaufbaus und der Messmethodik genutzt. Diese Ergebnisse werden verwendet, um den Matching-Prozess von Turbolader und Verbrennungsmotor zu verbessern. Nachtigal, Mai, Rätz, Seume und Willers beschreiben in ihrem Beitrag das Konzept eines Pulsationsgenerators sowie dessen Regelung zur Modulation des zeitlichen Verlaufs und der Frequenz der Pulsationen. Darüber hinaus nutzt Werner eine dem Verdichter nachgeschaltete Pulsationseinheit, um motorähnliche Bedingungen am Heißgasprüfstand herbeizuführen. Auf dieser Basis führt er detaillierte Analysen zum Verdichterpumpen durch. Mehrere Beiträge behandeln Wärmeströme am Abgasturbolader sowie eine Möglichkeit einer verbesserten Modellierung des Aufladeaggregats für die numerische Simulation. Gao erstellt ein 1D-Simulationsmodell eines Turboladers, das mit einem 3D-FEM Modell gekoppelt ist und zur Modellierung der Wärmeströme dient, deren Validierungsgrundlage Messungen am Heißgasprüfstand sind. Zur separaten Abbildung von Aerodynamik, Thermik und Reibung am Turbolader erarbeitet Savic eine Methode zur Bedatung eines thermischen Netzwerkmodells mithilfe des leistungsbasierten Korrekturansatzes. Zur Parametrisierung und Validierung zieht er Prüfstandsdaten heran. Liu, Hopf und Burke analysieren und optimieren ebenfalls mit einem numerischen Ansatz die Einlasskanalgeometrie mittels 3D-CFD zur Optimierung der aerodynamischen Eigenschaften eines zweistufig aufgeladenen Motors. Zur Charakterisierung des Verhaltens einer hydrodynamischen Axiallagerung untersuchen Biet und Krebs in einer experimentellen Studie den Zusammenhang von Axialkraft und Axialspiel und stellen einen Versuchsaufbau zur gezielten Belastung des Rotors mit dynamischen Axialkräften vor. Die Wirkungsgradsteigerung der stark verlustbehafteten Regelung von Abgasturboladern per Wastegate ist das Thema von Steglich, Vogt und Weiss. Gegenstand des Beitrags sind Simulationen und experimentelle Versuche mit Ejektordüsen zur Nutzung des Strahlpumpeneffekts.

Das abschließende Themenfeld, das in dieser Gedenkschrift behandelt wird, ist das der **Abgasnachbehandlung**. So decken mehrere Beiträge den Bereich neuartiger Abgasnachbehandlungssysteme zur Reduzierung der Schadstoffemissionen sowie experimentelle Methoden zur deren Untersuchung ab. Im Rahmen einer Grundlagenstudie von Inci, Angerbauer, Grill und Bargende werden Untersuchungen am Motorprüfstand durchgeführt, bei denen die Abgasnachbehandlungssysteme vor der Abgasturbine positioniert sind. Das Ziel ist die Verringerung des Abgasgegendrucks und der thermischen Verluste. Bobrikina diskutiert den Umbau des Heißgasprüfstandes des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der Technischen

Universität Berlin für die Untersuchung von Abgasnachbehandlungssystemen beispielsweise hinsichtlich des Umsatzverhaltens oder der gezielten Alterung solcher Systeme. Massoud, Jander und Bunar weisen die Reproduzierbarkeit einer Druckverlustmessung in einem Abgasnachbehandlungssystem am Heißgasprüfstand nach. Diese Erkenntnisse können genutzt werden, um die dreidimensionale Modellierung des Systems abzusichern oder neuartige Systeme und Systemarchitekturen hinsichtlich ihres Druckverlustverhaltens zu bewerten.

Berlin, November 2020

Alexander Salomon	Bojan Jander	Bojan Savic	Clemens Biet
Ferhat Inci	Hannes Winkler	Maike Gern	Malte Kauf
Moritz Werner	Oliver Nett	Philipp Brodbeck	Sören Krebs

Inhaltsverzeichnis

Roland Baar v

Roland Baar – 1965–2018 vi

Verzeichnis der Publikationen von Roland Baar viii

Nachrufe xv

Nachruf vom Fachgebiet Fahrzeugantriebe xvi

Nachruf vom Institut für Land- und Seeverkehr xvii

Nachruf von der WKM xviii

Vorworte xix

Persönliches Vorwort der Herausgeber*innen xx

Wissenschaftliches Vorwort xxii

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe 1

Gegen die Verlockung der Eindeutigkeit – Innovation als Risiko, Entscheidung und Kommunikation 2
J. Schulz

Der Weg zum CO_2-freien Pkw-Antrieb – technische Optionen und deren Hindernisse 16
C. von Essen

(Diesel-)Motorenanlagen in der Seeschifffahrt – Technologien im Spannungsfeld von Leistungsbedarf, Effizienz und Umweltbelastung 31
F. Meyer

Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs 49
K. Nagel, R. Ewert, J. Bischoff, M. Maciejewski, A. Grahle

Alternative Antriebe 69

Einfluss des Elektrifizierungsgrades auf den CO_2-Ausstoß elektrohybrider Fahrzeugantriebe 70
B. Jander

Systemtechnologien für die Elektrifizierung von Stadtbussen 88
T.-A. Fay, D. Göhlich

Batterietechnologien für die Mobilität der Zukunft – Stand der Technik, Herausforderungen und Ausblick 112
J. Marscheider, S. Neupert, D. Meiling, J. Kowal

Variable Statorgeometrie und Teilbeaufschlagung zur Effizienzsteigerung einer Axialturbine im Teillastbereich eines Brennstoffzellenstacks . 131
M. S. El Nakschabandi

Development of a coordinated control strategy in an engine starting process for HEV 144
X. Wei, D. Shen, C. Gühmann

Virtual RDE-testing using a microscopic traffic simulation 158
S. Krebs, H. Stoffels, C. Weber, C. Biet, S. Kao, J. Mehring, C. Hofmann

Konventionelle Antriebssysteme 175

Technologietrends für den Pkw-Dieselmotor zur Erfüllung von RDE-Anforderungen 176
H. Tschöke, F. Bunar, E.-M. Moser

Entwicklung einer Regelstrategie zur kausalen Emissions- und Verbrauchsoptimierung eines Nutzfahrzeugantriebsstrangs 196
C. Ludwig, M. Dadrich, C. Biet

Virtuelle Prototypen in der Fahrzeugentwicklung 217
S. Adelberg, F. Bunar

Experimenteller Nachweis von CO_2-Reduktion durch WHR-Technologie 235
I. Friedrich, T. Arnold, O. Dingel

Simulations of combustion and emissions formation in a diesel engine with variable valve actuation 250
O. Nett, M. Pasternak, Q. Yang et al.

Selbstzündende Brennverfahren 275

Numerical investigation of the effect of ethanol addition to diesel fuel on emission characteristics of diesel engines 276
M. Bagheri, C. Biet

Effects of new nozzle hole configurations on air utilization and soot emissions of diesel engines 293
K. Hielscher, M. Brauer, W. Tschiggfrei, G. Buschmann

Einfluss innovativer Düsenlochkonzepte auf die Gemischbildung im Dieselmotor 313
C. Vasconi, A. Fink

Experimentelle Untersuchungen der innermotorischen NO_2-Bildung und deren Wechselwirkungen mit HCHO und NO bei Magergasmotoren . . . 331
D. Notheis, C. Ritter, U. Wagner, A. Velji, T. Koch

Aufbau und Inbetriebnahme eines Einzylinder-Optikmotors auf Basis eines 4-Zylinder-Seriendieselmotors 349
A. Salomon

Fremdgezündete Brennverfahren 369

Simulative study of gasoline-water emulsion direct injection to increase the efficiency of gasoline engines 370
V. Sazonov, D. Kniep, D. Niemann, H. Rottengruber

Optische Untersuchung der Gemischbildung eines direkteinspritzenden Ottomotors mit reduziertem Bohrungsdurchmesser 392
A. Pauls, P. Eilts

Einfluss der Wassereinspritzung auf Emissionen und Wirkungsgrad des Ottomotors 416
M. S. Gern, U. Senyüz, H. Ruhland, C. Weber

Numerical investigations of the early flame propagation of a pre-chamber ignition system in a high pressure combustion cell 437
M. Wöbke, K. Auger, M. Rieß, M. Sens

Die Vorkammerzündung als zentraler Baustein hocheffizienter Verbrennungsmotoren 459
M. Sens

Aufladung 477

Meilensteine der Aufladung bei Volkswagen 478
F. Frese, D. Hagelstein, M. Appelt, M. Sievert, B. Patzelt, S. Keich

Herausforderungen und Ansätze zur Optimierung der Turboladerkennfeldvermessung auf Heißgasprüfständen 518
H. Mai

Einfluss intermittierender druckseitiger Luftabnahme auf das Verdichterpumpen kleiner Radialverdichter 536
M. Werner

Experimentelle und simulative Analyse von Wärmeströmen am Turbolader mit dem leistungsbasierten Ansatz 555
B. Savic

Improving the modeling of turbocharger heat transfer using a 1D/3D-FEM simulation method 573
X. Gao

Potenzial der Ladelufttemperatur auf die Leistungsdichte des aufgeladenen Ottomotors 590
S. Kadunic

3D-CFD optimisation of a T-piece junction in an engine inlet air path . 609
Y. Liu, A. Hopf, R. Burke

Auslegung und Regelung eines Pulsationsgenerators für Turbolader-Heißgasprüfstände 628
P. Nachtigal, H. Mai, H. Rätz, J. Seume, O. Willers

Experimentelle Studie zu Axialkraft und Axialspiel am Abgasturbolader 644
C. Biet, S. Krebs

Turboladerturbine mit Ejektor-Regelung 661
T. Steglich, M. Vogt, M. Weiß

Abgasnachbehandlung 677

Grundlagenuntersuchungen zu Abgasnachbehandlungssystemen vor Abgasturbine 678
F. Inci, M. Angerbauer, M. Grill, M. Bargende

Reproduzierbare Druckverlustmessung eines Abgasnachbehandlungssystems am Heißgasprüfstand 694
E. Massoud, B. Jander, F. Bunar

Untersuchung eines Heißgasprüfstands zur Eignung der Vermessung von Abgasnachbehandlungssystemen hinsichtlich des Emissionskonvertierungsverhaltens 709
A. Bobrikina

Beteiligte Personen I

Die Herausgeber*innen II

Die Redakteurin V

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Gegen die Verlockung der Eindeutigkeit – Innovation als Risiko, Entscheidung und Kommunikation

Jürgen Schulz

Fast jeder hat zu Energie, ihrer Erzeugung und Verwertung eine Meinung. Das wird aktuell in der Art und Weise deutlich, wie die Diskussion über künftige Technologien geführt wird. Organisationen und Personen aber auch Staaten und Gemeinwesen werden in Frage gestellt, ihre Legitimation wird hinterfragt. Entscheidungsstress, forcierte Konflikte, Machtspiele, Straftaten, Skandale, Krisengewinne und -verluste bestimmen das Alltagswissen. Karrieren stehen unter Druck und permanenter öffentlicher Beobachtung. Die Bewertungsmaßstäbe verändern sich; glorreiche Vergangenheiten werden umgeschrieben und skandalisiert.
Der Aufsatz argumentiert gegen die Verlockung der Eindeutigkeit in diesem unübersichtlichen Terrain. Die Zukunft ist riskant und und trotzdem müssen Entscheidungen getroffen und kommuniziert werden.

Am Anfang war das Wort – Vorgeschichten

> „Ich bin mittlerweile davon überzeugt, dass wir Sinn und Zweck der Dieselsubventionen hinterfragen sollten. Wenn der Umstieg auf umweltschonende E-Autos gelingen soll, kann der Verbrennungsmotor Diesel nicht auf alle Zeiten weiter wie bisher subventioniert werden.“ Müller [1, S. 5]

Das unerwartete Eingeständnis des damaligen VW-Chefs Matthias Müller ist kurz vor Weihnachten 2017 eine Überraschung, für Kunden, Konkurrenten und die Politik. Müller plädiert darüber hinaus für die Nutzung von Straßenbahnen, wirbt für das Verkehrsmittel Bahn und kann sich auch eine Geschwindigkeitsbegrenzung vorstellen [1].
Die Kampfansage aus der Politik lässt nicht lange auf sich warten. FDP-Generalsekretärin Nicola Beer wittert Wählerpotenzial, schlägt sich auf die Seite der Dieselfahrer und beschimpft Müller als „Diesel-Judas“. Die Generalsekretärin argumentiert überstürzt eher braun als gelb. Denn die Geschichte ist vieldeutig. Judas gilt nicht nur als Verräter, sondern auch als Heiliger, der die Erlösungsgeschichte durch seinen Verrat erst ermöglichte.

Zeitgleich zum kontroversen Interview von VW-Chef Müller diskutierten Roland Baar und ich in einer gemeinsamen Lehrveranstaltung mit Studierenden der Technischen Universität Berlin (TU) und der Universität der Künste (UdK) über Fahrzeugantriebe und Energie.
Im Februar 2017 trafen wir uns erstmals im Hybrid-Labor, einer interdisziplinären Projektplattform der TU Berlin und der UdK am Campus Charlottenburg. Damals hieß das Fachgebiet von Roland Baar noch „Verbrennungskraftmaschinen“ und noch nicht „Fahrzeugantriebe“. Er sorgte sich um den technischen Fortschritt und die Tatsache, dass Elektromotoren als alleiniger Heilsbringer der Automobilindustrie galten. Der Funke sprang sofort über und das Treffen gehört für mich zu den glücklichen Momenten meines akademischen Lebens. Ich hatte berufliche Erfahrungen vor meiner akademischen Laufbahn in Anwendung und Vertrieb von Strukturverbundwerkstoffen für den Automobilbau, und auch Roland Baar war mit strategischer Kommunikation beruflich und privat tagtäglich vertraut. Trotzdem trafen da komplett unterschiedliche Lehrgebiete und Forschungen aufeinander. Wir empfanden die Unterschiedlichkeit nicht als befremdend. Die Verschiedenheit der Denkweisen war für uns auch persönlich ein großes Geschenk.

Ich werde in diesem Aufsatz in der gebotenen Kürze einige Aspekte aus meinen Diskussionen mit Roland Baar aufgreifen, die hoffentlich anregend bis irritierend sind. Leitend dafür ist ein Zitat von Niklas Luhmann: „Die moderne Gesellschaft erlebt ihre Zukunft in der Form des Risikos von Entscheidungen.“ [2, S. 141 f.]
Universitäten sind Einrichtungen, die sich kraft ihrer Wissensproduktion mit Zukunftsfragen auseinanderzusetzen haben. Das gilt selbstverständlich auch für die Disziplinen, die den Blick zurückwenden und insbesondere für die Beschäftigung mit der Geschichte, wenn man diese als Quelle und Fundgrube für die Identifikation aktueller Probleme und Fragen begreift, um dadurch im Alten Neues zu entdecken.
Zurück zu dem Zitat von Luhmann; denn es geht in diesem Aufsatz vor allem um Entscheidung und im Einzelnen um: Zukunft, die ohne Risiko sicher nicht zu haben ist; und um Entscheidungen und insbesondere die dazugehörigen Programme; und um Kommunikation als riskante Selektion bzw. Entscheidung; denn letztlich besteht das menschliche Gemeinwesen mit seinen Institutionen und Organisationen aus der Kommunikation von Entscheidungen. Das Thema Fahrzeugantrieb liefert dafür den Rahmen. Allerdings gelten die Überlegungen allen Vorhaben, die mit der Zukunft hadern.

Zukunft – ohne Risiko sicher nicht zu haben

„Über das Morgen gibt es keine Gewißheit." DI MEDICI

Sicherheitspolitik, zivile Sicherheit, Lebensmittelsicherheit, Arzneimittelsicherheit – Sicherheit ist laut Zukunftsinstitut ein Megatrend. Bereits die Ex-Innenminister Schily (SPD) und Friedrich (CSU) erklärten Sicherheit zum vorrangigen „Supergrundrecht" der Verfassung. Sicherheit wird inflationär versprochen. Die Deutschen gelten als Versicherungsweltmeister, obwohl Versicherungen nicht den Eintritt eines Ereignisses, sondern nur die Folgen mindern. Wer sein Leben versichert, bekommt selbiges im Versicherungsfall nicht zurück, und Krankenversicherung schützt auch nicht vor Krankheit. Je ernster die Krankheiten, desto weniger verlässlich werden die Aussagen der Medizinerinnen und Mediziner. Wer ohne verlässliche Aussagen einer evidenzbasierten Wissenschaft nicht entscheiden kann, wartet bisweilen auf Godot.

„Risiken erkennen – Gesundheit schützen" ist die sinnvolle Aufgabenbeschreibung des Bundesinstituts für Risikobewertung (BfR). Wer sich für das Risiko entscheidet, es auf sich nimmt, wie man Englischen sagt – „to take a risk" –, ist allein schon psychologisch im Vorteil gegenüber denen, die Gefahren machtlos gegenüberstehen, weil sie keine Wahl haben oder glauben, dass sie keine hätten. Am Steuer fühlen wir uns sicherer als auf dem Beifahrersitz. Brisanz entsteht, wenn riskante Entscheidungen der „Verantwortlichen" Gefahren für andere hervorrufen. Als die meisten Unsicherheiten noch von außen kamen, von launischen Göttern und Naturgewalten, konnte man die höheren Instanzen dazu im Orakel direkt befragen. Die Vorstellung von göttlicher Sicherheit wird fundamental durch ein Erdbeben erschüttert, dass Lissabon 1755 fast vollständig zerstört.

„Dass in den Kirchen gepredigt wird, macht deswegen die Blitzableiter auf ihnen nicht unnötig," notiert der erste deutsche Professor für Experimentalphysik Georg Christoph Lichtenberg 1796 in sein Sudelbuch [3]. Zu diesem Zeitpunkt sind die Seemächte Italien, Spanien und England längst mit einem Ersatzkonzept für Sicherheit unterwegs: dem *Risiko*. Risiko ist lateinischen Ursprungs (»risicare«) und bereits zu finden in italienischen Handelsdokumenten des 12./13. Jahrhunderts im Zusammenhang mit dem Umschiffen von Klippen. Prototypisch für riskante Unternehmungen, die weitestgehend unberechenbar und ungewiss bleiben, ist die Seefahrt – nachzuerleben u. a. in Homers Odyssee, in Defoes Robinsonade und in Shakespeares Kaufmann von Venedig, einem modernen Theaterstück über das Risiko.

Sicherheit ist eine Zielvorgabe, die nur über ihr Gegenteil zu operationalisieren ist. Das ist so wie in der Medizin, die ja auch ausschließlich Krankheiten diagnostiziert und Gesundheit als Fehlen von Krankheit attestiert. Man kann sich sicher und gesund fühlen, aber das bleibt eine subjektive Vermutung. Diagnostizierbar

ist nur der Mangel an Sicherheit bzw. Krankheit. Wenn also Sicherheit kein geeignetes Ziel ist, geht es um die Absorption von Unsicherheit. „Hufeisen bringen Glück, auch wenn man nicht daran glaubt." Das sind die Worte des Physikers und Nobelpreisträgers Niels Bohr gegenüber Skeptikern, die sich nicht erklären können, warum sich ein Naturwissenschaftler ein Hufeisen über die Eingangstür hängt. Für den Umgang mit einer ungewissen Zukunft gibt es verschiedene Wege. Betrachtet man die deskriptive und nicht die vorschlagswissenschaftliche Fachliteratur über Risiko-Management, gelangt man zu einer einhelligen Erkenntnis. Krisen werden von Menschen gemacht, weil diese sich zu wenig um die Risiken kümmern und damit mögliche Risiken und Folgen unterschätzen. Es sei auch daran erinnert, dass lieber den Überbringern schlechter Nachrichten als der drohenden Katastrophe der Garaus gemacht wird. Wir kennen nicht das Schicksal der Autoren von Drucksache 17/12051 des Deutschen Bundestags vom 5. Januar 2013. Wir wissen aber inzwischen, dass ihre Risikoanalyse „Pandemie durch Virus Modi-SARS" unterschätzt wurde. Das ist das Problem mit der Zukunft. Erst hinterher sind alle klüger. Mit Risiken ist es wie mit den Versicherungen. Man will nicht an mögliche Schäden denken und für die Vorsorge nichts aufwenden.
Die meisten Menschen empfinden Risiken als unheilvoll und unschön. Der Soziologe Ulrich Beck prägte im Schicksalsjahr des GAUs von Tschernobyl das Schlagwort Risikogesellschaft. Beck [4] beschreibt die gesellschaftlichen Folgeprobleme der technisch-ökonomischen Entwicklung als gesellschaftliches Problem. Niklas Luhmann schlägt dagegen vor, sich weniger mit den Ereignissen selbst zu befassen, als mit der Kommunikation über Risiken und den Zurechnungen auf Entscheidungen. Luhmann unterscheidet zwischen Risiko und Gefahr und macht damit aus dem faktischen Risikoereignis mit dem Problem der Eintrittswahrscheinlichkeit ein Kommunikationsproblem:

> „Die Unterscheidung [von Risiko und Gefahr] setzt voraus (und unterscheidet sich dadurch von anderen Unterscheidungen), daß in Bezug auf künftige Schäden Unsicherheit besteht. Dann gibt es zwei Möglichkeiten. Entweder wird der etwaige Schaden als Folge der Entscheidung gesehen, also auf die Entscheidung zugerechnet. Dann sprechen wir von Risiko, und zwar vom Risiko der Entscheidung. Oder der etwaige Schaden wird als extern veranlagt gesehen, also auf die Umwelt zugerechnet. Dann sprechen wir von Gefahr." Luhmann [5, S. 30 f.]

Die Zuschreibung ist ex ante oder ex post möglich. Die gegenwärtige Kritik an der Klimapolitik der Bundesregierung, die die vorgegebenen Klimaziele verfehlen dürfte, ist ein Beispiel für eine Zuschreibung im Voraus. Im Abgasskandal wurden dagegen Verfehlungen im Nachhinein aufgedeckt.
Die Akteurinnen und Akteure in Wirtschaft und Politik werden für drohende Schäden als Folge riskanter Entscheidungen verantwortlich gemacht. Inbegriffen

ist bereits das Risiko, dass nicht genug oder zu spät gehandelt wurde. Auch Nichthandeln wird dabei zum Risiko, weil dadurch Chancen verloren gehen. „Der Hafen ist keine Alternative zum Schiffbruch; er ist der Ort des versäumten Lebensglücks“ notiert Blumenberg [6, S. 39]. Dabei gibt es auch in aussichtslosen Situationen mehr Handlungsmöglichkeiten als man denkt, wie Politiker*innen wissen, die sich als Krisenmanager*innen für größere Aufgaben empfehlen.
Die Unterscheidung von Entscheider*innen und Betroffenen könnte aber auch in einer wichtigen Frage entscheidend sein. In vielen Krisen und Kontroversen kommt es zu Schuldzuweisung. Kapitalismus und Neoliberalismus gehören zu den üblichen Verdächtigen. Beispiele für entsprechende Vorwürfe gegen die deutsche Automobilindustrie gab es im Rahmen der Feinstaubdebatte rund um den Partikelfilter und neuerlich im Fall der Elektromobilität bzw. alternativer Antriebe. Ist die Zurückhaltung gegenüber alternativen Antrieben ein Problem der Hersteller, die zu spät die Zeichen der Zeit erkannt haben, oder ist die Politik verantwortlich für die mangelhafte Infrastruktur? Die Menschen sehen sich als Betroffene den Konsequenzen von Entscheidungen ausgesetzt. Die Betroffenen artikulieren ihre Betroffenheit vor allem als Protest. Die globale soziale Bewegung Fridays For Future und stärker noch Extinction Rebellion sind Beispiele. Aber angesichts der Empörungen können wirtschaftliche, politische, rechtliche oder naturwissenschaftliche Legitimationen der kollektiven Betroffenheit keine Sicherheit bieten. Eine faktische Realität spielt dabei ggf. keine Rolle mehr. Risiken können also auch kommunikativ abgelehnt werden, wie z. B. aktuell in der deutschen Automobilwirtschaft. Gewerkschaften am rechten Rand widersprechen dem bevorstehenden Klima- und Mobilitätswandel. Für Beschäftigte, die um ihre Arbeitsplätze und um ihre Zukunft fürchten, werden sie zur Option. Wie man in einem Konflikt zwischen Arbeitnehmer*innen und -geber*innen aus Betroffenen Entscheider*innen macht, bewies einst VW-Arbeitsdirektor Peter Hartz, als er die Beschäftigten selbst entscheiden ließ zwischen Arbeitszeitverkürzung und Massenentlassung. Ein Schelm, der Böses dabei denkt, wenn einem dazu die gleichnamigen Arbeitsmarktreformen einfallen. Aber das ist ein anderes Kapitel missglückter Politik im Umgang mit Risiken.
Das Theorieangebot, Risiko von Gefahr und nicht von Sicherheit zu unterscheiden, mag abstrakt sein. Die Zukunft wird aber damit als Risiko zum Kommunikations- und Entscheidungsproblem.

Entscheidung – Input und Output

> „Only those questions that are in principle undecidable we can decide.“
> von Foerster [7, S. 14]

„Nur die Fragen, die prinzipiell unentscheidbar sind, können wir entscheiden.“ Was soll man mit dieser Aussage anfangen? Man braucht doch Handlungsanleitungen,

um die richtigen Entscheidungen zu treffen und nicht noch mehr Desillusionierung, vor allem in dem Gefühl, keine Wahl mehr zu haben. Meine Studierenden sind meistens irritiert, wenn ich versuche, ihnen Heinz von Foersters Diktum als Ermutigung und Einladung schmackhaft zu machen. Die Alternative wäre wie Buridans Esel zwischen zwei Futtersäcken zu verhungern, weil man sich nicht entscheiden kann. Entscheidungen sind aber paradox notwendig und unmöglich zugleich, weil man sich sonst ja nicht mehr entscheiden müsste, sondern nur noch Regeln befolgen bräuchte. Entscheiden heißt, Alternativen bedenkend mit bestimmten Mitteln bestimmte Ziele im Horizont einer ungewissen Zukunft zu verfolgen. Das Entscheidungen unentscheidbar sind, relativiert die Vorstellungen von Entscheidung als Wahl zwischen Alternativen und das Kriterium des Erfolgs von Entscheidungen.
Entscheidungen bestimmen ein kausales Verhältnis von Input und Output bzw. Ursache und Wirkung. Je nach Perspektive lassen sich nach Luhmann [8, S. 101 ff.] Zweckprogramme, die auf das Ergebnis schielen, von Konditionalprogrammen, die auf den Input schauen, unterscheiden.

Zweckprogramme der Entscheidung

Menschen entscheiden sich gewöhnlich für Ziele bzw. Zwecke, denen sie Mittel unterwerfen. Der dazugehörige kausale Modus lautet „Um-zu“. Key Performance Indicators, Umsatz, Gewinn, Grenzwerte, Wirkungsgrad, Steuereinnahmen, Emissionen – Politik und Unternehmensführung sind durchdrungen und getrieben von Zweckprogrammen. Umweltaktivistin Greta Thunberg segelte auf einer Zero Emission Yacht über den Atlantik. Das Zweckprogramm Zero Emission bezieht sich ausschließlich auf den Betrieb der Yacht, nicht aber auf deren Produktion. Zweckprogramme dienen der Optimierung des Outputs. Das Ziel ist Best Practice, um Prozesse zu optimieren und um damit die Effizienz zu steigern.
Die Effizienz einer Praxis sagt allerdings nichts aus über ihre Zukunftsfähigkeit und nichts darüber, ob es nicht vielleicht bessere Praktiken gibt, die dann wiederum zu optimieren sind. Das bekannte Bonmot von Paul Watzlawick dazu lautet: „Wer als Werkzeug nur einen Hammer hat, sieht in jedem Problem einen Nagel“.

Konditionalprogramme der Entscheidung

Über Elon Musk und sein Unternehmen Tesla mögen Betriebswirte die Nase rümpfen. Globalwirtschaftlich ist Tesla enorm einflussreich und einer der Vorreiter der Elektromobilität. Tesla ist aber auch ein Beispiel für Entscheidungsprogramme, die den klassischen Vorstellungen von Unternehmensführung widersprechen. Der ehemalige Bundesverfassungsrichter Udo Di Fabio urteilt entsprechend:

> „[...] Visionen locken das vagabundierende globale Kapital an. Jemand wie Elon Musk baut Geschäfte nicht so auf, wie man es sich traditionell vorstellt. Traditionell entwickelt man ein Produkt, bringt es auf den Markt, hat Erfolg. Der Markt reagiert, der Verbraucher bestimmt mit, in dem er das Produkt kauft, und durch den Erfolg ist dann eine Neuinvestition möglich. Dieses scheinbar altväterliche Modell soll nunmehr komplett anders funktionieren. Zuerst hat man das Kapital und eine Idee, die durchaus vage sein kann. Sie muss lediglich darauf angelegt sein, dass daraus günstige Machtpositionen oder gar Monopole entstehen können.“ Di Fabio [9, S. 5]

Mit anderen Worten geht es in dem unternehmerischen Denken und Handeln von Elon Musk und anderen Protagonisten im Silicon Valley vor allem um die Gestaltung von Bedingungen und Möglichkeitsräumen. Nach den Bedingungen und Ursachen (im Fall von Elon Musk also dem Vorhandensein von Kapital und einer vagen Idee) entscheidet das Konditionalprogramm im Modus „wenn-dann“.
Zwei Ausprägungen dieses Programms lassen sich unterscheiden. Beim administrativen Handeln, das der Definition nach von Foerster streng genommen gar kein Entscheiden ist, sind „wenn“ und „dann“ als Voraussetzungen und Folgen strikt gekoppelt. Die entsprechende Handlungsvorschrift nennt man Algorithmus und ihre Fähigkeit in der Bearbeitung großer Datenmengen übersteigt bekanntlich alle menschlichen Kapazitäten, sodass sich inzwischen sogar Go- und Schachweltmeister den Programmen geschlagen geben mussten.
Betrachtet man allerdings beide Elemente des Modus „wenn-dann“ als Variablen, so besteht Entscheidungsbedarf im Sinne Heinz von Foersters Paradoxon der Entscheidung entweder hinsichtlich der Voraussetzungen („wenn“) und den Folgen („dann“). Das kreative Potenzial von Konditionalprogrammen entfaltet sich beispielsweise, wenn die Frage „was wäre wenn?“ vorangestellt wird, um daraus bisher unbekannte Folgen zu entwickeln. Federführend für diese Überlegungen sind Herbert A. Simons Überlegungen über Entwurfsprozesse ohne endgültige Ziele [10, S. 162 f.]. Simon wendet sich ausdrücklich gegen überbordende Vorstellungen von Endzielen und schlägt stattdessen vor, dass Ziele permanent gesetzt und zugleich infrage gestellt werden. Er beschreibt dies am Beispiel der bildenden Kunst:

> „In oil painting every new spot of pigment laid on the canvas creates some kind of pattern that provides a continuing source of new ideas to the painter. The painting process is a process of cyclical interaction between painter and canvas, in which current goals lead to new applications of paint, while the gradually changing pattern suggests new goals.“ Simon [10, S. 163]

Bezüglich der Entscheidung für Entscheidungsprogramme gibt es aber kein Entweder-oder. Zweckprogramme sind notwendig, aber nicht hinreichend. Ziele

dienen z. B. der Vorsorge. Im Heuschober wurde früher die notwendige Vorratshöhe markiert, um das Vieh über den Winter zu bringen. Dass Entscheidungen zu gewünschten Ergebnissen führen sollen, ist eigentlich eine Binse. Über das Schachmatt gibt es wenig zu diskutieren. Entscheidend sind die Algorithmen, die es dem Schachcomputer Deep Blue ermöglichten, den Weltmeister zu schlagen. Dass Ziele und Zwecke im Politischen trotzdem handlungsleitend sind, erklärte Kanzler Helmut Kohl mit den Worten „entscheidend ist, was hinten rauskommt“ zu seinem Regierungsstil.
Die starke Zielorientierung in Wirtschaft und Politik lenkt von den eigentlichen Problemen ab. Zunehmend werden Ziele mit Strategien verwechselt oder als solche verkauft. Auf der berüchtigten Transitstrecke durch das ehemalige Jugoslawien soll einmal ein Autofahrer über mehr als 100 Kilometer wegen eines Getriebeschadens im Rückwärtsgang unterwegs gewesen sein, bevor er von der Polizei aus dem Verkehr gezogen wurde. Die Maschine verrichtet ihren Dienst, solange der Input stimmt. Menschen können sich auf fehlenden Input einstellen – durch Ignoranz oder indem sie sich selbst, andere und sogar Maschinen manipulieren.
Wer wie VW-Chef Müller die Konditionen – Kraftstoffbesteuerung, Tempolimit, etc. – der Automobilwirtschaft infrage stellt, darf daher mit Kontroversen rechnen, da alle Stakeholder ihre Zweckprogramme im Auge haben. Aus entscheidungstheoretischer Sicht sind Müllers Positionen nicht nur in der Sache, sondern auch bezogen auf das Programm der Entscheidung innovativ. Wer nur ein Auge auf Zweckprogramme hat, optimiert vielleicht und sorgt für Best Practice, verschläft aber vielleicht Innovationen und die unvermeidliche Next Practice.
Die Grundstimmung einer Gesellschaft, die ihr Zusammenleben entscheidungsbasiert organisiert ist „freie Fahrt für freie Bürger“. „Einer Entscheidungssituation die Unsicherheit zu nehmen, ist Freiheitsberaubung.“ Arlt und Schulz [11, S. 39]

Kommunikation – riskant und selektiv

> „Kommunikation f. [...] (< 16. Jh). Entlehnt aus 1. communicatio (-onis) „Mitteilung“, Abstraktum von 1. communicare „mitteilen, teilen, gemeinschaftlich machen“ [...]“ Kluge, Ethymologisches Wörterbuch [12, S. 466]

Mit der Kommunikation ist es wie in der berühmten Parabel von David Foster Wallace über das Wasser:

> Schwimmen zwei junge Fische des Weges und treffen zufällig einen älteren Fisch, der in die Gegenrichtung unterwegs ist. Er nickt ihnen zu und sagt: „Moin Jungs, wie ist das Wasser?“. Die zwei jungen Fische schwimmen eine Weile weiter, und schließlich wirft der eine dem anderen einen Blick zu und sagt: „Was zum Teufel ist Wasser?“ Foster Wallace [13]

Für Kommunikation in dem hier diskutierten Sinnzusammenhang ist Kluges Bedeutung von „teilen, gemeinschaftlich machen“ konstitutiv. Erinnert werden darf dabei auch an den aus der Religion bekannten Modus der Exkommunikation, durch den man bekanntlich aus der Glaubensgemeinschaft ausgeschlossen wird. Üblicherweise wird Kommunikation bzw. Kommunizieren aber sehr technisch und gegenständlich mit dem Austausch von Informationen gleichgesetzt. Dagegen gibt es begründete Einwände:

- Im Gegensatz zu Tauschprozessen geht in Kommunikationsprozessen nichts verloren. Wer kommuniziert, gibt nichts ab, und es ist mehr als fraglich, ob Empfänger durch den Kommunikationsprozess etwas bekommen.
- Die Übertragungsmetapher geht davon aus, dass Sender und Empfänger identisch sind; denn nur dann kann von einem identischen Verstehen der Kommunikation ausgegangen werden. Kommunikation als objektivierbarer Informationsaustausch ist allein schon deshalb unmöglich, weil Erwartungshaltungen von Mensch zu Mensch variieren. In der Regel unterscheidet sich die Information des Empfängers von der des Senders – denn sonst hätten wir es mit identischen Personen zu tun.
- Wie wir aus unzähligen Alltagserfahrungen wissen, gibt es Unterschiede zwischen dem Gesagten, dem Gemeinten und dem, wie beides verstanden wird, und das nicht nur im Fall von Ironie.
- Menschliche Kommunikation ist kein zwangsläufiger (technischer) Prozess. Dass ein Sender existiert, heißt längst noch nicht, dass auch etwas empfangen wird.

Kommunikation ist, obwohl der alltägliche Sprachgebrauch es nahe legt, nicht ein Verteilen von Beständen. Für Niklas Luhmann ist Kommunikation ein Entscheidungs- bzw. Selektionsproblem. Er beschreibt Kommunikation als Zusammenkommen von drei verschiedenen Selektionen – nämlich der Auswahl einer Information, der Auswahl einer Mitteilung dieser Information und selektives Verstehen oder Missverstehen der Mitteilung und ihrer Information [14, S. 111]. Luhmann folgert provokant, dass nicht die Menschen, sondern die Kommunikation kommuniziert. Die Anschlussfähigkeit der Kommunikation bzw. die Anschlusslosigkeit, über die dann wiederum anschlussvoll kommuniziert werden kann, wird zum entscheidenden Kriterium von Kommunikation.
Es gibt aber noch zwei weitere hier zu erwähnende praktische Konsequenzen des Luhmannschen Kommunikationsverständnisses: Dass erstens jede Kommunikation riskant ist und zweitens aufrichtige Kommunikation gerade durch die Aufrichtigkeit als unaufrichtig wahrgenommen wird. Jede Kommunikation birgt das grundsätzliche Risiko der Ablehnung und je höher die Wahrscheinlichkeit einer Ablehnung

ist, desto mehr neigt man dazu, die Kommunikation ganz sein zu lassen. Verstärkt wird das Problem häufig noch durch unfreiwillige Fehlleistungen von Sprechern. Gedanken rutschen – z. B. als Freud'sche Versprecher – voreilig heraus, werden zum Thema und müssen dann gezwungenermaßen durch weitere Kommunikation behandelt werden. Was einmal auf die Agenda der Kommunikation gesetzt wurde, lässt sich nicht einfach wieder tilgen, sondern verlangt wiederum Kommunikation. Ein weiteres Problem betrifft die Eigenart von Aufzeichnungsmedien. Kommunikation in audiovisuellen Medien ist spätestens für das Publikum live und unmittelbar. Es ist nicht möglich – wie beim Dreh eines Werbespots – die Szene mehrmals zu wiederholen oder eine Pressemitteilung nachträglich zu korrigieren. Eben diese Montagemöglichkeiten besitzen aber die öffentlichen, privaten und vor allem die sogenannten sozialen Medien. Man muss also stets damit rechnen, dass das Gesendete nicht mehr der Intention des Sprechers entspricht. Dazu kommt die zeitliche Unbestimmbarkeit der Veröffentlichung vorzugsweise nicht mehr linear rezipierter Medien. Die Sprecher haben dadurch die Kontrolle über ihre öffentlichen Äußerungen weitestgehend verloren. Es kann leicht passieren, dass eine ursprünglich adäquate Äußerung in anderer zeitlicher, sozialer und inhaltlicher Konstellation völlig deplatziert wirkt.

Das Risiko der Kommunikation besteht aber nicht nur in der Annahme und Ablehnung von Kommunikation als Voraussetzung für weitere Kommunikation. Das Risiko der Kommunikation betrifft alle drei Einzelselektionen. Das Risiko der Mitteilung betrifft die Selektion dieser im Rahmen eines Überflusses an Kommunikationsangeboten. Das Risiko der Information betrifft die Differenz zwischen Sender- und Empfängerinformation und das Risiko des Verstehens besteht in der Möglichkeit des Miss- oder Nichtverstehens einer Kommunikation.

„Clean Diesel", „Frisches Denken für bessere Autos"... Kommunikation dupliziert die Realität, weil automatisch die andere Option einer Information – dass es auch anders sein könnte – mitkommuniziert wird. Genau das ist das Problem der vielbeschworenen Authentizität und Aufrichtigkeit. Wenn wir davon ausgehen müssen, dass das Gesagte nicht das Gemeinte ist, dann kann man umgekehrt auch nicht sagen, was man meint, ohne in Verdacht zu geraten, dass dahinter wiederum etwas Uneigentliches steckt. Neues Ungemach droht durch die Lieblingsvokabel der Wirtschaft – „Purpose". Unternehmen sehen sich zunehmend gezwungen, einen Sinn ihres Handelns für Mensch, Umwelt, Klima etc. zu kommunizieren. Das kann leicht in eine Duplizierung der Realität ausarten – „Clean Diesel" – oder im Fall von Fehlverhalten ein zusätzliches kommunikatives Risiko nach sich ziehen. Im Fall der zitierten Äußerungen des VW-Chefs Müller erscheint es widersprüchlich, weil gegen die wirtschaftlichen Interessen von Unternehmen und Branche argumentiert wird. Das erzeugt Resonanz in der Öffentlichkeit; denn Widersprüche und Paradoxien sind Herausforderungen für das abendländische Denken. Als rhetorische Strategie genutzt, sind Paradoxien sprachliche „Figuren des Widerstands gegen

die Machtergreifung der Logik des Entweder–Oder“ Geyer [15, S. 12]. Die Äußerung des VW-Chefs erscheint kommunikativ ungeschickt und reizvoll paradox zugleich.

Epilog – ungewiss und unbegrifflich

Als Theorie der Unbegrifflichkeit beschreibt Blumenberg [16] die Entstehung von Kommunikation im Zusammenhang mit der Entwicklungsgeschichte des Menschen. Unsere Vorfahren waren aufgrund ihrer körperlichen Verletzlichkeit gezwungen, sich Feinde auf Distanz vom Leib zu halten. Zunächst war die Flucht das probate Mittel. Blumberg spricht von einer „Drehpunktsituation“ [16, S. 13], in der sich der Mensch durch „Handlung auf Entfernung, der actio per distans, in der Handlung des Wurfes“ [16] zu erwehren lernt. Analog zu Wurfgeschossen und Fallen, die dem Menschen Raum- und Zeitgewinn ermöglichten, überbrückt Sprache die Distanz zwischen dem, was ist und dem, was sein soll. „Der Begriff [i. S. v. Sprache] ist aus der actio per distans, aus dem Handeln auf räumliche und zeitliche Entfernung entstanden.“ [16, S. 11] Davon zeugen nicht zuletzt die ersten bildsprachlichen Äußerungen in den Höhlenmalereien der Steinzeit. Das Dargestellte befindet sich dabei fast immer in Distanz außerhalb der Höhle. Distanz kennzeichnet die weitere Entwicklung einer Medienepoche der Schriftlichkeit. Von den eigentlichen Gegenständen sind ihre Bezeichnungen zu unterschieden. Das Wort Igel hat nichts Stacheliges an sich und vom Wort Energie geht keine Energie aus. Der Energiebegriff in seiner Abstraktheit bedarf weiterer Erläuterungen, Formeln, Interpretationen, Bilder, Metaphern etc.

Die Herausforderung einer räumlichen und zeitlichen Entfernung besteht für jede auf die Zukunft ausgerichtete Handlung und Erwartung. Die actio per distans ist ein Risiko im oben beschriebenen Sinne. Auch die mit der Bezeichnung Anthropozän bezeichnete Einflussnahme des Menschen auf biologische, geologische und atmosphärische Prozesse auf der Erde ist ein weiterer Angelpunkt einer actio per distans. Die Folgen der Entscheidungen sind kaum unmittelbar spürbar, sondern erst in zeitlicher Distanz, dann aber höchst wahrscheinlich nicht mehr revidierbar. Offensichtlich besteht eine „Seelenverwandtschaft von Ungewissheit und Unbegrifflichkeit. “ Schulz et al. [17, S. 24]

Distanz wird aber auch empfunden, da viele Menschen sich als Betroffene von Entscheidungen sehen, die andere treffen und getroffen haben. Dass aus dieser Dualität Konflikte erwachsen, hat auch mit Vertrauensverlust zu tun. Wenn das Vertrauen schwindet, entsteht Angst als diffuses Gefühl, die Kontrolle zu verlieren. „Vertrauen ist der Anfang von allem“, lautete einst ein Slogan der Deutschen Bank. Dabei geht es keinesfalls nur um Transparenz und Fakten, sondern auch um die Eindrucksvermittlung (Impression Management) der verschiedenen Akteure. Niklas Luhmann wiederum sieht die Vertrautheit als „Voraussetzung für Vertrauen

wie für Misstrauen, das heißt für jede Art des Sichengagierens in eine bestimmte Einstellung zur Zukunft.“ [18, S. 22] Der Anfang von allem ist also genau genommen nicht Vertrauen, sondern Vertrautheit. Aus der Vertrautheit erwächst sogar Vertrauen, als Hypothese künftigen Verhaltens. Der Vertrauende geht dabei in eine riskante Vorleistung, indem er eine Zukunftsbestimmung über den Handlungsausgang riskiert, die nicht auf Wissen beruht, sondern allein darauf, wie er die Vertrauenswürdigkeit des Gegenüber einschätzt, der er Vertrauen entgegenbringt. Im biblischen Verständnis ist daher der Glaube an Gott die Voraussetzung für Vertrauen. Glaube und Vertrautheit bedingen sich also gegenseitig. Die Menschen verlieren den Glauben, weil sie nicht zuletzt aufgrund der empfundenen zunehmenden Komplexität der Entscheidungsfelder immer weniger vertraut sind mit Politik und Wirtschaft, den Themen bzw. Technologien und den Akteuren.

Die derzeitige Debatte um Antriebstechnologien wird den Problemen nicht gerecht, weil sie nach wie vor objektorientiert ist. Die Politik unterscheidet in der Regulierung von Antriebstechnik zwischen Objekten mit verschiedenen Eigenschaften – hier klassische Verbrennungsmotoren und dort Autos mit Elektromotor. Als ob es so einfach und alternativlos wäre! Dabei sind für die Zukunft der Mobilität komplexe Mobilitätssysteme erforderlich. Komplexität bedeutet, dass die Alternativen in Anzahl und Verschiedenartigkeit zunehmen und dazu noch Interdependenzen bestehen. Alternative Antriebe entpuppen sich weniger als technologische denn als komplexe infrastrukturelle Herausforderung. Die großen Automobilhersteller arbeiten längst an vernetzten Ökosystemen, in dem die klassischen Automobilkäufer nur die kleinste Zielgruppe in einer digital vernetzten Gesellschaft sind. Entweder Elektromobilität oder Verbrennungsmotor, entweder klimafreundlich oder -feindlich ...; die Debatte scheint dem Entscheidungsmodus der Digitalisierung zu folgen und in ausschließlich zwei Optionen (0 und 1) zu denken.

Notwendig ist eine „Selbstvergewisserung“ der beteiligten Akteure [17, S. 18 ff.]. Die Frage ist, worüber wir genau reden, wenn wir von Antrieb, Energie, Automobilität etc. reden. Die Antworten müssen in sachlicher, zeitlicher und sozialer Perspektive durch „laufendes Aktualisieren von Möglichkeiten“ [19, S. 85] Sinn erzeugen. Wer nach Auswegen gegen die Verlockung der Eindeutigkeit sucht, braucht Verbündete in der Kunst und den Kultur- und Geisteswissenschaften. Denn sie sind als Experten des Nichtwissens Spezialisten für das „Sowohl-als-auch“. Die künstliche Distanz der Wissenssysteme zu hinterfragen, war ein Antrieb von Roland Baar und wurde zu unserem gemeinsamen Vorhaben.

„Wir wollen mehr Demokratie wagen“ lautet ein berühmter Satz in Willy Brandts erster Regierungserklärung vom 28. Oktober 1969. Es ist an der Zeit, zu erkennen, dass Zukunft ohne Wagnis nicht zu haben ist. Ein Zurück gibt es nicht – No re-entry.

Abbildung 1: No re-entry

Literatur

[1] Müller, M.: „Dieser Wahnsinn ist vorbei“. In: *Handelsblatt* 238 (11. Dez. 2017), S. 5–7.

[2] Luhmann, N.: *Beobachtungen der Moderne*. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften, 1992. isbn: 978-3-322-93617-2.

[3] Lichtenberg, G. C.: *Sudelbücher I. Georg Christoph Lichtenberg Schriften und Briefe*. Hrsg. von Promies, W. Frankfurt am Main: Carl Hanser, 1796. isbn: 978-3-446-10800-4.

[4] Beck, U.: *Risikogesellschaft. Auf dem Weg in eine andere Moderne*. Frankfurt am Main: Suhrkamp, 1986. isbn: 978-3-518-11365-3.

[5] Luhmann, N.: *Soziologie des Risikos*. Berlin: de Gruyter, 1991. isbn: 978-3-110-12939-7.

[6] Blumenberg, H.: *Schiffbruch mit Zuschauer*. Frankfurt am Main: Suhrkamp, 1979. isbn: 978-3-518-22263-8.

[7] von Foerster, H.: „Ethics and second order cybernetics“. In: *Cybernetics and Human Knowing* 1 (1 1992), S. 9–20.

[8] Luhmann, N.: *Zweckbegriff und Systemrationalität. Über die Funktion von Zwecken in sozialen Systemen*. Frankfurt am Main: Suhrkamp, 1973. isbn: 978-3-518-27612-9.

[9] Di Fabio, U.: „Vom autonomen Verbraucher zum vernetzten Nutzer: Wie verändert die digitale Gesellschaft den Verbraucherschutz?“ In: *Paradoxien des Verbraucherverhaltens: Dokumentation der Jahreskonferenz 2017 des Netzwerks Verbraucherforschung*. Hrsg. von Blättel-Mink, B.; Kenning, P. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 3–10. isbn: 978-3-658-23841-4. doi: 10.1007/978-3-658-23841-4_1.

[10] Simon, H. A.: *The Sciences of the Artificial, Third Edition*. Cambridge: MIT Press, 1969. isbn: 978-0-262-19051-0.

[11] Arlt, H.-J.; Schulz, J.: *Die Entscheidung. Lösungen einer unlösbaren Aufgabe*. essentials. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften, 2019. isbn: 978-3-658-27061-2.

[12] Kluge, F.: *Etymologisches Wörterbuch der deutschen Sprache*. Hrsg. von Seebold, E. Berlin; New York: de Gruyter, 1999. isbn: 978-3-11-016392-6.

[13] Foster Wallace, D.: *This Is Water. Some Thoughts, Delivered on a Significant Occasion, about Living a Compassionate Life*. New York; Boston; London: Little, Brown und Company, 2009. isbn: 978-0-316-06822-2.

[14] Luhmann, N.: *Soziologische Aufklärung 6. Die Soziologie und der Mensch*. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften, 1995. isbn: 978-3-531-12727-9.

[15] Geyer, P.: „Das Paradox: Historisch-systematische Grundlegung. Eine Herausforderung des abendländischen Denkens". In: *Das Paradox*. Hrsg. von Hagenbüchle, R.; Geyer, P. Würzburg: Königshausen & Neumann, 2002, S. 11–24. isbn: 978-3-826-02345-3.

[16] Blumenberg, H.: *Theorie der Unbegrifflichkeit*. Frankfurt am Main: Suhrkamp, 2007. isbn: 978-3-518-58480-4.

[17] Schulz, J.; Galling-Stiehler, A.; Müller, R. C.: *Auftragskommunikation. Für Unternehmen und Institutionen sprechen*. essentials. Wiesbaden: Gabler Verlag, 2020. isbn: 978-3-658-30583-3.

[18] Luhmann, N.: *Vertrauen. Ein Mechanismus der Reduktion sozialer Komplexität*. Stuttgart: Enke, 1968. isbn: 978-3-432-01767-9.

[19] Luhmann, N.: „Sinn als Grundbegriff der Soziologie". In: *Theorie der Gesellschaft oder Sozialtechnologie*. Hrsg. von Habermas, J.; Luhmann, N. Frankfurt am Main: Suhrkamp, 1971, S. 25–100. isbn: 978-3-518-06358-3.

Biografische Notiz

Prof. Dr. Jürgen Schulz lehrt und erforscht Strategische Kommunikationsplanung im Studiengang Gesellschafts- und Wirtschaftskommunikation in der Fakultät Gestaltung an der Universität der Künste Berlin.
Roland Baar und Jürgen Schulz suchten gemeinsam nach Alternativen gegen die Verlockung der Eindeutigkeit in Wissenschaft, Wirtschaft, Politik und Gesellschaft. Seit 2017 interdisziplinäre Komplizenschaft am Campus Charlottenburg mit Studierenden beider Universitäten.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Der Weg zum CO_2-freien Pkw-Antrieb – technische Optionen und deren Hindernisse

Carsten von Essen

Die prognostizierten Folgen eines weiteren Anstiegs des CO_2-Gehalts in der Atmosphäre erfordern eine Reduzierung der CO_2-Emissionen. Dabei können Regierungen über Gesetze, der Konsument über sein Verhalten und die Forschung mit neuen Erkenntnissen zur Zielerreichung beitragen. Für den Pkw-Antrieb stehen mit dem batterieelektrischen Antrieb, der Brennstoffzelle und dem Verbrennungsmotor mit regenerativ hergestellten Kraftstoffen bisher drei Lösungspfade zur Verfügung. Keiner der Pfade wird jedoch kurzfristig die alleinige Lösung darstellen können, da aktuell verschiedenste Hindernisse der einzelnen Technologien dies verhindern. Stattdessen werden sie parallel genutzt werden müssen, was wiederum bedeutet, dass die Forschung zu allen drei Antriebstechnologien weitergeführt werden muss, um das Ziel des CO_2-freien Pkw-Antriebs in der geforderten Zeit zu erreichen.

Die Notwendigkeit die CO_2-Emissionen zu senken

In den Anfängen der Mobilität mit Pkw standen Haltbarkeit und Leistung im Fokus. Aufgrund der geringen Anzahl der Pkw waren die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch zunächst nur zweitrangig. Dies änderte sich mit der zunehmenden Verbreitung des Pkw, und so rückte insbesondere in den 1970er Jahren der Kraftstoffverbrauch in den Mittelpunkt der Forschung. [1] stellt exemplarisch die Breite der damals getätigten Forschungen dar. Neben Hubkolbenmotoren wurden auch Wankelmotoren, Gasturbinen und Stirlingmotoren betrachtet. Die folgenden Jahrzehnte der Antriebsforschung waren geprägt von dem Anspruch nach einer Reduzierung der Schadstoffemissionen einerseits und steigender Antriebsleistung andererseits. Der Kraftstoffverbrauch war zwar auch ein Forschungsthema, jedoch standen hier nicht die CO_2-Emissionen im Vordergrund, sondern die damit verbundenen Kosten für den Kunden. Dies änderte sich, als in den 1990er Jahren zunehmend der Zusammenhang von CO_2 und einer Klimaerwärmung diskutiert wurde und die Forschung schließlich zur Überzeugung kam, dass anthropogene CO_2-Emissionen einen deutlichen und gleichzeitig negativen Einfluss auf das Klima haben [2, S. 22; 3]. Auch wenn der Autor sich dieser Erkenntnis anschließt, sei

an dieser Stelle erwähnt, dass diese bis heute von einzelnen Personen und Gruppen angezweifelt wird [4]. Da es jedoch keine These gibt, die eine Gefahr von zu wenig CO_2 darlegt, gleichzeitig die Basis der heutigen Kraftstoffe, das Erdöl, endlich ist, stellt ein CO_2-freier Antrieb auch hier eine erstrebenswerte Lösung dar. Lediglich die notwendige Geschwindigkeit zur Umsetzung einer CO_2-freien Mobilität wäre in diesem Fall (u. a. aus Kostengründen) zu diskutieren.
Unabhängig davon setzt die Forschung nicht die Rahmenbedingungen für eine Technologie. Diese werden von den jeweiligen Regierungen festgelegt. Forschung kann aber bestehende Technologien weiterentwickeln und neue Technologien entwickeln, sodass immer wieder neu entschieden werden muss, welchen Rahmen die einzelnen Technologien bekommen.
In den letzten beiden Jahrzehnten wurden Abkommen zur Senkung der CO_2-Emissionen verabschiedet. Aktuell gilt das Pariser Abkommen [5, S. 2]. Im Rahmen dieses Abkommens hat sich Deutschland verpflichtet, bis 2050 CO_2-neutral zu sein [6, S. 7]. Da der weltweite Transportsektor an den vom Menschen verursachten Treibhausgasemissionen einen Anteil von 14 % hat [7, S. 47] und bisher der Aufbau einer Anlage für ein Herausfiltern dieser Gase, insbesondere von CO_2, aus der Atmosphäre in der notwendigen Größenordnung noch nicht absehbar ist, müssen Lösungen für einen CO_2-freien Pkw-Verkehr entwickelt und umgesetzt werden.

Die Nachfrage nach Pkw

Eine Option zur Senkung der CO_2-Emissionen ist die Reduzierung der Fahrzeugflotte. Weltweit werden derzeit ca. 1,1 Milliarden Pkw betrieben, Tendenz steigend [8], und jährlich ca. 80 Millionen neue Pkw [9, S. 13] in den Verkehr gebracht. Neben gesättigten Märkten wie z. B. in den USA und Europa gibt es Regionen, für deren Pkw-Bestand noch erhebliche Steigerungen prognostiziert werden [10]. Aufgrund ihrer hohen Bevölkerungszahl und ihrem bisher vergleichsweise geringen Pkw-Bestand [11] sind hier insbesondere China und Indien zu nennen. Doch selbst in einem gesättigten Pkw-Markt wie in Deutschland steigt der Bestand immer noch leicht, aber stetig an [12].
Sicherlich kann über die Notwendigkeit und das Ausmaß an individueller Mobilität diskutiert werden. Bisher ist jedoch in keinem Land absehbar, dass die Pkw-Nutzung zum Schutz des Klimas in größerem Ausmaß reduziert wird und so die CO_2-Emissionen gesenkt werden. Auch Mobilitätskonzepte wie Carsharing und Ridepooling führen bisher nicht zu deutlichen Einsparungen, wobei zumindest Carsharing – je nach Variante – das Potential besitzt, die Anzahl der privaten Pkw erheblich zu reduzieren [13, S. 22].

Lösungspfade für einen CO_2-freien Antrieb und ihre Hürden

Unter Berücksichtigung des Ziels, den CO_2-Gehalt in der Atmosphäre derart zu begrenzen, dass der Anstieg der weltweiten Durchschnittstemperatur deutlich unter 2 °C gegenüber vorindustriellen Werten liegt, müssen bei einem Pkw-Antrieb nicht nur die CO_2-Emissionen während der Fahrzeugnutzung, sondern auch die Emissionen bei seiner Produktion und Entsorgung sowie bei der Kraftstoffherstellung berücksichtigt werden. Wie in Abbildung 1 verdeutlicht, wird diese Bewertung der CO_2-Emissionen auch Cradle-to-Grave genannt [14, S. 4]. Werden dagegen die Produktion und die Entsorgung des Fahrzeugs nicht betrachtet, so wird von einer Well-to-Wheel Bilanz gesprochen. Findet auch die Kraftstoffherstellung keine Berücksichtigung in der Bilanzierung – es bleibt demzufolge einzig die Nutzungsphase des Fahrzeugs übrig – wird dies als Tank-to-Wheel Bilanz bezeichnet.
Technologisch stehen eine Vielzahl von Verbrennungsmotoren und E-Maschinen als Lösungsoptionen zur Verfügung. Bei Verbrennungsmotoren liegt der Schwerpunkt der Forschungsaktivitäten bisher auf den Hubkolbenmaschinen, die mit Benzin, Diesel oder Erdgas betrieben werden können, wobei in jüngster Zeit auch wieder an Verbrennungsmotoren mit Wasserstoff [15] geforscht wird.

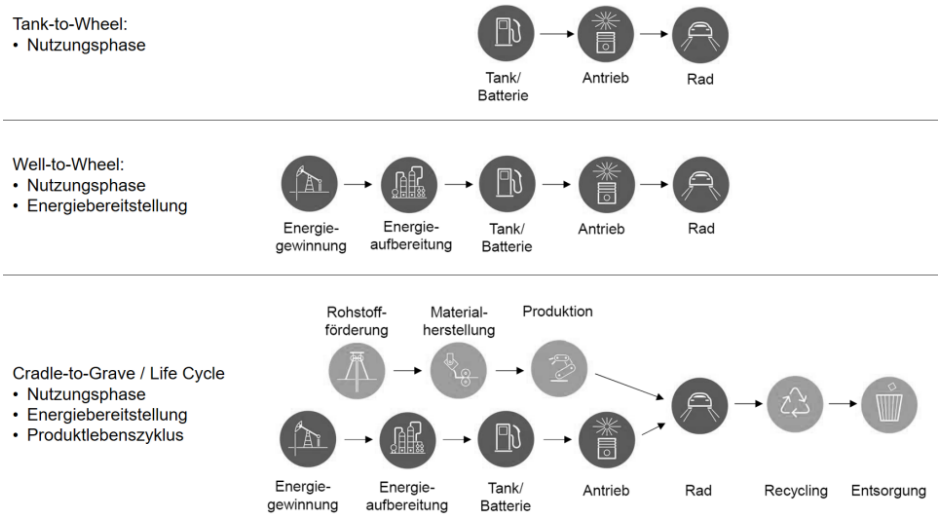


Abbildung 1: Bezeichnungen von unterschiedlichen Umweltbilanzgrenzen [14, S. 4]

Für E-Antriebe mit Batterie und Brennstoffzelle sowie für Verbrennungsmotoren ist jeweils auf Basis erneuerbarer Energie die Wirkungsgradkette Well-to-Wheel in Abbildung 2 dargestellt. Auf Basis dieser Betrachtung und der Tatsache, dass

Strom aus erneuerbarer Energie bisher nicht ausreichend zur Verfügung steht, müsste der Pkw-Bestand schnellstmöglich auf batteriebetriebene E-Fahrzeuge umgestellt werden. Der hohe Wirkungsgrad der E-Maschine in Kombination mit der Batterie wird weder vom Verbrennungsmotor noch vom Brennstoffzellenantrieb erreicht.
Dem stehen jedoch bisher u. a. eine lückenhafte Infrastruktur zum Laden der Batterien, für bestimmte Anwendungen eine zu lange Ladezeit der Batterien und zu wenig Produktionskapazitäten entgegen. Ferner werden hier die Emissionen bei der Produktion des Fahrzeugs nicht betrachtet. Auch wenn die hier angeführten Hindernisse theoretisch überwindbar sind, so würde ihre Beseitigung Jahrzehnte in Anspruch nehmen.
Die aktuellen gesetzlichen Vorgaben in Europa orientieren sich häufig lediglich an einer Tank-to-Wheel Bilanz. Exemplarisch sei hier auf die EU-Verordnung 2019/631 u. a. „zur Festsetzung von CO_2-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge“ hingewiesen. Auf dieser Basis sind batteriebetriebene und mit Brennstoffzellen betriebene E-Fahrzeug gleichermaßen die CO_2-freundlichste Lösung, unabhängig von der Art der Stromproduktion, da während der Fahrzeugnutzung kein CO_2 emittiert wird.

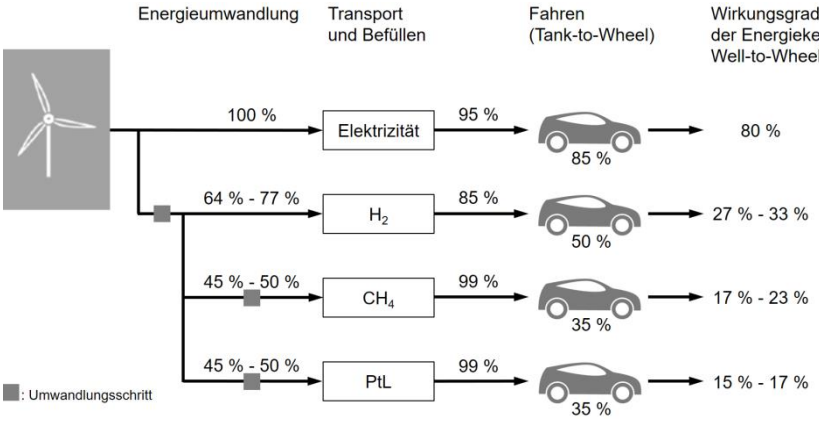


Abbildung 2: Wirkungsgradpfade [16]

Die beiden Beispiele zeigen, dass je nach gewählter Bilanzierungsgrenze unterschiedliche Antriebe das Optimum bzgl. CO_2-Emissionen darstellen.
Aus der Vergangenheit gibt es zahlreiche Beispiele, bei denen sich eine einzelne, neue Technologie schnell gegenüber einer bestehenden durchgesetzt hat. So löste der CD-Player den Plattenspieler ab oder der LCD-Flachbildschirm den Röhrenmonitor. Beim Fahrzeugantrieb ist solch eine weltweit einheitliche Lösung bisher

nicht absehbar, was u. a. daran liegt, dass für die Umsetzung der verschiedenen Antriebstechnologien auch jeweils eine entsprechende Infrastruktur zum Tanken bzw. Laden sowie Produktionsanlagen für den Kraftstoff bzw. den Strom aufgebaut werden müssen. Dies dauert eine entsprechende Zeit und ist mit Kosten verbunden. Keine der Antriebstechnologien kann hier in Kombination mit ihren weiteren Eigenschaften bisher einen entscheidenden Vorsprung gegenüber den anderen vorweisen.

Der Verbrennungsmotor

In 97 % der im Jahr 2020 weltweit verkauften Pkw und leichten Nutzfahrzeuge wird laut einer Veröffentlichung von Bosch ein Verbrennungsmotor enthalten sein, und selbst für das Jahr 2030 wird noch ein Anteil von 79 % prognostiziert [17]. Unter dem Aspekt, dass beispielsweise in der EU das Durchschnittsalter eines Pkw 11,1 Jahre beträgt [18, S. 53], wird deutlich, dass beim Verbrennungsmotor eine Entwicklung weiterhin notwendig ist, um die CO_2-Emissionen des Verkehrs zu senken. Verbrennungsmotoren wurden auch in den letzten Jahrzehnten bereits kontinuierlich weiterentwickelt. Mit der Einführung der RDE-Gesetzgebung in der EU werden die Erkenntnisse der Forschung zudem umfassender als bisher in der Serie angewandt, sodass die Schadstoffemissionen der Fahrzeuge gegenüber früheren Gesetzgebungen deutlich sinken werden [19]. Auch wenn durch rein innermotorische Maßnahmen die CO_2-Emissionen weiter gesenkt werden können, so ist ihr Potential in Summe jedoch recht begrenzt.
Eine bisher zumindest in der EU vernachlässigte Möglichkeit zu einer CO_2-Reduktion im zweistelligen Prozentbereich ist der Einsatz von Erdgas (engl.: Compressed Natural Gas – CNG) anstelle von Benzin oder Diesel als Kraftstoff. Bezogen auf den Heizwert entsteht bei der Verbrennung von CNG gegenüber Diesel 24 % weniger CO_2 [20]. Dieser heizwertbezogene Vorteil wird bei heutigen Fahrzeugen noch nicht in die Praxis umgesetzt, wie Abbildung 3 zeigt [21, S. 33–37; 22, S. 19–21; 23]. Die abgebildeten CNG-Fahrzeuge emittieren im Bereich von 8 % bis 17 % weniger CO_2 als ihre Pendants, die Diesel oder Benzin als Kraftstoff nutzen. Hier besteht somit noch Entwicklungsbedarf. Darüber hinaus kann CNG durch nachhaltig hergestelltes Methan, dem Hauptbestandteil von Erdgas, ersetzt werden, sodass CNG-Antriebe inkl. der benötigten Infrastruktur Teil einer CO_2-freien Mobilität sein können und sich somit für sie eine langfristige Perspektive ergibt.
In Kombination mit einer Elektrifizierung, also dem Zusammenspiel von E-Maschine und Verbrennungsmotor, können, unabhängig vom Kraftstoff, weitere Potentiale im Bereich 5 % bis 25 % gehoben werden [24; 25]. Hier besteht noch Forschungsbedarf, um für die jeweilige Kombination mit den unterschiedlichen E-Maschinen einen optimalen Verbrennungsmotor zu entwickeln.

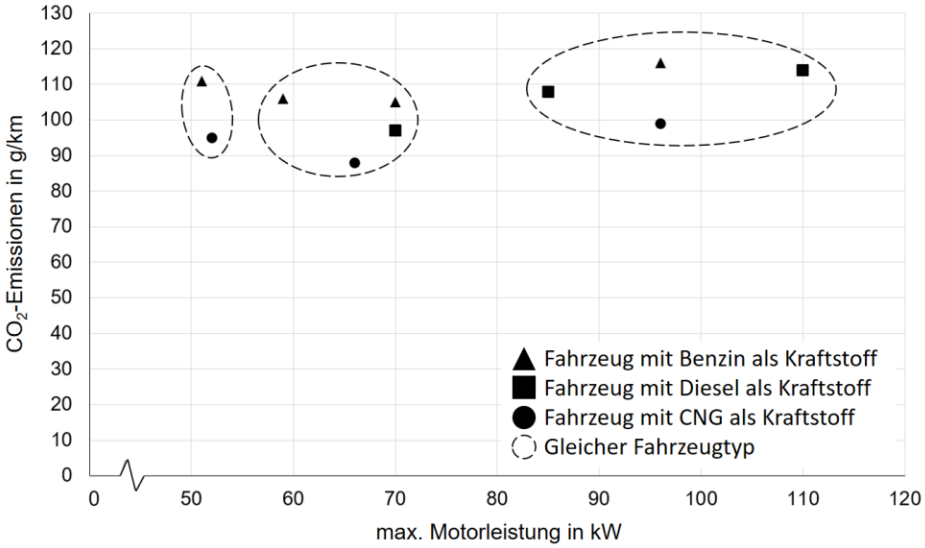


Abbildung 3: Vergleich von Fahrzeugen mit CNG, Diesel und Benzin als Kraftstoff [21, S. 33–37; 22, S. 19–21; 23]

Eine Sonderrolle nimmt der Plug-In-Hybrid ein, dessen Batterie von extern aufgeladen werden kann. Der Pkw kann dann längere Strecken sowohl rein elektrisch, als auch mit einem Verbrennungsmotor betrieben werden. Nach der für die Typgenehmigung in der EU relevanten Verordnung 2017/1151 erreichen Plug-In-Hybride, im Vergleich zu Fahrzeugen mit lediglich einem Verbrennungsmotor als Antrieb, sehr niedrige CO_2-Werte. Der Grund dafür ist, dass das elektrische Fahren analog zu den E-Antrieben mit $0\,\mathrm{g/km}$ bewertet wird und die CO_2-Emissionen des Verbrennungsmotors nur zu einem bestimmten Anteil berücksichtigt werden, siehe Abbildung 4. Dieser Anteil wird durch den Nutzfaktor beschrieben und berechnet sich nach folgender Formel:

$$\mathrm{CO_{2,PlugIn}} = \mathrm{CO_{2,VKM}} \cdot (1 - \mathrm{Nutzfaktor})\,. \tag{1}$$

Plug-In-Hybride stehen aufgrund dieser niedrigen CO_2-Bewertung aktuell in der Kritik, da viele Fahrer hauptsächlich den Verbrennungsmotor nutzen, sodass gegenüber der Bewertung der entsprechenden EU-Verordnung höhere CO_2-Emissionen entstehen [26, S. 5–6]. Genaue Werte über das Fahrerverhalten werden zukünftig durch die, in der EU-Verordnung 2018/1832 seit 2020 verpflichtende, „Fahrzeuginterne Überwachungseinrichtung für den Kraftstoff- und/oder Stromverbrauch“ (OBFCM-Einrichtung) ermittelt [27, S. 297–299]. Auf Basis dieser Daten wird dann ggf. die CO_2-Bewertung der Plug-In-Hybride entsprechend

überarbeitet. Generell kann aber davon ausgegangen werden, dass eine höhere elektrische Reichweite auch den Anteil des elektrischen Fahrens steigert. Sowohl von Daimler als auch von BMW werden mittlerweile Plug-In-Hybride mit mehr als 80 km elektrischer Reichweite in Aussicht gestellt [28; 29].

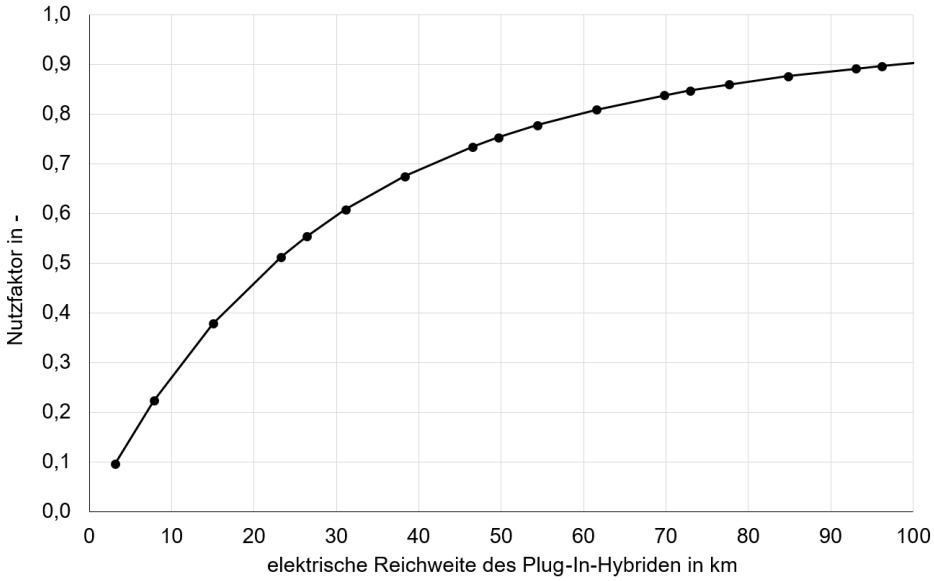


Abbildung 4: Nutzfaktor nach EU Verordnung 2017/1151

Noch in der Erprobung befindet sich das Geofencing für Plug-In-Hybride. Dabei soll in bestimmten geografischen Zonen auf den Einsatz des Verbrennungsmotors verzichtet werden und so ein lokal schadstofffreier Betrieb ermöglicht werden. Sowohl von Ford als auch von BMW gibt es dazu erste Entwicklungsprojekte [30; 31]. Eingesetzt wird Geofencing bereits bei E-Scootern, um die Geschwindigkeit in bestimmten Zonen zu reduzieren [32].
Unabhängig davon führt der Weg zum CO_2-freien bzw. CO_2-neutralen Fahrzeugantrieb mit Verbrennungsmotor zwingend über den Kraftstoff. Werden die Kraftstoffe auf Basis von regenerativ produziertem Strom hergestellt, sogenannte E-Fuels, so emittiert der Verbrennungsmotor zwar weiterhin CO_2, bilanziell führt dies jedoch nicht zu einer Erhöhung des CO_2-Gehalts in der Atmosphäre, da bei der Kraftstoffproduktion ein entsprechender Anteil an CO_2 gebunden wurde. Ein Nachteil ist hier der niedrige Wirkungsgrad bei der E-Fuel Herstellung [33, S. 30]. So wird gegenüber den batterieelektrischen Fahrzeugen ca. das Fünffache an erneuerbarer Energie benötigt [33, S. 30]. Allerdings lässt sich die bestehende

Tankstelleninfrastruktur weiter nutzen und der Kraftstoff kann gut gelagert sowie transportiert werden. Insbesondere in der Verfahrenstechnik liegt hier noch Forschungsbedarf, um zum einen den Einsatz an erneuerbaren Energien zu senken und zum anderen die Kosten für diese Kraftstoffe zu reduzieren.

Der batterieelektrische Antrieb

Im Gegensatz zu Fahrzeugen mit einem Verbrennungsmotor emittieren batterieelektrische Fahrzeuge während der Fahrt kein CO_2. Die CO_2-Emissionen entstehen bei ihnen in den Kraftwerken zur Stromproduktion und, wie auch bei Fahrzeugen mit anderen Antrieben, während ihrer Produktion. Dabei kann ein Großteil der Emissionen im Produktionsprozess der Batterie zugeordnet werden [34, S. 23]. Auch wenn die CO_2-Bilanz des batterieelektrischen Autos sich aufgrund von Skaleneffekten bei der Produktion und den sinkenden Emissionen bei der Stromproduktion (siehe Abbildung 5) kontinuierlich verbessert [35, S. 6], sind weitere Forschungsaktivitäten sinnvoll, um den Energiebedarf bei der Fertigung der Batterie zukünftig weiter zu senken.

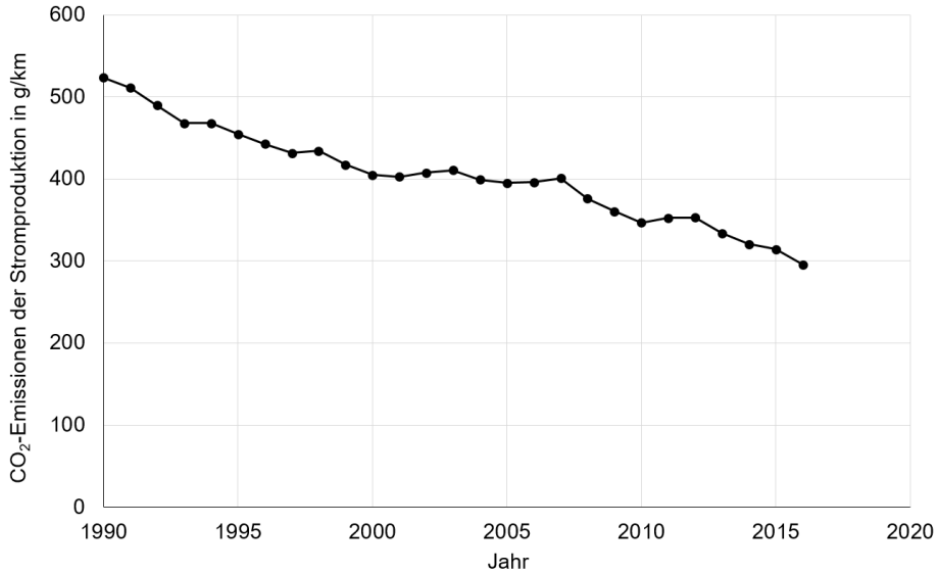


Abbildung 5: CO_2-Emissionen der Stromproduktion in der EU [35, S. 6]

Darüber hinaus befinden sich, bezogen auf ihren Einsatz im Fahrzeug, die einzelnen Komponenten, wie z. B. E-Maschine, Leistungselektronik und Batterie, noch in

einer frühen Phase im Technologielebenszyklus-Modell von Arthur D. Little [36], sodass das Potential an Verbesserungen im Vergleich zum Verbrennungsmotor groß ist.
Exemplarisch dafür ist in Abbildung 6 die Batteriekapazität des Nissan Leaf, des VW E-Golf und des VW ID.3 über die Jahre dargestellt. Während in einer ersten Weiterentwicklung die Batteriekapazität des E-Golf von 21,1 kWh auf 31,5 kWh stieg [37, S. 14; 38, S. 9], finden im ID.3 bereits bis zu 77 kWh Platz [39, S. 4]. Mit einer Länge, Breite, Höhe von 4261 mm/1809 mm/1552 mm [39, S. 4] respektive 4284 mm/1789 mm/1491 mm beim VW Golf [38, S. 9] weisen beide Fahrzeuge dabei ähnliche Abmessungen auf.

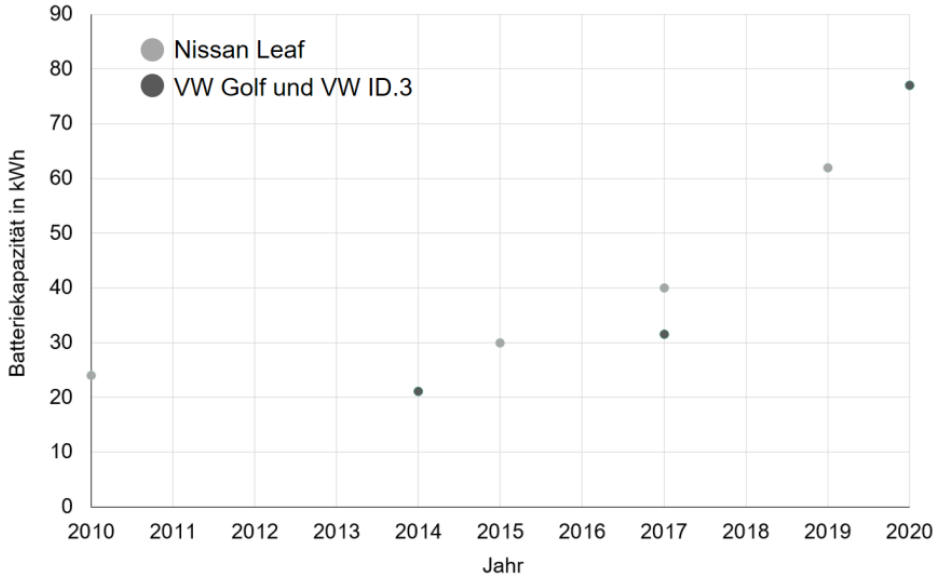


Abbildung 6: Batteriekapazität von Nissan Leaf, VW Golf und VW ID.3 [37, S. 14; 38, S. 9; 39, S. 4]

Dem Potential an Weiterentwicklung steht jedoch u. a. der Materialbedarf für die neuen Komponenten, insbesondere der Batterien, gegenüber. Ohne ein funktionierendes Recyclingsystem kann es bei hohen Marktanteilen zu Materialengpässen kommen [40, S. 17], überdies ist es auch zum Schutz der Umwelt sinnvoll. In Anbetracht der prognostizierten Marktentwicklung für E-Fahrzeuge [17; 41, S. 17] ist hier ein hoher Forschungsbedarf zu sehen.

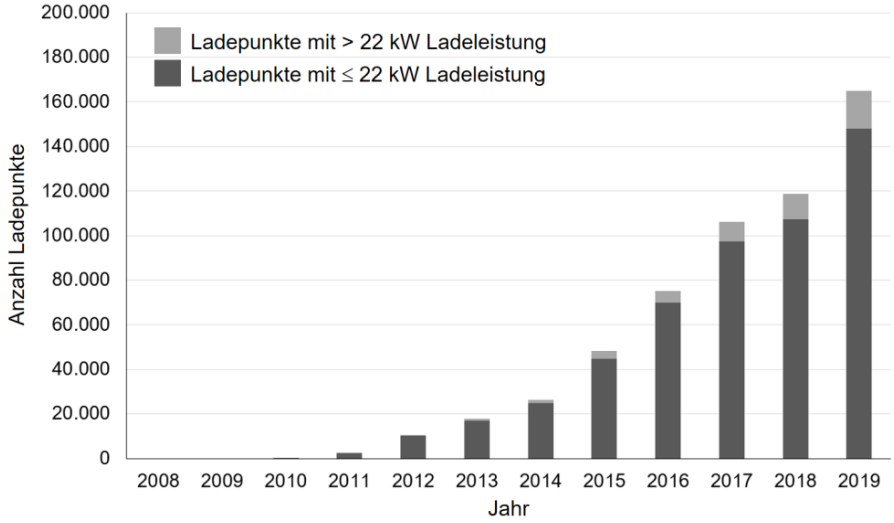


Abbildung 7: Anzahl der Ladepunkte in der EU [42]

Eine weitere Hürde für die E-Mobilität ist der Zeitbedarf für den Aufbau der notwendigen Ladeinfrastruktur. Derzeit gibt es in der EU 165 064 Ladestationen (Stand: März 2020, [42]), siehe Abbildung 7, wobei sich mit 76 % ein hoher Anteil davon lediglich in 4 Ländern befindet, siehe Abbildung 8 [43].
Der Energiebedarf für die E-Fahrzeuge kann zunächst von dem bestehenden Stromnetz bereitgestellt werden [44, S. 34], zumal in Deutschland der Stromverbrauch der Haushalte von 2008 bis 2018, also innerhalb von 10 Jahren, um 12,9 TWh gesunken ist [45], was die Stromnetze entlastet. Diese Strommenge reicht bei einer Jahresfahrleistung von 15 000 km und einem Stromverbrauch von 15 $^{\mathrm{kWh}}/_{100\,\mathrm{km}}$ für 5,7 Mio. Fahrzeuge aus.
Der Engpass im Stromnetz liegt vielmehr im temporären Leistungsbedarf für das Aufladen der Fahrzeugbatterien [46, S. 5], gleichzeitig nimmt eine vollständige Erneuerung der Energieinfrastruktur mehrere Jahrzehnte in Anspruch. Eine Lösung stellt hier das netzdienliche Auf- und Entladen der E-Fahrzeuge, das sogenannte gesteuerte Laden, dar. In einer von der Agora Verkehrswende, Agora Energiewende und The Regulatory Assistance Project (RAP) beauftragten Studie wird je nach Anzahl der E-Fahrzeuge in 2030 allein durch die Möglichkeit des gesteuerten Ladens von einem Einsparpotential der Investitionskosten für die zukünftigen Verteilnetze von bis zu 50 % ausgegangen [46, S. 5]. Um diese Technologie umzusetzen, sind neben regulatorischen Änderungen auch Weiterentwicklungen in der Leistungselektronik, der Steuerungselektronik und dem bidirektionalen Energiefluss notwendig.

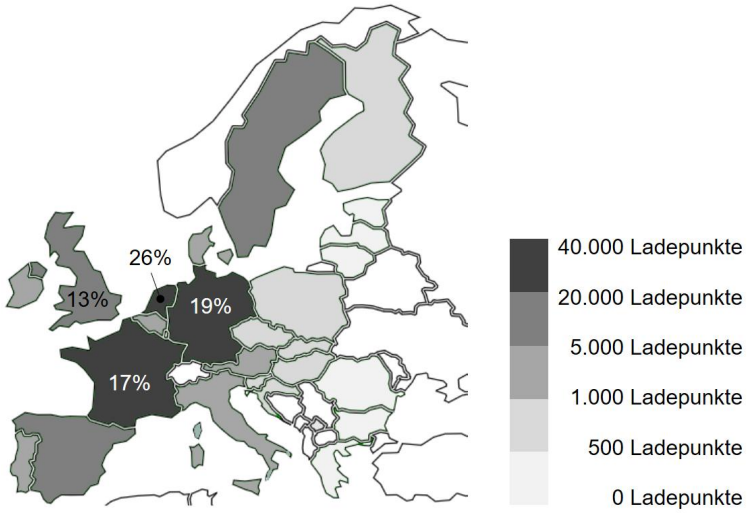


Abbildung 8: Verteilung der Ladepunkte in der EU [43]

Der E-Antrieb mit Brennstoffzelle

Ähnlich wie batterieelektrische Fahrzeuge stoßen auch Fahrzeuge mit Brennstoffzelle keine CO_2-Emissionen im Betrieb aus. Jedoch entstehen, ähnlich wie bei der derzeitigen Stromproduktion, auch bei der heutigen Wasserstoffproduktion CO_2-Emissionen.
Da die Produktion von Wasserstoff mit Verlusten behaftet ist und innerhalb der Brennstoffzelle gegenüber einer Batterie höhere Umwandlungsverluste auftreten [16], wird im Vergleich zum batterieelektrischen E-Fahrzeug eine entsprechend höhere Energiemenge an regenerativ erzeugtem Strom benötigt. Dem steht jedoch der Vorteil gegenüber, dass der elektrische Leistungsbedarf gegenüber batterieelektrischen Fahrzeugen weniger fluktuierend ist und Wasserstoff besser als Strom gespeichert werden kann.
Das aktuelle Tankstellennetz für Wasserstoff (Stand März 2020) umfasst in Deutschland 83 Zapfsäulen [47] und bietet somit für einen Pkw-Massenmarkt noch keine ausreichende Größe. Die derzeitige Planung sieht allerdings, abhängig vom Bedarf, einen Ausbau auf 400 Zapfsäulen vor [47]. Ferner ist es für den Aufbau eines Massenmarktes notwendig, dass auch weitere Länder eine H_2-Infrastruktur aufbauen
In 2019 konnten von drei Herstellern Fahrzeuge mit einem Brennstoffzellenantrieb erworben werden: Daimler, Hyundai und Toyota. Die Fahrzeuge sind im Vergleich zu Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren noch sehr hochpreisig, was u. a. an den

Kosten für das Brennstoffzellen-System liegt. Im Jahr 2018 kosteten Brennstoffzellen pro kW-Systemleistung 46,16 USD bei einer angenommenen Jahresproduktion von 500 000 Stück [48, S. 25]. Um die Kosten weiter zu senken, sind neben höheren Stückzahlen auch eine Reduzierung der benötigten Edelmetallmenge pro Brennstoffzellensystem notwendig [49]. Es besteht somit Forschungsbedarf im Aufbau und der Fertigung der einzelnen Komponenten der Brennstoffzelle.

Ausblick

Drei Wege stehen theoretisch zur CO_2-freien Mobilität mit dem Pkw zur Verfügung: Der batterieelektrische E-Antrieb mit erneuerbarem Strom, die Brennstoffzelle mit aus erneuerbarer Energie hergestellten Wasserstoff und der Verbrennungsmotor in Kombination mit aus erneuerbarer Energie hergestellten E-Fuels.
Alle Pfade weisen bisher Hindernisse verschiedenster Art auf, sei es zeitlich, monetär oder vom Aufwand her.
Vermutlich wird bis 2030 mit keiner dieser Antrieb/Kraftstoff-Kombinationen allein die weltweite und auch nicht die deutsche notwendige Reduktion der CO_2-Emissionen im Verkehrssektor bewältigt werden. Daher ist auch bei allen drei Technologien weiterhin Forschungsaufwand gefordert, um den Weg zum CO_2-freien Antrieb zu unterstützen und technische Optionen zur Verfügung zu stellen. Vorschriften, Richtlinien und Gesetze müssen dann für die erforderliche Unterstützung sorgen, damit Firmen die Antriebe anbieten und der Kunde die entsprechende Antriebslösung auch kauft.

Literatur

[1] Hofbauer, P.; Wiedemann, B.: *Advanced Automotive Power Systems. Part 1: Morphological System and Systems Analysis.* Techn. Ber. Society of Automotive Engineers – San Fransisco – SAE 760591. 1976.

[2] Bolin, B. et al., Hrsg.: *IPCC Second Assessment Climate Change 1995.* 1995. URL: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/05/2nd-assessment-en-1.pdf (besucht am 17. 03. 2020).

[3] Anzlinger, J.: „Wie der Bundestag den Klimawandel verdrängte". In: *Süddeutsche Zeitung* (). URL: https://projekte.sueddeutsche.de/artikel/politik/wie-der-bundestag-ueber-klimapolitik-spricht-e704090/ (besucht am 17. 03. 2020).

[4] Lüdecke, H.-J.: *Energie und Klima: Chancen, Risiken, Mythen.* 3. Aufl. expert Verlag, 2018. ISBN: 978-3-816-93432-5.

[5] Europäische Kommission, Hrsg.: *Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament und den Rat, Nach Paris: Bewertung der Folgen des Pariser Übereinkommens - Begleitunterlage zu dem Vorschlag für einen Beschluss des Rates über die Unterzeichnung des im Rahmen des Rahmenübereinkommens der Vereinten Nationen über Klimaänderungen geschlossenen Pariser Übereinkommens im Namen der Europäischen Union.* Document number: COM(2016) 110 final. 2016. URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/de/ALL/?uri=CELEX:52016DC0110 (besucht am 11. 03. 2020).

[6] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit, Hrsg.: *Klimaschutzplan 2050.* Publication number: 1002. Nov. 2016. URL: https://www.bmu.de/publikation/klimaschutzplan-2050/ (besucht am 17. 03. 2020).

[7] Pachauri, R. K. et al.: *Climate Change 2014 Synthesis Report*. Hrsg. von The intergovernmental panel on climate change. 2015. URL: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/SYR_AR5_FINAL_full.pdf (besucht am 16. 03. 2020).

[8] Umweltbundesamt, Hrsg.: *Marktdaten: Bereich Mobilität*. 2019. URL: https://www.umweltbundesamt.de/daten/private-haushalte-konsum/konsum-produkte/gruene-produkte-marktzahlen/marktdaten-bereich-mobilitaet#offentlicher-verkehr (besucht am 11. 03. 2020).

[9] ACEA, Hrsg.: *Economic and Market Report, EU Automotive Industry Full-year 2018*. Feb. 2019. URL: https://www.acea.be/uploads/statistic_documents/Economic_and_Market_Report_full-year_2018.pdf (besucht am 11. 03. 2020).

[10] Wall, M.: *Automotive Industry Outlook: Managing Volatility and Leveraging Opportunities in a Dynamic Market Environment*. Hrsg. von IHS Markit. 2019. URL: https://www.cargroup.org/wp-content/uploads/2019/02/Wall.pdf (besucht am 11. 03. 2020).

[11] Statista, Hrsg.: *PKW-Dichte in ausgewählten weltweiten Ländern im Jahr 2015*. 2020. URL: https://de.statista.com/statistik/daten/studie/163407/umfrage/pkw-dichte-in-ausgewaehlten-laendern/ (besucht am 16. 03. 2020).

[12] Umweltbundesamt, Hrsg.: *Verkehrsinfrastruktur und Fahrzeugbestand*. 2019. URL: https://www.umweltbundesamt.de/daten/verkehr/verkehrsinfrastruktur-fahrzeugbestand (besucht am 11. 03. 2020).

[13] Nehrke, G.; Loose, W.: *Nutzer und Mobilitätsverhalten in verschiedenen CarSharing-Varianten*. Hrsg. von Bundesverband CarSharing. 2018. URL: https://www.carsharing.de/sites/default/files/uploads/stars_wp4_t41_projektbericht_bcs_deutsch_final_1.pdf (besucht am 17. 03. 2020).

[14] Kratzsch, M.: *Koexistenz der Antriebsarten für unsere zukünftige Mobilität*. Hrsg. von Forschungs- und Transferzentrum e. V. Symposium Automotive & Mobility. 2018. URL: https://www.zwickau.de/media/downloads/01gk_ob/05_wifoe/180628_SAM_IAV-Kratzsch.pdf (besucht am 16. 03. 2020).

[15] Burkert, A.: „Wasserstoff lässt sich auch gut verbrennen“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 78.4 (2017), S. 8–13.

[16] Kratzsch, M.; Wukisiewitsch, W.; Sens, M.; Brauer, M.: „Der Weg zur CO-neutralen Mobilität 2050“. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 2019*. VDI-Verlag, 2019, S. 354.

[17] Lawler, T.: „E-Drive Variant framing for evolving markets“. In: *13th International Congress and Expo, cti Symposium Automotive Drivetrains intelligent electrified*. CTI, 2019.

[18] ACEA, Hrsg.: *The Automobile Industry Pocket Guide 2019/2020*. Symposium Automotive & Mobility. 2019. URL: https://www.acea.be/publications/article/acea-pocket-guide (besucht am 11. 03. 2020).

[19] Kufferath, A.; Naber, D.; Krüger, M.; Hausberger, S.; Lipp, S.; Steven, H.: „EU6d – Analyse der Randbedingungen und Ableitung der Emissionsauswirkungen am Beispiel des weiterentwickelten Diesel Powertrain“. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 2019*. VDI-Verlag, 2019, S. 193.

[20] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, Hrsg.: *Merkblatt zu den CO_2-Faktoren Energieeffizienz in der Wirtschaft – Zuschuss und Kredit*. 2019. URL: https://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/eew_merkblatt_co2.pdf?___blob=publicationFile&v=2 (besucht am 13. 03. 2020).

[21] Volkswagen AG, Hrsg.: *Technik und Preise, Gültig für das Modelljahr 2020, Der Golf, Golf Variant & Golf Alltrack*. 2019. URL: https://www.volkswagen.de/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/de/besitzer-und-nutzer/hilfe-und-dialogcenter/downloads/produktbroschueren/golf-(bq)/golf_variant_preisliste.pdf (besucht am 13. 03. 2020).

[22] Volkswagen AG, Hrsg.: *Technik und Preise, Gültig für das Modelljahr 2020, Der Polo*. 2019. URL: https://www.volkswagen.de/idhub/content/dam/onehub_pkw/importers/de/besitzer-und-nutzer/hilfe-unddialogcenter/downloads/produktbroschueren/polo-(6c)/polo_preisliste.pdf (besucht am 13. 03. 2020).

[23] Fiat Chrysler Automobiles, Hrsg.: *Konfigurator Fiat Panda Easy*. 2019. URL: https://www.fiat.de/konfigurator/panda/#/version (besucht am 13. 03. 2020).

[24] Werra, M.; Ringleb, A.; Müller, J.; Küçükay, F.: „Topology Comparison of 48 V Hybrid Drivetrains with Manual Transmission“. In: *CTI Symposium 2018*. Springer. 2020, S. 347–355.

[25] Wang, S.; Kersting, T.; Rohe, M.; Pennec, B.: „Concept solution for efficiency improvement of a powertrain with P2 hybrid technology by an intelligent hybrid control unit“. In: *16. Internationales Stuttgarter Symposium*. Springer. 2016, S. 1131–1142.

[26] Dornhoff, J.: *White Paper: One goal, multiple pathways: A review of approaches for transferring on-board fuel consumption meter data to the european commission*. Hrsg. von ICCT. 2019. URL: https://theicct.org/sites/default/files/publications/OBFCM_data_transfer_20191022.pdf (besucht am 16. 03. 2020).

[27] Europäische Kommission, Hrsg.: *Verordnung (EU) 2018/1832 der Kommission vom 5. November 2018 zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission und der Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission im Hinblick auf die Verbesserung der emissionsbezogenen Typgenehmigungsprüfungen und -verfahren für leichte Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge, unter anderem in Bezug auf die Übereinstimmung in Betrieb befindlicher Fahrzeuge und auf Emissionen im praktischen Fahrbetrieb und zur Einführung von Einrichtungen zur Überwachung des Kraftstoff- und des Stromverbrauchs*. 2016. URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32018R1832 (besucht am 11. 03. 2020).

[28] Daimler AG, Hrsg.: *Mercedes-Benz GLE 350 de 4MATIC und GLC 300 e 4MATIC: Neue Plug-in-Hybride der dritten Generation: Der nächste Sprung bei der Reichweite*. 2019. URL: https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Mercedes-Benz-GLE-350-de-4MATIC-and-GLC-300-e-4MATIC-New-third-generation-plug-in-hybrids-The-next-jump-in-operating-range.xhtml?oid=44336333 (besucht am 13. 03. 2020).

[29] Juraschek, S.; Preuss, F.; Wilde, A.; Lorenz, K.: „BMW Group boostet die Elektromobilität. Breites Plug-in Hybrid Portfolio zur Erfüllung von Kundenerwartungen“. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 2019*. VDI-Verlag, 2019, S. 53.

[30] GmbH, F., Hrsg.: *Ford testet Geofencing und Blockchain-Technologie für saubere Stadtluft*. 2019. URL: https://media.ford.com/content/fordmedia/feu/de/de/news/2019/10/15/ford-testet-geofencing-und-blockchain-technologie-fuer-sauberere.html (besucht am 12. 03. 2020).

[31] Fasse, M.; Bay, L.: „Plug-in-Hybride von BMW sollen automatisch auf Elektroantrieb schalten“. In: *Handelsblatt online – Vierteljahresschrift für Antriebsfragen* (2019). URL: https://www.handelsblatt.com/unternehmen/industrie/geofencing-plug-in-hybride-von-bmw-sollen-automatisch-auf-elektroantrieb-schalten/24490138.html?ticket=ST-7179740-IEJQkPjquzxe0bxzTvtA-ap4 (besucht am 12. 03. 2020).

[32] Weddeling, B.: „Die Tech-Branche entdeckt E-Scooter als neues Milliardengeschäft“. In: *Handelsblatt online* (2019). URL: https://www.handelsblatt.com/unternehmen/it-medien/sxsw-2019/sxsw-2019-die-tech-branche-entdeckt-e-scooter-als-neues-milliardengeschaeft/24087992.html (besucht am 12. 03. 2020).

[33] Kramer, U.; Ortloff, F.; Stollenwerk, S.; Thee, R.: *Defossilisierung des Transportsektors*. 2018. URL: https://www.fvv-net.de/fileadmin/user_upload/medien/materialien/FVV__Kraftstoffe___Studie_Defossilisierung___R586_final_v.3_2019-06-14___DE.pdf (besucht am 16. 03. 2020).

[34] Helms, H.; Kämper, C.; Biemann, K.; Lambrecht, U.; Jöhrens, J.; Meyer, K.: *Klimabilanz von Elektroautos – Einflussfaktoren und Verbesserungspotenzial*. 2019. URL: https://www.agora-verkehrswende.de/fileadmin/Projekte/2018/Klimabilanz_von_Elektroautos/Agora-Verkehrswende_22_Klimabilanz-von-Elektroautos_WEB.pdf (besucht am 16. 03. 2020).

[35] European Environment Agency, Hrsg.: *Overview of electricity production and use in Europe*. 2018. URL: https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/overview-of-the-electricity-production-2/assessment-4 (besucht am 11. 03. 2020).

[36] Tiefel, T., Hrsg.: *Gewerbliche Schutzrechte im Innovationsprozess*. 1. Aufl. Wiesbaden: Deutscher Universitätsverlag, 2008. ISBN: 978-3-8244-0824-5.

[37] Volkswagen AG, Hrsg.: *Internationale Fahrvorstellung des neuen e-Golf electrified! – Die e-Mobilitätswochen von Volkswagen*. 2014. URL: https://www.volkswagen-newsroom.com/de/internationale-fahrvorstellung-des-neuen-e-golf-2858 (besucht am 15. 03. 2020).

[38] Volkswagen AG, Hrsg.: *Technik und Preise gültig für das Modelljahr 2020 Der e-Golf*. 2019. URL: https://www.volkswagen-newsroom.com/de/publikationen/preislisten/technik-und-preise-e-golf-ausgabetag-05-09-2019-27 (besucht am 15. 03. 2020).

[39] Volkswagen AG, Hrsg.: *Der ID.3 Aufbruch in eine neue Ära*. 2019. URL: https://uploads.volkswagen-newsroom.com/system/production/uploaded_files/14975/file/94143783ed3e4223df29611f3efcc800eacf4cba/Der_ID_3_Aufbruch_in_eine_neue_Aera.pdf?1568109216 (besucht am 15. 03. 2020).

[40] Vereinigung der Bayerischen Wirtschaft e. V., Hrsg.: *Rohstoffsituation der bayerischen Wirtschaft*. 2019.

[41] International Energy Agency, Hrsg.: *Global EV Outlook 2019*. 2019. URL: https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2019 (besucht am 15. 03. 2020).

[42] European Alternative Fuels Observatory, Hrsg.: *Normal and fast public charging points (2019)*. URL: https://www.eafo.eu/electric-vehicle-charging-infrastructure (besucht am 11. 03. 2020).

[43] ACEA, Hrsg.: *Interactive map: Correlation between electric car sales and availability of charging points (update)*. URL: https://www.acea.be/statistics/article/interactive-map-correlation-between-electric-car-sales-and-the-availability (besucht am 11. 03. 2020).

[44] VDE, Hrsg.: *Netzintegration Elektromobilität – Leitfaden für eine flächendeckende Verbreitung von E-Fahrzeugen*. 2019. URL: https://www.vde.com/resource/blob/1896384/8dc2a98adff3baa259dbe98ec2800bd4/e-mobilitaet-fnn-hinweis-download-data.pdf (besucht am 12. 03. 2020).

[45] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e. V., Hrsg.: *Stromverbrauch der Haushalte um neun Prozent gesunken*. 2020. URL: https://www.bdew.de/presse/presseinformationen/stromverbrauch-der-haushalte-um-neun-prozent-gesunken/ (besucht am 12. 03. 2020).

[46] Maier, U.; Peter, F.; Jahn, A.: *Verteilnetzausbau für die Energiewende - Elektromobilität im Fokus: Schlussfolgerungen zu einer Studie im Auftrag von Agora Verkehrswende, Agora Energiewende und The Regulatory Assistance Project (RAP)*. 2019. URL: https://www.agora-energiewende.de/veroeffentlichungen/verteilnetzausbau-fuer-die-energiewende-elektromobilitaet-im-fokus-2/ (besucht am 12. 03. 2020).

[47] NOW GmbH, Hrsg.: *H2 Mobility – Mission Infrastruktur*. 2015. URL: https://www.now-gmbh.de/de/bundesfoerderung-wasserstoff-und-brennstoffzelle/projektfinder/verkehr/h2mobility (besucht am 13. 03. 2020).

[48] James, B.: *2018 Cost Projections of PEM Fuel Cell Systems for Automobiles and Medium-Duty Vehicles*. Hrsg. von U.S. Department of Energy. 2018. URL: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2018/04/f51/fcto_webinarslides_2018_costs_pem_fc_autos_trucks_042518.pdf (besucht am 12. 03. 2020).

[49] Jörissen, L.; Garche, J.: „Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzellen (PEFC) Stand und Perspektiven“. In: *Wasserstoff und Brennstoffzelle*. Springer, 2017, S. 263–313.

Biografische Notiz

Carsten von Essen ist Lehrbeauftragter für das Seminar „Automobilindustrie – Absatzmärkte, Gesetzgebung, Kostenaspekte“ an der Technischen Universität Berlin und hauptberuflich bei IAV als Senior Fachreferent für Rahmenbedingungen für Fahrzeugantriebe tätig. Er lernte Roland Baar bei dessen Antritt als Fachgebietsleiter kennen und tauschte sich in der Folgezeit mit ihm über Abgasnachbehandlung von Fahrzeugantrieben aus. Dabei schätzte er seine, von aktuellen thematischen Strömungen unabhängige, eigene Sichtweise auf die verschiedenen Antriebe und sein tiefes Verständnis von Verbrennungsmotoren.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

(Diesel-)Motorenanlagen in der Seeschifffahrt – Technologien im Spannungsfeld von Leistungsbedarf, Effizienz und Umweltbelastung

Freerk Meyer

Weltweit sind über 40 000 seegängige Schiffe mit verschiedenen Aufgaben im Einsatz. Für diese Schiffe wurden Antriebs- und Stromerzeugungssysteme entwickelt, die die Anforderungen an Leistungsvermögen, Zuverlässigkeit und Betriebskosten bestmöglich erfüllen. Erst mit leistungsstarken Schiffen ist der weltweite Warenverkehr, wie wir ihn heute kennen, möglich.
Dieselmotoranlagen sind aus heutiger Sicht nicht aus der Schifffahrt wegzudenken. Analog zu den Dieselantrieben im Landeinsatz sind die Motorenanlagen auf Schiffen in die Kritik geraten. Die sehr hohe Effizienz des Transportsystems Schiff (niedriger CO_2-Ausstoß pro erbrachter Transportleistung) steht im Gegensatz zu Schadstoffemissionen (z. B. Stickoxide, Ruß, Feinstaub, Schwefeloxide) im Abgas.
Im Folgenden werden in einem kompakten Überblick der Istzustand der Schiffsantriebstechnik und seiner Kraftstoffe aufgezeigt sowie Entwicklungstendenzen zur Reduzierung der Abgasemissionen vorgestellt.

Einleitung

Etwa 70 % der Erdoberfläche sind von Wasser bedeckt. Die Meere sind sehr wichtige Lebens- und Wirtschaftsräume. Dort befinden sich wichtige Nahrungs- und Energieressourcen, Seewege verbinden die Kontinente miteinander und zunehmend verbringen Menschen ihre Freizeit auf dem Wasser.
Schiffe unterscheiden sich wesentlich in Größe, Geschwindigkeit und Einsatzzweck. Es gibt für die unterschiedlichen Aufgaben hoch spezialisierte Schiffstypen. Der weltweite Transport von Waren und Menschen spielt dabei eine dominierende Rolle. Die erforderliche Antriebsleistung zum Vortrieb variiert von wenigen Kilowatt bis über 80 000 kW pro Schiff. Heute werden fast alle Schiffe von Dieselmotoren verschiedener Ausprägungen angetrieben.
Schiffsantriebe sind in der letzten Zeit vermehrt in den Blickpunkt der Öffentlichkeit gerückt. Dies gilt für die großen Motorenanlagen sowie die in der Schifffahrt verwendeten Kraftstoffe. Einige Fragestellungen sind dabei mit den Fragen der

landgestützten Verbrennungsmotoren vergleichbar, andere Herausforderungen unterscheiden sich von den deutlich kleineren Fahrzeugmotoren für Landanwendungen. Gemeinsam ist das Engagement, zukunftsfähige Konzepte zu entwickeln, die den Transport von Menschen und Waren mit einem minimalen negativen Einfluss auf die Umwelt und das weltweite Klima möglich machen.
Die Seeschifffahrt ist per Definition eine international agierende Branche. Die Interessen der schifffahrenden Nationen werden von der International Maritime Organisation (IMO), einer Unterorganisation der Vereinten Nationen (UN), vertreten. Die IMO gibt die Regeln für die internationale Schifffahrt in Bezug auf Sicherheit und Umweltverträglichkeit vor. Ihre Ziele sind die internationale Regelung aller nicht rein wirtschaftlichen Angelegenheiten der Handelsschifffahrt, die Verringerung der Meeresverschmutzung und die Verbesserung der Sicherheit sowie der Arbeitsbedingungen in der Seefahrt.
Schiffe sind im Vergleich zu landgestützten Technologien und Flugzeugen mit weitem Abstand die effizientesten verfügbaren Warentransportsysteme. Sie sind in der Lage, Waren über weite Entfernungen, schnell, preiswert und mit einem niedrigen Energieeinsatz pro Ladungseinheit zu transportieren. Bezogen auf den CO_2-Ausstoß ist der Transport von Ladung mit dem Verkehrsmittel „Schiff“ mit deutlichem Abstand im Vorteil. 90 % der weltweit und 40 % der innerhalb Europas gehandelten Güter werden auf dem Seeweg transportiert. Dabei entstehen nur etwa 2–3 % aller weltweiten CO_2-Emissionen aus Motoren in der Seeschifffahrt [1].

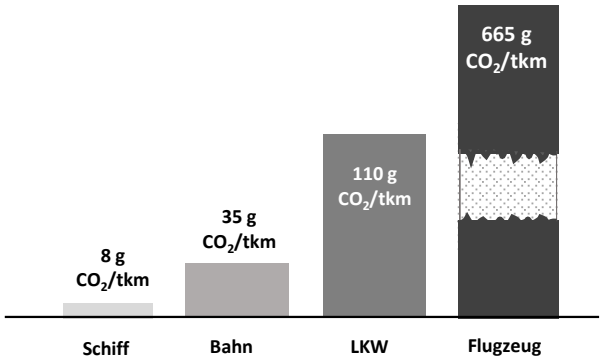


Abbildung 1: Spezifische CO_2-Emissionen pro transportierter Tonne und Kilometer für unterschiedliche Verkehrsträger [1]

Bei anderen Schadstoffen im Abgas schneidet die Schifffahrt gegenüber den anderen Transportmitteln nicht so positiv ab. Eine (Teil-)Verbesserung entsteht durch die deutliche Reduzierung des weltweit erlaubten Schwefelanteils im Kraftstoff auf 0,5 % bzw. 0,1 % in besonders ausgewiesen Gebieten (Emission Control Areas).

Leistungsbedarf eines Schiffes

Die Schiffsgeschwindigkeit und der Schiffswiderstand sind die wichtigsten Einflussfaktoren in Bezug auf die erforderliche Antriebsleistung und damit auf den Kraftstoffbedarf von Schiffen.

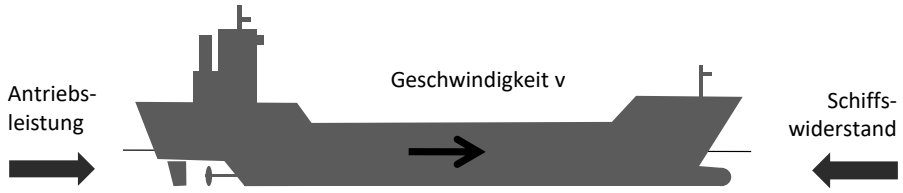


Abbildung 2: Antriebsleistung, Geschwindigkeit und Widerstand eines Schiffe

Die überwiegende Mehrheit der seegängigen Schiffe ist mit sogenannten Verdrängerrümpfen ausgestattet. Das heißt, der getauchte Teil des Schiffsrumpfes verdrängt das vor ihm befindliche Wasservolumen. Die erforderliche Kraft für diesen Verdrängungsprozess wird als Schiffswiderstand bezeichnet. Der Schiffswiderstand ist wesentlich von den Schiffsabmessungen, dem Tiefgang und der Schiffsform abhängig. Diese Einflussfaktoren verhalten sich nicht proportional zu dem Schiffsvolumen. Das heißt, größere Schiffe haben, bezogen auf die Ladungskapazität, einen niedrigeren Widerstand als kleinere Schiffe. Deshalb gibt es im Schiffbau einen deutlichen Trend zu immer größeren Einheiten.
Aktuell sind die größten Containerschiffe ca. 400 m lang, 60 m breit und können über 23 000 TEU (Zwanzig-Fuß-Standard-Container) laden. Dies entspricht der Ladekapazität von 11 500 Lastkraftwagen. Diese Schiffe übernehmen den Transport der Container zwischen den großen Häfen in Asien, Amerika und Europa. Kleinere Schiffe übernehmen dann die weitere Verteilung der Waren. Eine vergleichbare Tendenz zu immer größeren Schiffen ist bei Kreuzfahrtschiffen zu beobachten. Schiffe mit einer Länge von über 360 m, einer Breite von über 45 m und einer Kapazität von mehr als 6000 Passagieren befahren die Weltmeere.
Die Geschwindigkeit eines Schiffes geht kubisch in den Leistungsbedarf ein. Damit ist die erforderliche Antriebsleistung insbesondere bei den schnellen Container- und Passagierschiffen stark von der Schiffsgeschwindigkeit geprägt. In diesen Schiffstypen werden die größten Antriebsanlagen verbaut. Zusätzlich zu den Antriebsanlagen wird die erforderliche elektrische Leistung für die Schiffssysteme mit Dieselgeneratoren erzeugt.

Schiffsantriebe

Schiffsantriebe bestehen aus den drei Hauptkomponenten:

- Leistungserzeugung (Verbrennungsmotoren)
- Leistungsübertragung (Antriebswelle mit/ohne Getriebe oder elektrische Anlage)
- Propulsion (Propeller)

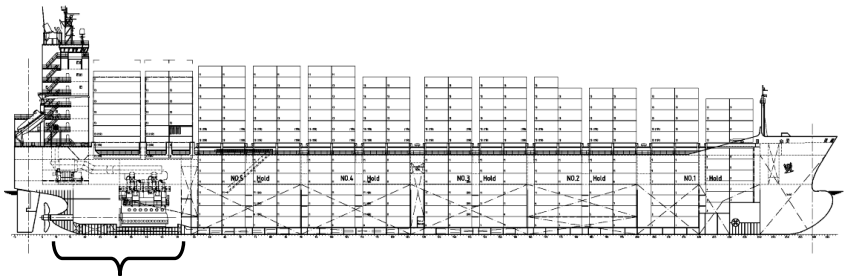


Abbildung 3: Antriebsanlage für ein mittelgroßes Containerschiff (NSWE CS 3400)

Leistungserzeugung

Antriebssysteme von heutigen Schiffen sind überwiegend ($> 95\,\%$) mit Dieselmotoren ausgerüstet. Gasturbinen sowie Ottomotoren spielen nur eine untergeordnete Rolle. Es werden drei Motorbauarten in unterschiedlichen Drehzahl- und Leistungsbereichen eingesetzt.
Die größten und leistungsfähigsten Motoren sind die Zweitakt-Kreuzkopfmotoren. Sie sind aktuell in einem Bereich von etwa 5000 kW bis 80 000 kW Abgabeleistung verfügbar. Die Nenndrehzahl dieser **Langsamläufer** liegt unter $300\,\mathrm{min}^{-1}$. Zweitakt-Schiffsmotoren können sowohl im Uhrzeigersinn als auch gegen den Uhrzeigersinn betrieben werden (umsteuern).
Die Kreuzkopflagerung ermöglicht eine Entkopplung der mechanischen Motorteile (Kurbelwelle und Pleuel) vom Brennraum. Dadurch können extreme Kolbendurchmesser-Hub-Verhältnisse realisiert werden. Die größten Motoren haben einen Kolbenhub von bis zu 3,5 m. Dies ermöglicht eine sehr effiziente Verbrennung auch von minderwertigen Brennstoffen.
Die Motoren werden in der Regel von zwei parallel arbeitenden Abgasturboladern mit Verbrennungsluft versorgt. Im Niedriglastbereich werden die ATL durch extern angetriebene Verdichter unterstützt. Die heutigen Zweitakt-Kreuzkopfmotoren ar-

beiten mit einer Gleichstromspülung (Luftzufuhr über Luftschlitze im Bereich des unteren Totpunktes und dem Abgasaustritt über eine Ventilsteuerung im Zylinderkopf). Große Zweitakt-Kreuzkopfmotoren sind mit bis zu 12 Zylindern ausgerüstet und arbeiten mit Nenndrehzahlen zwischen 80 min^{-1} und ca. 120 min^{-1}. Beispiel: MAN 11G95ME-C9: Bohrung von 950 mm, Hub von 3460 mm liefert 6870 kW pro Zylinder bei 80 min^{-1}. Gesamtleistung (11 Zylinder): ca. 76 000 kW. Abmessungen: Länge: ca. 21,597 m, Höhe ca. 18 m. Das (Trocken-)Gewicht des Motors beträgt ca. 2200 t [2].

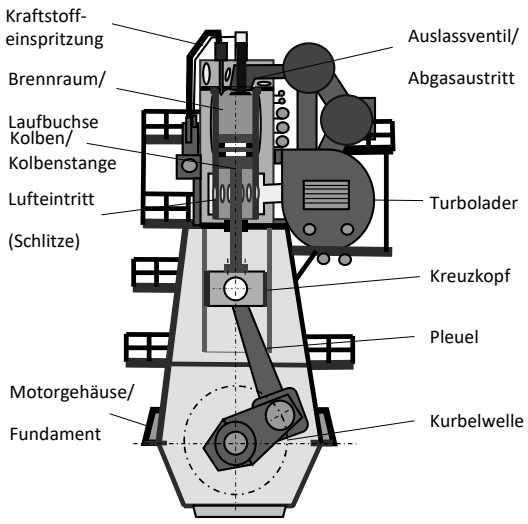


Abbildung 4: Prinzipieller Aufbau eines modernen Zweitakt-Kreuzkopfmotors

Die beste Performance bieten die Motoren im Nennlastbereich. Diese Motoren wurden bislang für den Betrieb mit Schweröl (HFO) und Marine Gasöl (MGO) ausgelegt. Motorvarianten für den Betrieb mit Erdgas (Dual Fuel) sind ebenfalls verfügbar. Der Kraftstoffbedarf (b_e) liegt bei den großen Motoren unterhalb 170 g/kWh (MGO) im Nennbetrieb. Das entspricht einem Motorwirkungsgrad von etwa 52 %.

Mittelschnellläufer haben eine Nenndrehzahl im Bereich von 300 min^{-1} bis 1000 min^{-1}. Diese Motoren sind auf fast allen seegängigen Schiffen zu finden. Sie werden sowohl in den Propulsionsanlagen auf kleineren und mittelgroßen Schiffen, Schiffen mit mehreren Antriebsanlagen sowie zum Antrieb von Stromgeneratoren auf Schiffen aller Typen und Größen eingesetzt.

Es werden Reihenmotoren (4–9 Zylinder) und V-Motoren (6–20 Zylinder) angeboten. Die Zylinderleistung liegt zwischen 80 kW und >2000 kW pro Zylinder. Die

Tauchkolbenmaschinen haben einen langen Hub mit einem Kolbendurchmesser ab ca. 150 mm (z. B. MAN SE L16/24: Kolbendurchmesser von 160 mm, Hub von 240 mm) bis zu einem Kolbendurchmesser von ca. 650 mm (z. B. Wärtsilä 64 Kolbendurchmesser von 640 mm, Hub von 900 mm). Der Leistungsbereich liegt zwischen etwa 450 kW (MAN L16/24 mit 5 Zylindern bei 1000 min^{-1}) und knapp 20 000 kW (Wärtsilä W 64 mit 9 Zylindern bei 333 min^{-1}). Die Motoren sind in der Regel mit einem oder zwei parallel arbeitenden Abgasturboladern ausgerüstet. Die spezifischen Verbräuche der größeren Motoren liegen im Nennbetrieb unterhalb 180 g/kWh. Heutige mittelschnelllaufende Viertakt-Schiffsmotoren sind standardmäßig für den Betrieb mit Schweröl und Marinegasöl ausgelegt. Es sind zusätzlich diverse Varianten für den Betrieb mit Erdgas (Dual Fuel oder reine Erdgasmotoren) oder anderen Kraftstoffen, z. B. Methanol, verfügbar.

Schnelllaufende Viertaktmotoren werden in der Regel auf kleineren Schiffen (Binnenschiffe und Seeschiffe), schnellen Schiffen (z. B. Schnellfähren) und Marineschiffe als Antriebsmotoren eingesetzt. Kleine Motoren sind z. B. für den Schiffsbetrieb modifizierte („marinisierte“) Lkw-Motoren mit einer Leistung von etwa 200 kW bis 700 kW bei 2200 min^{-1}. Große, schnelllaufende Viertaktmotoren sind mit Leistungen bis zu 10 000 kW für Schiffsanwendungen verfügbar (z. B. MTU 20V 8000 M71L mit 9100 kW Nennleistung bei 1150 min^{-1}). Diese Motoren haben im Nennbetrieb einen Kraftstoffbedarf von ca. 190 g/kWh [3]. Die schnelllaufenden Schiffsmotoren zeichnen sich durch eine kompakte Bauweise aus. Sie liefern im Vergleich zu den anderen Motorbauformen die höchste Leistung pro Bauvolumen bzw. Baugewicht.

Werden schnelllaufende Motoren in schnellen und möglichst manövrierfähigen Schiffen eingesetzt, so sind die Motoren häufig mit mehreren zuschaltbaren Abgasturboladern (Registeraufladung) ausgerüstet. Damit wird eine gute Motordynamik gewährleistet. Die heutigen schnelllaufenden Viertaktmotoren verwenden in der Regel hochwertige Kraftstoffe, also kein Schweröl. Zusätzlich sind modifizierte Motoren für den (Erd-)Gasbetrieb verfügbar.

Leistungsübertragung/Propulsion

Die Motorleistung wird entweder mechanisch durch eine Antriebswelle oder elektrisch zum Propulsionsorgan „Propeller“ übertragen. Propeller werden als Festpropeller (Propeller mit einer starren Propellersteigung) oder als Verstellpropeller (Propeller mit drehbaren Propellerflügeln → einstellbare Propellersteigung) ausgeführt. Die Propellerdrehzahl liegt, je nach Typ und Größe, bei 80 min^{-1} bis ca. 300 min^{-1}, ggf. müssen Untersetzungsgetriebe eingesetzt werden.

Ist das Schiff mit einem Festpropeller ausgerüstet, muss der Motor seine Leistung entsprechend der Widerstandskurve des Propellers in Relation zur Drehzahl (Propellerkurve) abgeben. Der Propeller, der Motor und ggf. das Getriebe müssen in

diesem Fall so aufeinander abgestimmt sein, dass der Motor bei Nenndrehzahl und Nennlast die geforderte Schiffsgeschwindigkeit erreicht und dass der Motor auch bei geringeren Schiffsgeschwindigkeiten innerhalb seines Kennfeldes arbeiten kann. Für die Rückwärtsfahrt muss ein umsteuerbarer Motor oder ein Umkehrgetriebe vorhanden sein.
Ist die Antriebsanlage mit einem Verstellpropeller oder mit einem (diesel-)elektrischen Antrieb ausgeführt, wird der Motor in der Regel mit einer konstanten Drehzahl betrieben. Damit kann die Anlage einen großen Geschwindigkeitsbereich sowie die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt des Schiffes abdecken. Die Nachteile von Verstellpropellern im Vergleich zu Festpropellern liegen im höheren Aufwand bei Bau und Betrieb (Kosten) und in einem schlechteren Wirkungsgrad im Nennbetrieb (Kraftstoffbedarf).
Handelsschiffe sind (mit wenigen Ausnahmen) mit einer zentralen Antriebsanlage ausgerüstet. Passagierschiffe verfügen immer über mindestens zwei voneinander unabhängige Antriebe. Für andere Schiffstypen gibt es unterschiedliche Lösungen.

Antriebsanlagen mit Zweitakt-Kreuzkopfmotoren

Größere Handelsschiffe (über 130 m Schiffslänge) werden zumeist von einem Zweitakt-Kreuzkopfmotor, einer damit fest verbundenen Antriebswelle und einem Festpropeller angetrieben. Diese Systeme weisen den höchsten Gesamtwirkungsgrad auf, sie gelten als zuverlässig, leistungsstark und wartungsarm. Die geringe Drehzahl, das hohe Drehmoment und die Möglichkeit, Zweitakt-Kreuzkopfmotoren in beide Drehrichtungen zu betreiben, ermöglichen einen sehr einfachen, effektiven Aufbau der Wellenanlage ohne Untersetzung- und Wendegetriebe.

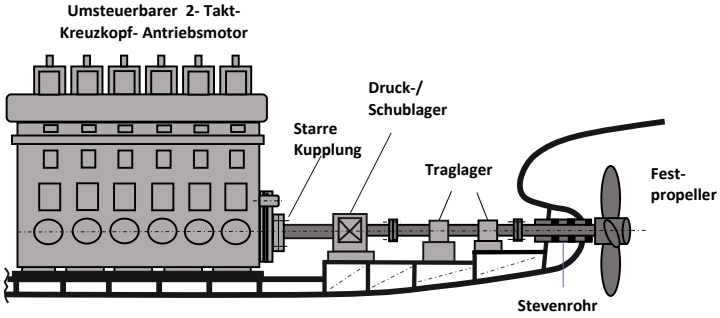


Abbildung 5: Prinzipieller Aufbau einer Antriebsanlage mit Zweitakt-Kreuzkopfmotor

Die Antriebe sind daraufhin optimiert im Nennbereich (Nenngeschwindigkeit des Schiffes) betrieben zu werden. Die Dynamik der Anlagen (Lastwechsel) ist wenig ausgeprägt. Zum Umsteuern muss der Motor gestoppt werden und die Drehzahl

der Welle auf Null gebracht werden. Dann wird die Nockenwelle verschoben (umgesteuert) und der Motor neu gestartet.

Antriebsanlagen mit Viertaktmotoren

Für Antriebsanlagen mit Viertaktmotoren (Schnellläufer oder Mittelschnellläufer) gibt es verschiedene Konfigurationen.

- Motor mit Untersetzungs- und Wendegetriebe und Festpropeller
- Motor mit Untersetzungsgetriebe und Verstellpropeller
- Motor mit Untersetzungsgetriebe und Wasserstrahlantrieb
- Motor mit elektrischer Anlage, Antriebswelle oder Gondelantrieb, Festpropeller

Kleinere Handelsschiffe (unter 130 m Schiffslänge) verfügen häufig über einen mittelschnelllaufenden Motor mit Untersetzungsgetriebe und Verstellpropeller. Diese Anlagen werden mit konstanter Motordrehzahl betrieben. Damit wird eine gute Anlagendynamik mit einem guten Teillastverhalten erreicht. Der Gesamtwirkungsgrad im Nennbetrieb liegt jedoch unterhalb der Anlagen mit Festpropeller.

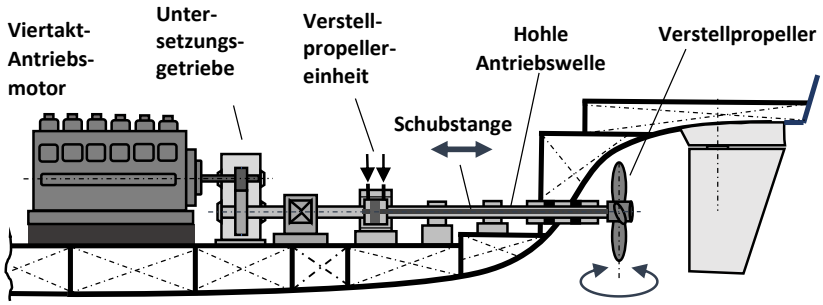


Abbildung 6: Prinzipieller Aufbau einer Antriebsanlage mit Viertaktmotor, Getriebe und Verstellpropeller

Kreuzfahrtschiffe, Forschungsschiffe und Spezialschiffe sind häufig mit redundant angeordneten diesel-elektrischen Antriebssystemen ausgerüstet. Diese Anlagen bestehen aus $2+x$ Dieselgeneratoren, elektrischen Verteileranlagen sowie mindestens zwei elektrischen Propellerantrieben. Sind die Antriebsmotoren in drehbaren Gondeln unterhalb des Schiffes angebracht (Pod-Antrieb), verfügen die Schiffe über einen effektiven Antrieb mit hoher Manövrierfähigkeit.

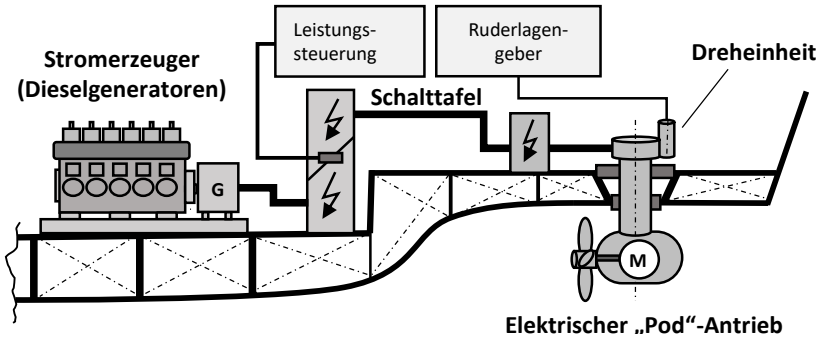


Abbildung 7: Prinzipieller Aufbau einer dieselelektrischen „Pod“-Antriebsanlage

Stromerzeugung auf Schiffen

Größere seegängige Schiffe sind, je nach Strombedarf, mit zwei oder mehr Dieselgeneratoren (zumeist mittelschnelllaufenden Viertaktmotoren) ausgestattet. Zusätzlich ist ein weiterer Generator auf der Antriebswelle (Wellengenerator) möglich. Schiffssysteme arbeiten mit einer 440 V/60 Hz-Drehstromversorgung. Deshalb werden die Dieselgeneratoren mit einer konstanten Drehzahl von $720\,\mathrm{min}^{-1}$ oder $900\,\mathrm{min}^{-1}$ betrieben. Schwankende Leistungsbedarfe müssen schnell aufgefangen werden, um ein stabiles Bordnetz zu gewährleisten. Zusätzlich werden Schiffe mit einem weitgehend autarken Notstromaggregat versehen, das bei Ausfall der regulären Stromversorgung die sicherheitsrelevanten Systeme des Schiffes mit Energie versorgt.

Anforderungen an Schiffsmotoren

Typische Propulsionsmotoren kommen auf ca. 6000 Betriebsstunden pro Jahr mit einem mittleren Lastfaktor zwischen 75 % und 90 %. Die typische Lebensdauer der Motoren liegt zwischen 20 und 30 Jahren, sodass bis zu 200 000 Betriebsstunden akkumuliert werden. Dies erfordert eine entsprechend robuste Motorauslegung, zumal die Wartungsintervalle so lang sein müssen, dass der durchgehende Betrieb der Anlagen nicht gestört wird (Dockaufenthalte alle drei Jahre, d. h. alle 15 000 bis 20 000 Betriebsstunden) [4].
Damit eine Wartung/Reparatur der Motoren auch im Seebetrieb möglich ist, sind die Motoren modular aufgebaut. Dies gilt zum Beispiel für die Zylinderköpfe, die für jeden Zylinder einzeln aufgebaut sind. Dadurch können z. B. die Zylinderlaufbuchsen, die Ein- und Auslassventile und die Einspritzsysteme für jeden Zylinder einzeln demontiert und ausgetauscht werden.

Die Motoren auf Schiffen müssen bei allen Wetter- und Seebedingungen betriebsfähig sein. Sie müssen bei heftigen Schiffsbewegungen (Stampfen und Rollen des Schiffes) und hohen Temperaturschwankungen mit einem hohen Wasser- und Salzgehalt in der Luft zuverlässig funktionieren. Klassifikationsgesellschaften (z. B. DNV-GL) legen die zulässigen Randbedingungen fest.
Schiffsmotoren sind mit einer Abgasturboaufladung ausgerüstet. Diese Systeme sind in der Regel für einen Betrieb im Nennbereich mit seltenen Lastwechseln ausgelegt. Die Motordynamik spielt bei den meisten Anwendungen nur eine untergeordnete Rolle (Ausnahmen: z. B. Schlepper, Schnellfähren und fiskalische Fahrzeuge). Die erforderliche Antriebsleistung eines Schiffes ergibt sich aus dem Schiffswiderstand (resultiert im Wesentlichen aus den Schiffsdimensionen, Tiefgang und Form) sowie der gewünschten Geschwindigkeit des Schiffes.

Anforderungen an Schiffskraftstoffe/Abgasgrenzwerte

Der 1. Januar 2020 war ein wichtiges Datum für die internationale Seeschifffahrt. An diesem Tag wurde der Grenzwert von Schwefel in Schiffskraftstoff weltweit von 3,5 % auf 0,5 % gesenkt. Für sogenannte Emission Control Areas (ECA, z. B. Nord- und Ostsee) gilt bereits seit 2015 der strengere Grenzwert von maximal 0,1 % Schwefel im Kraftstoff. Der niedrige Grenzwert von Schwefel im Kraftstoff darf alternativ durch eine Abgasreinigung erfüllt werden. Darüber hinaus gelten in durch die IMO festgelegten Stickstoffemissionskontrollgebieten (NECAs) NO_x-Grenzwerte – allerdings nur für Schiffsneubauten. Bislang ist nur die nordamerikanische Küste (USA, Kanada) einschließlich Hawaii und der US-amerikanischen Karibik als NECA ausgewiesen. Nord- und Ostsee sind ebenfalls als NECA ausgewiesen, die NO_x-Grenzwerte treten für Schiffsneubauten ab 2021 in Kraft. Für Partikelemissionen sind in MARPOL Annex VI bislang keine direkten Grenzwerte enthalten. Der EEDI (Energy Efficiency Design Index) ist eine erste weltweit gültige Maßnahme, um den CO_2-Ausstoß der Seeschifffahrt zu senken. Da der EEDI nur für Schiffsneubauten gilt und Schiffe eine Lebensdauer von 20 bis 30 Jahren aufweisen, ist der Effekt jedoch erst langfristig wirksam [5].

Heutige Kraftstoffe und Abgassysteme in der Schifffahrt

Klassische, flüssige, fossile Schiffskraftstoffe werden in Rückstandsöle und Destillate unterteilt. Destillate sind Marine Gas Oil (MGO) bzw. Marine Diesel Oil (MDO). Sie unterscheiden sich nur geringfügig von herkömmlichem Dieselkraftstoff (höhere Dichte und Flammpunkt, nicht spezifiziertes Siedeverhalten). Der Heizwert liegt bei etwa 42,6 $^{MJ}/_{kg}$. Heute findet MGO mit einem maximalen Schwefelanteil von 0,1 % (Low Sulfur MGO: LSMGO) auf Schiffen in Sondergebieten (ECA) Verwendung.

Schweröl ist eine Mischung aus Rückstandsölen, die bei der Verarbeitung von Erdöl (Rohöl) durch fraktionierte Destillation anfallen. Schweröl besteht hauptsächlich aus Kohlenwasserstoffverbindungen, die als hochsiedende Fraktionen nach der Destillation von Rohöl zurückbleiben [6]. Der Heizwert liegt bei knapp 40 $^{\mathrm{MJ}}/_{\mathrm{kg}}$. Schweröl wird in verschiedenen Qualitäten vermarktet (z. B. mit einer Viskosität von 180 $^{\mathrm{mm^2}}/_{\mathrm{s}}$ oder 380 $^{\mathrm{mm^2}}/_{\mathrm{s}}$). Der durchschnittliche Schwefelanteil von herkömmlichem Schweröl liegt bei etwa 2,5 %. Damit die neuen Schwefelgrenzwerte eingehalten werden, wurde das sogenannte Very Low Sulfur Fuel Oil (VLSFO) mit maximal 0,5 % Schwefelanteil entwickelt. Es handelt sich dabei um eine Mischung (Blend) von herkömmlichem Schweröl mit schwefelarmen Destillaten. Erfahrungen mit diesem neuen Kraftstoff im Schiffsbetrieb sind noch nicht verfügbar. Es wird erwartet, dass der Preis für eine Tonne VLSFO langfristig etwa 250 USD höher ist als beim herkömmlichen HFO [7]. Dies entspricht einer Preisdifferenz von etwa 25 %.

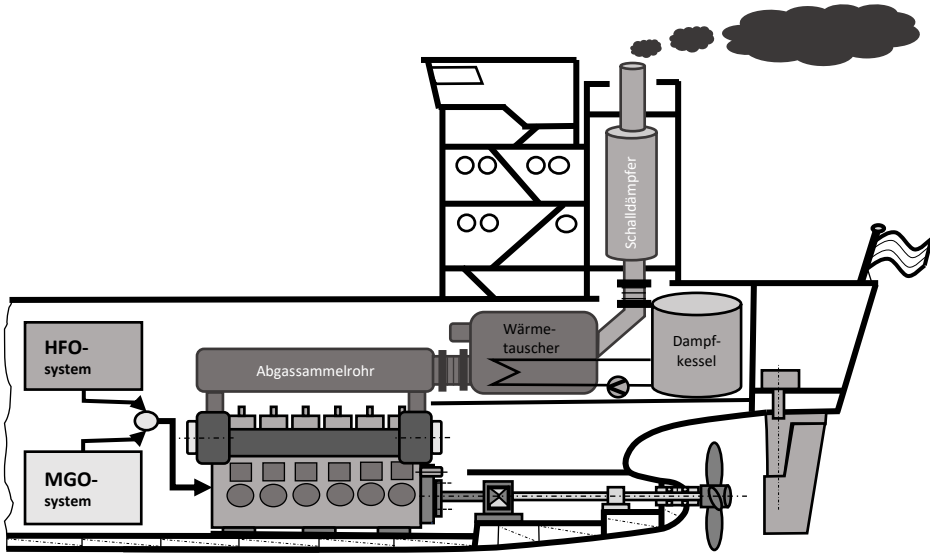


Abbildung 8: Kraftstoff- und Abgassysteme auf einem bestehenden Handelsschiff

Seeschiffe sind zumeist mit zwei Kraftstoffsystemen ausgerüstet. Auf hoher See soll das preiswerte Schweröl verwendet werden, in den Sondergebieten (ECA-Areas) oder Häfen wird das schwefelarme (teurere) MGO verheizt. Damit Schweröl an Bord verwendet werden kann, muss es in geheizten Tanks (ca. 50 °C) gelagert und vor Gebrauch aufbereitet werden. Das Schweröl wird, je nach Qualität, vor dem Motor auf eine Temperatur von bis zu 150 °C erhitzt, um die erforderliche

Einspritzviskosität zu erreichen. Die Wärmeenergie für die Schwerölheizung wird aus dem Abgas mit Hilfe einer Dampferzeugungsanlage generiert.
Bislang wurden nur relativ wenige Schiffe mit Abgasreinigungssystemen versehen. Grund dafür waren bislang sehr moderate gesetzliche Abgasbestimmungen.

Konzepte zur Einhaltung der neuen/zukünftigen Abgasgrenzwerte

Durch die signifikante Verschärfung der Abgasgesetzgebung in der Seeschifffahrt befinden sich die Antriebstechnologien seit einigen Jahren im Wandel. Damit die Grenzwerte eingehalten werden können, ergeben sich folgende Lösungsansätze:

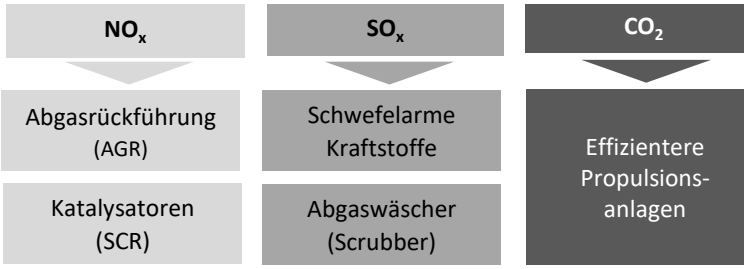


Abbildung 9: Technische Lösungen für die Erfüllung der Abgasgrenzen in der Schifffahrt [8]

Die Einhaltung der Schwefelgrenzwerte kann durch die Verwendung von schwefelarmen fossilen Kraftstoffen (LS MGO oder VLSFO) erfolgen. Technische Lösungen im Motor, im Antriebs- oder Abgassystem können zur Reduzierung von anderen Schadstoffen im Abgas beitragen. Alternative Kraftstoffe (z. B. Methan/Erdgas oder Methanol) sind eine weitere Option, insbesondere, wenn sie in Zukunft regenerativ erzeugt werden können.
HFO ist der preiswerteste Kraftstoff für die Seefahrt und damit kommerziell sehr attraktiv. Die IMO-Regelungen erlauben die Verwendung von Kraftstoffen mit höherem Schwefelgehalt, wenn das bei der Verbrennung entstehende Schwefeloxid aus dem Abgas herausgewaschen wird. Deshalb werden zahlreiche Schiffe mit Abgaswaschanlagen, so genannten Hybrid-Scrubber-Systemen, ausgerüstet.

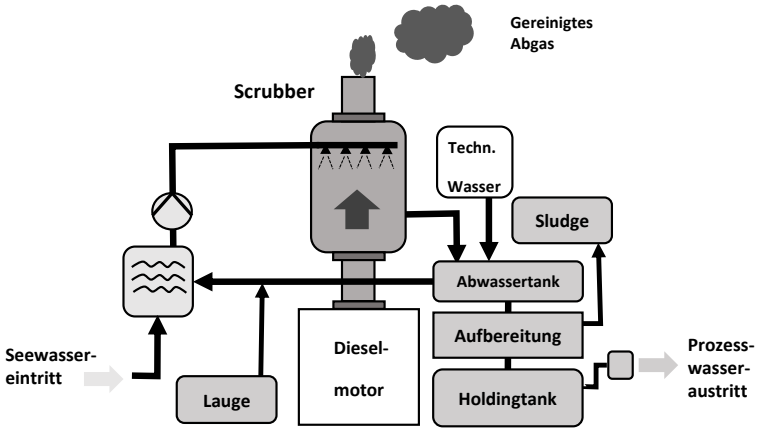


Abbildung 10: Hybrid-Scrubber mit Umschaltmöglichkeit: Open Loop ↔ Closed Loop

Beim Open Loop werden die schwefelhaltigen Abgase durch die natürliche Alkalität des Seewassers im Durchlaufverfahren gewaschen. Das Prozesswasser wird unter Einhaltung der IMO-Vorgaben ins Meer abgeführt. Im Closed Loop werden stattdessen die Schadstoffe herausgefiltert und später an Land [9, S. 34] oder auf hoher See entsorgt.
Analog zu den dieselbetriebenen Landfahrzeugen sind SCR (selektive katalytische Reduktion)-Anlagen verfügbar, die das NO_x im Abgas mit Hilfe von Ammoniak zu Stickstoff reduzieren. SCR-Systeme entfernen über 90 % der Stickoxide aus dem Abgas. Zusätzlich lässt sich der Motor sehr partikelarm abstimmen. Damit werden strenge Emissionsrichtlinien für Dieselmotoren sicher erfüllt. Gleichzeitig spart der Betreiber Kraftstoffkosten, denn der Motor kann mit einem SCR-System innermotorisch auf besonders geringen Kraftstoffverbrauch ausgelegt werden [10].

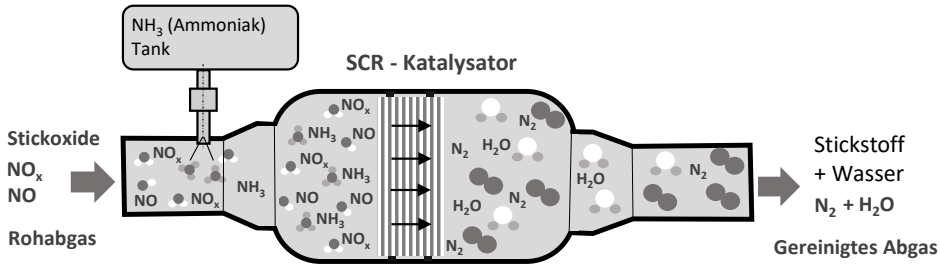


Abbildung 11: DeNO$_x$-Katalysator

Entsprechend der großen Abgasmengen der großen Motorenanlagen müssen die SCR-Anlagen entsprechende Querschnitte besitzen und es muss ausreichend Ammoniak mitgeführt werden. Heute sind aufgrund der fehlenden gesetzlichen Bestimmungen nur vereinzelt Seeschiffe mit SCR-Katalysatoren ausgerüstet. Ihre Anzahl wird in Europa nach 2021 für Schiffsneubauten (NECA Gebiet: Nord- und Ostsee) steigen.

Zusätzlich sollen neue Kraftstoffe den Ausstoß von gesundheits- und klimaschädlichen Schadstoffen verringern. Erdgas ist ein gut verfügbarer fossiler Brennstoff mit sehr guten Eigenschaften für eine Nutzung in Verbrennungsmotoren. Erdgas besteht im Wesentlichen aus Methan (CH_4). Für den Transport und Lagerung wird Erdgas weltweit in großen Mengen tiefgekühlt, verflüssigt ($T < -161\,^{\circ}\mathrm{C}$) und als Liquid Natural Gas (LNG) vermarket.

Um die Herausforderungen eines umweltfreundlichen Schiffsbetriebes zu bewältigen, kann LNG der Schlüssel sein, denn LNG hat praktisch keinen Schwefelgehalt, produziert 80 % weniger Stickoxide (NO_x) und 25 % weniger CO_2-Emissionen als herkömmliche Schiffstreibstoffe. Mit der zunehmenden Entwicklung der Bunker-Infrastruktur, durch die LNG verfügbarer und zugänglicher wird, ist es inzwischen eine wirklich nutzbare „grüne“ Treibstoffoption [11].

Die Fähre „MS Ostfriesland“ der Emder Reederei AG Ems war 2015 das erste mit LNG angetriebene Schiff in Deutschland. Das größte bislang in Deutschland gebaute LNG-Schiff ist das Kreuzfahrtschiff „Aida Nova“. Die ersten sehr großen Containerschiffe, wie z. B. das 15 000 TEU-Containerschiff „Sajir“ der Reederei Hapag Lloyd [12], kommen derzeit in Fahrt.

Das LNG wird in hochisolierten Tanks gelagert, vor Gebrauch erwärmt und gasförmig zu den Motoren geleitet. Als Verbrennungskraftmaschinen werden hauptsächlich Hubkolbenmotoren verwendet. Es sind unterschiedliche Gasmotorkonzepte verfügbar. Ihre Basis sind in der Regel herkömmliche Dieselmotoren. Es handelt sich um Motoren für einen reinen Gasbetrieb und Motoren, die sowohl für den Diesel- als auch einen gemischten Diesel-Gasbetrieb (Dual-Fuel DF) geeignet sind. Es sind sowohl Zweitakt- als auch Viertakt-Gas/DF-Motoren verfügbar.

Reine Gasmotoren ergeben die besten Ergebnisse in Bezug auf eine Emissionsreduzierung. Auf Schiffen werden jedoch häufig Dual-Fuel-Motoren eingesetzt, da diese Antriebe eine höhere Flexibilität und Redundanz im Schiffsbetrieb ermöglichen. Die Reduktion des CO_2-Ausstoßes beim Einsatz von Erdgas in DF-Motoren wird heute (zumindest teilweise) durch einen Anteil von unverbranntem Methan im Abgas (Methanschlupf) negiert. Schon kleine Anteile von Methan bewirken in der Atmosphäre einen hohen Einfluss auf die Klimaerwärmung. Deshalb wird intensiv an der Reduktion dieses Effektes durch unterschiedliche Maßnahmen an den Motorenanlagen und Steuerungen gearbeitet.

Methanol (CH_3OH) ist der zweite neue Kraftstoff für Schiffsmotoren, der bereits auf ersten Schiffen im Einsatz ist. Methanol hat den Vorteil, dass dieser Kraftstoff

unter Normbedingungen flüssig ist und damit die Lagerung und Betankung sehr einfach zu realisieren ist. Nachteil von Methanol ist der relativ niedrige Heizwert (19,9 $^{MJ}/_{kg}$ bei einer Dichte von 0,79 $^{kg}/_{dm^3}$). Methanol wird seit langer Zeit in Verbrennungsmotoren eingesetzt. Methanol wird chemisch oder als Biokraftstoff hergestellt. Es gibt verschiedene Projekte, um industrielle Technologien zu entwickeln, Methanol mit Hilfe von regenerativen Energien aus Wasserstoff und CO_2 herzustellen [13].

Klimaziele der Schifffahrt und Konzepte zu deren Realisierung

Als Grundlage der von der IMO herausgegebenen Treibhausgas-Studie von 2014 (IMO 2015) wird eine Reduzierung der CO_2-Emissionen von mindestens 40 % bis 2030 und mindestens 50 % bis 2050 im Vergleich zu 2008 in Aussicht gestellt.
Am Anfang dieses Prozesses steht die Aufnahme des Istzustandes. Seit dem 1.1.2019 sind alle Schiffe über 5000 BRZ dazu verpflichtet, Verbrauch und Emissionswerte zu dokumentieren. Die aufgezeichneten Daten werden jährlich von der IMO ausgewertet. Unterstützend wirkt zudem die ab 2018 geltende EU-Verordnung zur Überwachung und Aufzeichnung der CO_2-Emissionen der in europäischen Gewässern verkehrenden Schiffe [14].

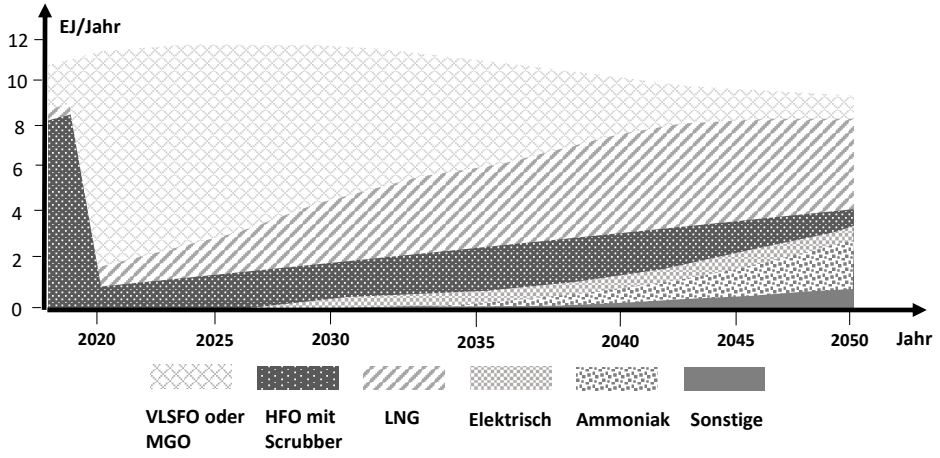


Abbildung 12: Prognose des Kraftstoffmix in der Schifffahrt der nächsten 30 Jahre [15]

Parallel zu den Entwicklungen zukünftiger Kraftstoffe für Landanwendungen werden alternative Lösungen in der Seeschifffahrt diskutiert. Schiffe mit einer relativ kurzen Reichweite und einem begrenzten Tankvolumen bieten dabei größere Möglichkeiten als seegängige Schiffe mit einem großen Energiebedarf während einer

Reise. Zu diesen potentiellen zukünftigen Schiffskraftstoffen gehören Wasserstoff (H_2) und Ammoniak (NH_3). Beide Kraftstoffe eignen sich insbesondere für Anwendungen in Brennstoffzellen. Regenerativ erzeugter Wasserstoff kann zusätzlich als Ausgangsstoff für die Erzeugung von Methan oder Methanol mit Hilfe von CO_2 aus Abgasen genutzt werden (Power-to-X).
In der Zukunft werden aus heutiger Sicht sehr unterschiedliche Kraftstoffe Verwendung finden.
Ein realistischer Treibstoffmix der Weltflotte könnte 2050 laut Prognose von DNV GL so aussehen: Den größten Anteil dürfte mit 41 % LNG beisteuern, während rund 10 % der Schiffe weiterhin mit Schweröl, ergänzt um Scrubber, unterwegs sind, 9 % werden voraussichtlich Marine-Gasöl und schwefelarmer Treibstoff beisteuern, 7 % der Schiffe dürften rein elektrisch verkehren [15].
Neben der Weiterentwicklung von modernen Kraftstoffen und Antriebsmaschinen sind batteriegestützte Hybridantriebssysteme, Segelsysteme (z. B. Flettner-Rotoren), sowie die Reduzierung des Schiffswiderstandes und die Verbesserung des Propellerwirkungsgrades weitere Entwicklungsschwerpunkte.

Fazit und Ausblick

Die weltweite Schifffahrt befindet sich in einer Umbruchphase. Die bisherige Verwendung von schwefelreichen Kraftstoffen wurde am 1.1.2020 deutlich eingeschränkt. Zusätzliche gesetzliche Regelungen zur Reduktion des Stickoxidausstoßes wurden für einige Seegebiete beschlossen.
Für die Schifffahrt ist neben den positiven Auswirkungen auf die Umweltbilanz der Aspekt der Verfügbarkeit von großen Energiemengen an Bord zum Betrieb der Antriebsanlagen über die erforderlichen Distanzen für den Einsatz neuer Technologien entscheidend. Aus diesem Grund werden sich für Schiffe, die über kürzere Distanzen verkehren (z. B. Inselfähren oder kleinere Handelsschiffe im Nord- und Ostseeraum), andere Antriebskonzepte entwickeln als für Schiffe, die weltweit im Einsatz sind.
Abgasreinigungstechnologien, schwefelarme klassische Kraftstoffe (z. B. LSMGO und VLSFO) und neue Kraftstoffe (z. B. LNG und Methanol) sind verfügbar und werden weiterentwickelt. Darüber hinaus hat sich die internationale Schifffahrt zum Ziel gesetzt, den CO_2-Ausstoß bis 2050 um 50 % im Vergleich mit 2008 zu reduzieren. Dazu sind erhebliche Anstrengungen nötig. Es gibt dafür nicht die eine, optimale Lösung für alle Anwendungen. Neue Technologien und Kraftstoffe müssen für den jeweiligen Einsatzzweck ausgewählt, konfektioniert und optimiert werden. Dies erfordert eine neue Generation von Ingenieuren, die diese Herausforderungen annimmt und Lösungen findet und umsetzt, damit die Schifffahrt der Zukunft deutlich „sauberer“ wird.

Literatur

[1] Jalkanen, T.; Anderson, J.; Corbett, B.; Faber, J.; Hanayama, J.; O'keeffe, S.; Parker, E.; Johansson, S.; Aldous, L.; Raucci, L.; Traut, C.; Ettinger, M.; Nelissen, S.; Lee, D.; Ng, D.; Agrawal, S.; Winebrake, A.; Hoen, J.; Pandey, M.; Null, A.: *Third IMO GHG Study 2014: Executive Summary and Final Report*. Juli 2014.

[2] MAN Energy Solutions: *MAN Diesel & Turbo Marine Engine IMO Tier II und Tier III Program 2nd edition*. 2016.

[3] MTU Friedrichshafen GmbH: *Marine Diesel Engines 20V 8000 M71R/71/71L for Fast Vessels with High Load Factors (1B)*. URL: http://aa-powersystems.com/wp-content/uploads/3231631_MTU_Marine_spec_20V8000M71-R-L_1B_1_14.pdf (besucht am 02. 07. 2020).

[4] Merker, G. P.; Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-03194-7.

[5] Umweltbundesamt: *Luftverunreinigung durch Seeschiffe*. Juli 2019. URL: https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/emissionsstandards/seeschiffe-luftschadstoffe-energieeffizienz#luftverunreinigung-durch-seeschiffe (besucht am 02. 07. 2020).

[6] Tschöke, H.; Mollenhauer, K.; Maier, R.: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer-Verlag, 2017. ISBN: 978-3-658-07696-2.

[7] Hapag-Llyod: *IMO 2020. For greener shipping*. 2019. URL: https://www.hapag-lloyd.com/content/dam/website/downloads/press_and_media/publications/Hapag-Lloyd_Presentation_IMO2020_For_greener_shipping.pdf (besucht am 02. 07. 2020).

[8] Brendel, R.: *Maritime Abgasrunde – Zusammenspiel von Motor, Kraftstoff und Abgasnachbehandlungstechnik*. Dez. 2014. URL: https://www.nabu.de/imperia/md/content/nabude/verkehr/abgasrunde/man_maritime_abgasrunde_141210.pdf (besucht am 02. 07. 2020).

[9] Hebbeln, B.: „Brücke in die schwefelarme Zukunft". In: *Deutsche Seeschifffahrt, Verband deutscher Reeder (VDR)* (Jan. 2019).

[10] Sinzenich, H.; Wehler, K.: *Selective Catalytic Reduction: Exhaust aftertreatment for reducing nitrogen oxide emissions*. 2013.

[11] Frische, O.: *LNG Report 2018/2019*. Hamburg: DVV Media Group, 2018. ISBN: 978-3-871-54629-7.

[12] Hapag-Lloyd: *Pressemitteilung: Hapag-Lloyd rüstet weltweit erstes Großcontainerschiff auf LNG um*. Feb. 2019. URL: https://www.hapag-lloyd.com/de/press/releases/2019/02/hapag-lloyd-first-in-world-to-convert-large-container-ship-to-ln.html (besucht am 02. 07. 2020).

[13] Wiedemann, K.: *Pilotprojekt: RWE macht Kraftstoff aus Abgasen*. Jan. 2019. URL: https://www.energate-messenger.de/news/188551/rwe-macht-kraftstoff-aus-abgasen (besucht am 02. 07. 2020).

[14] Lenz, B.; Lischke, A.; Knitschky, G.; Adolf, J.; Balzer, C.; Kofod, M.; Wirz, F.; Wendland, M.-L.: *Shell LNG-Studie: Verflüssigtes Erdgas – Neue Energie für Schiff und Lkw? Fakten, Trends und Perspektiven*. 2019.

[15] Dnv Gl: *Energy Transition Outlook. Maritime Forecast to 2050*. 2017. URL: https://eto.dnvgl.com/2017/maritime.

Biografische Notiz

Prof. Dipl.-Ing. Freerk Meyer ist Professor für Maschinenbau am Fachbereich Seefahrt und Maritime Wissenschaften der Hochschule Emden/Leer. Er ist Jahrgang 1963, verheiratet, hat drei Kinder und ist wohnhaft in Emden/Ostfriesland. Mit Prof. Dr.-Ing. Roland Baar bin ich seit dem Studium in Hannover und der gemeinsamen Ausübung des Rudersportes als Wettkampfsport in tiefer Freundschaft verbunden. Nach dem Studium haben wir uns mit Verbrennungsmotoren und deren Anwendungen aus verschiedenen Blickwinkeln beschäftigt. Der Weg von Roland Baar ist bekannt. Mein Weg führte mich in den Schiffbau und in die Welt der großen Schiffsmotoren. 20 Jahre war ich bei der Werft „Nordseewerke“ in Emden im Handels- und Marineschiffbau beschäftigt. Seit etwa 10 Jahren befasse ich mich am Fachbereich Seefahrt und Maritime Wissenschaften der Hochschule Emden-Leer mit Schiffsantrieben und Schiffsbetriebssystemen.
Das vorliegende Buch zu Ehren von Prof. Dr. Roland Baar thematisiert ausdrücklich Fragestellungen rund um Fahrzeugantriebe. Darunter werden im allgemeinen Sprachgebrauch landgebundene Technologien verstanden. Vor diesem Hintergrund hebt sich dieser Beitrag, der sich mit Schiffsantrieben beschäftigt, deutlich ab. Es geht weniger um die Vorstellung von konkreten wissenschaftlichen Ergebnissen als um den Versuch, einen kompakten Überblick der heutigen Antriebssysteme auf Schiffen, ihrer technischen und rechtlichen Randbedingungen sowie der Entwicklungstendenzen für die Zukunft zu geben.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs

Kai Nagel, Ricardo Ewert, Joschka Bischoff, Michal Maciejewski, Alexander Grahle

Die Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs ist eine zentrale Herausforderung der Verkehrssysteme der Zukunft. In unserer Ausarbeitung erläutern wir, wie wir den nichtkommerziellen Personenverkehr, den Güterverkehr, den Personenwirtschaftsverkehr sowie einige Sonderverkehre modellieren, um anschließend bestimmte Maßnahmen zur Dekarbonisierung simulieren zu können. In diesem Zusammenhang verdeutlichen wir die Methodik, indem wir das Beispiel der Modellierung der Hausmüllentsorgung am Beispiel Berlins genauer vorstellen. Dabei werden die genauen Folgen des Ersetzens der konventionellen Flotte mit Elektrosammelfahrzeugen beschrieben. Darauf aufbauend stellen wir weitere Ergebnisse und Einschätzungen zu unseren Forschungen in den Bereichen des Taxiverkehrs, des Pkw-Privatverkehrs sowie des öffentlichen Verkehrs vor.

Vorbemerkung und Einleitung

Roland Baar hat sich nachdrücklich für den Verbrennungsmotor eingesetzt [1]. Jedoch konzediert auch er „Elektrofahrzeuge für bestimmte lokale Anwendungen“ [1]. Im DFG-geförderten Forschungsprojekt „Analyse von Strategien zur vollständigen Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs“ [2] gehen wir unter anderem der Frage nach, wie groß die gesamtwirtschaftlichen Verluste wären, wenn das Verkehrssystem vollständig CO_2-neutral betrieben werden müsste.

Wir betrachten dabei Produktion, Betrieb und Entsorgung der Fahrzeuge und gehen ansonsten im Sinne der wissenschaftlichen Arbeitsteilung davon aus, dass „benachbarte“ Sektoren wie z. B. Energieerzeugung oder Rohstoffgewinnung ihren eigenen Anteil leisten. Wir gehen für unsere Untersuchungen davon aus, dass CO_2-neutrale Herstellung von Strom möglich ist und definieren zunächst ein unter dieser Bedingung aus unserer Sicht realisierbares CO_2-freies Verkehrssystem. Unser derzeitiges Forschungsprojekt konzentriert sich auf den urbanen Verkehr. Unser Ansatz ist, dass wir zunächst konkrete, in der Nutzungsphase CO_2-neutrale Technologien und Maßnahmen für den urbanen Verkehr postulieren, z. B. den Ersatz des individuellen Autoverkehrs durch eine taxiartige Flotte elektrischer Fahrzeuge. Mittels eines Simulationsmodells bestimmen wir die dadurch ausgelösten oder erzwungenen Verhaltensänderungen und bewerten z. B. Fahrzeit- oder Wartezeit-

veränderungen analog zur Bewertungsmethodik im Bundesverkehrswegeplan als ökonomische Gewinne oder Verluste [3, S. 3 ff.]. Weiterhin betrachten wir Kosten und Umweltbilanz von Produktion und Entsorgung der Fahrzeuge.
Roland Baar kann unseren Beitrag leider nicht mehr kommentieren. Gern hätten wir seine Argumente gehört und darauf reagiert. Wir gehen aber davon aus, dass die Weiterführung der Diskussion – insbesondere, wenn sie auf Zahlen und quantitativen Modellen beruht – in seinem Sinne ist.

Mikroskopische Simulation des urbanen Verkehrs

Schon seit vielen Jahren finden mikroskopische Simulationen des Verkehrs von Städten und Regionen weltweit Anwendung [4–8]. Mikroskopisch bedeutet dabei, dass jede Person, jedes Fahrzeug, jede Kreuzung etc. durch einen synthetischen Avatar in der Simulation repräsentiert wird. Insbesondere bei den Personen handelt es sich dabei um synthetisch erzeugte Objekte, die nur im statistischen Mittel die Gesamtbevölkerung widerspiegeln. Jede synthetische Person erhält mindestens einen aktivitätenbasierten Tagesplan, z. B. „zu Hause – Arbeiten – Einkaufen – Freizeit – zu Hause“. Jede Aktivität enthält einen Ort und eine Uhrzeit, zu der sie beendet wird[1]. Aktivitäten an unterschiedlichen Orten werden durch Wege verbunden, die mit einem Verkehrsmittel durchgeführt werden. In der von uns verwendeten Software MATSim (Multi-Agent Transport Simulation) [11] sieht eine synthetische Bevölkerung mit solchen Tagesplänen in etwa wie folgt aus:

```
<population>
  <person id="1">
    <plan>
      <act type="home" x="5.0" y="8.0" end_time="08:00" />
      <leg mode="car" />
      <act type="work" x="9.0" y="3.0" end_time="17:30" />
      <leg mode="car" />
      <act type="home" x="5.0" y="8.0" />
    </plan>
  </person>
  <person id="2">
    ...
  </person>
</population>
```

[1] Eine einfache Möglichkeit, solche Tagespläne zu erzeugen, besteht darin, sie aus Wegetagebüchern, wie in Deutschland z. B. den Mobilitätsstudien „System repräsentativer Verkehrsbefragungen“ (SrV) [9, S. 21] oder „Mobilität in Deutschland“ (MiD) [10, S. 76 f.], zu übernehmen. In den Wegetagebüchern sind aus Datenschutzgründen die exakten Ortsangaben normalerweise durch relativ grobe Zonen ersetzt. Es reicht oft, innerhalb der Zone einen Zufallspunkt zu wählen. Dabei wird die Zufälligkeit idealerweise durch die Flächennutzung (Strukturdaten) gewichtet.

Es lässt sich erkennen, dass die Person mit der id=1 bis 8 Uhr zu Hause ist und dann mit dem Auto zur Arbeit fährt. Nach der Beendigung der Arbeit um 17:30 Uhr nutzt die Person wieder das Auto, um nach Hause zu fahren. Außerdem ist für jede Aktivität der Ort als x-y-Koordinate angegeben. Aus der Summe der einzelnen Pläne aller Personen ergibt sich dann die synthetische Bevölkerung. Im weiteren Verlauf der Simulation erzeugt MATSim die fehlenden Routen und startet dann einen iterativen Prozess, der aus folgenden Schritten besteht:

1. Jede synthetische Person hat einen „ausgewählten“ Plan (und ggf. noch weitere, siehe unten).
2. MobSim (Mobilitätssimulation): Eine Verkehrsfluss-Simulation oder „synthetische Realität“, die für jede synthetische Person den ausgewählten Plan ausführt. Daraus ergeben sich z. B. Verkehrsstaus oder überfüllte Fahrzeuge des öffentlichen Verkehrs.
3. Scoring: Alle synthetischen Personen bewerten den daraus entstehenden simulierten Tag. Diese Bewertung entspricht meist einer ökonometrischen Nutzenfunktion und enthält positive Anteile für die Zeiten, in denen Aktivitäten durchgeführt werden und negative Anteile für die Zeiten, die im Verkehrssystem zugebracht werden. Falls es gewünscht ist, können z. B. die Effekte von Verkehrsstaus oder überfüllten Fahrzeugen des öffentlichen Verkehrs zusätzlich berücksichtigt werden.
4. Replanning: Allen synthetischen Personen wird die Möglichkeit gegeben, ihren ausgewählten Plan zu revidieren. Einige erzeugen daraufhin neue Pläne, die z. B. eine andere Route, ein anderes Verkehrsmittel, andere Abfahrtszeiten, andere Aktivitätenorte oder andere Aktivitätenreihenfolgen enthalten. Diese neu erzeugten Pläne werden dann „ausgewählt“ im Sinne von Punkt 1. Da sich die synthetischen Personen die vorher verwendeten Pläne merken, entstehen so für jede synthetische Person mehrere Pläne. Diejenigen Personen, die sich in einer Iteration keinen neuen Plan ausdenken, wählen einen gut bewerteten vorhandenen Plan, oft mit einem Logit-Modell [12].

Anschließend kehrt die Simulation zu Schritt 2 zurück. Die Iterationen werden beendet, wenn ein Großteil der synthetischen Bevölkerung nur noch selten bessere Alternativen entdeckt.

Modellierung des gesamten urbanen Verkehrs

Unsere Methodik erzwingt es, dass wir für alle Fahrzeuge, die sich im urbanen Verkehrssystem bewegen, Modelle erstellen. Dafür unterscheiden wir folgende Segmente:

- Nichtkommerzieller Personenverkehr
- Güterverkehr
- Personenwirtschaftsverkehr
- Sonderverkehre

Die Aufteilung in diese Segmente wird wesentlich geprägt durch die in Deutschland vorhandenen Erhebungen. Im Folgenden werden unsere Ansätze für diese Segmente skizziert.

Nichtkommerzieller Personenverkehr

Wie oben bereits erklärt, modellieren wir vollständige Tagespläne von Personen. Die Abgrenzung zum Personenwirtschaftsverkehr ergibt sich dabei aus der Spezifikation der Mobilitätsstudie „Mobilität in Deutschland“ (MiD) [10, S. 76]: „Für den Fall, dass Sie regelmäßig bestimmte Wege zurücklegen und dies auch an Ihrem Berichtstag getan haben (z. B. als Postbote, Taxifahrerin, Handwerker oder bei einer anderen Tätigkeit mit häufig wechselnden Orten): Tragen Sie bitte nur Ihre privaten Wege ein, z. B. den Weg zu Ihrer Arbeitsstätte und wieder nach Hause sowie weitere private Wege.“ Etwas unlogisch sind also unregelmäßige Dienstreisen Teil dieses Segmentes, regelmäßiger dienstlicher Verkehr hingegen nicht.
Für die Erzeugung synthetischer Tagespläne für den nichtkommerziellen Personenverkehr gibt es zahlreiche Modelle. Auch in unserer eigenen Forschung verwenden wir unterschiedliche Ansätze.
Die Methodik für unser offen verfügbares Berlin-Szenario [13] beruht auf den folgenden Schritten:

1. Erzeugung einer synthetischen Bevölkerung, also von synthetischen Personen mit demographischen Attributen wie Beschäftigungsstatus, Alter und Einkommen.
2. Für alle Personen, die beschäftigt sind, wird ein Arbeitsort festgelegt.
3. Für alle Personen, die in Ausbildung sind, wird ein Ausbildungsort festgelegt.
4. Für alle Personen werden alle weiteren Aktivitätentypen festgelegt. Es ergeben sich Aktivitätenketten, z. B. „zu Hause – Arbeiten – Einkaufen – Freizeit – zu Hause“.
5. Für die weiteren Aktivitätentypen werden in diesem Schritt Aktivitätenorte festgelegt.
6. Verkehrsmittel und Abfahrtszeiten werden kursorisch festgelegt, da sie ohnehin von der nachfolgenden iterativen Simulation adaptiert werden, siehe unten.

Am problematischsten gilt dabei Schritt 2. Zum einen sind hochauflösende Start-Ziel-Informationen aus Gründen des Datenschutzes problematisch[2]. Zum anderen werden in Deutschland kreisfreie Städte, also z. B. ganz Berlin, als eine Gemeinde behandelt, sodass z. B. aus der sogenannten Pendlerstatistik [14] innerhalb Berlins keine Binnenauflösung erhältlich ist. Mobilfunkdaten adressieren die zweite Herausforderung, nicht aber die erste, und führen stattdessen neue Probleme, wie die fehlende räumliche Auflösung, ein.
Um dieses Problem zu lösen, durchlaufen wir zunächst die Schritte 2 bis 5 mehrfach, sodass wir schlussendlich pro Person mehrere Tagespläne mit ganz unterschiedlichen Orten zur Verfügung haben. Mit diesen Plänen gehen wir dann in die iterative Simulation. Dort versuchen die synthetischen Personen alle ihre Pläne durch Veränderung von Routen, Verkehrsmitteln und Abfahrzeiten zu verbessern. Außerdem vergleichen wir den simulierten Verkehr mit anonymen Verkehrszählungen und belohnen Pläne dort, wo wir im Modell weniger Verkehr vorfinden als in den realen Zählungen und bestrafen sie dort, wo wir im Modell mehr Verkehr vorfinden.
Am Ende dieser „Ortswahliterationen“ behalten wir für jede Person zunächst nur den am höchsten bewerteten Plan, welcher einen Kompromiss zwischen individuell maximiertem Nutzen und systemweiter Passgenauigkeit auf die Zähldaten darstellt. Diese Pläne werden dann in einem weiteren Simulationslauf nochmals weiter adaptiert. Dabei stehen nun die Sequenz und die Orte der Aktivitäten fest und ausschließlich die Routen, Zeiten und Verkehrsmittel werden angepasst. In diesen jetzt stattfindenden Iterationen des Bezugsfalls werden die individuellen Nutzenfunktionen so verändert, dass insbesondere die Verkehrsmittelwahl möglichst gut mit der Realität übereinstimmt. Verkehrliche Maßnahmen werden schlussendlich simuliert, indem die Iterationen des Bezugsfalls nach Programmierung der Veränderung neu durchgeführt werden.

Güterverkehr

Güterverkehr simulieren wir analog zum Personenverkehr, indem wir den Weg der Güter nachvollziehen und dafür entsprechende Modelle aufbauen. Beispielsweise ist für Lebensmitteltransporte bekannt, dass die unterschiedlichen mithilfeketten Depots außerhalb von Berlin haben und von dort ihre Filialen anliefern. Wenn deren wöchentlichen Bedarfe bekannt sind (z. B. aus den Bedarfen der umliegenden Bevölkerung), dann kann man diese in tägliche Bestellungen umrechnen und für

[2] Als Faustregel im Datenschutz gilt, dass jede Kategorie mindestens sieben Personen enthalten muss. Wenn sich also z. B. 1000 Beschäftigte einer Ausgangsgemeinde zum Arbeiten auf 100 Zielgemeinden verteilen, so ist es recht wahrscheinlich, dass in einem Teil dieser Zielgemeinden weniger als sieben Personen aus der Ausgangsgemeinde arbeiten. Die Anzahl der Fahrten in diese „dünn besetzten“ Zielgemeinden wird dann nicht mehr berichtet. Typischerweise handelt es sich hierbei aber gerade um die verkehrlich besonders relevanten langen Wege.

diese dann per Tourenplanung konkrete Auslieferungstouren erstellen. Wegen Arbeitszeitbeschränkungen der Fahrer*innen sowie Volumen- und Gewichtsbeschränkungen der Fahrzeuge ergeben sich daraus sowohl die Fahrzeugzahl als auch deren konkrete Routen.
Eine Elektrifizierung dieses Segments kann durchgerechnet werden, indem die zur Verfügung stehenden Fahrzeuge durch elektrische Fahrzeuge mit anderen Zuladungen und Reichweiten ersetzt werden. Ein Beispiel dieses Vorgehens wird unten am Beispiel der Hausmüllentsorgung genauer vorgestellt.

Personenwirtschaftsverkehr

Typische Modelle für den Personenwirtschaftsverkehr sind ähnlich strukturiert wie für den Güterverkehr. Beispielsweise werden mithilfe der demographischen Daten in der synthetischen Bevölkerung die individuellen Pflegebedarfe modelliert. Anschließend wird diese Nachfrage den Pflegediensten zugeordnet, deren Personal dementsprechend zu seinen Einsatzorten fährt. Relativ offensichtlich hat man auch hier pro Pflegedienst eine Flotte von Fahrzeugen, die an einem gegebenen Tag alle Bedarfe befriedigen muss. Dies kann man als Tourenplanungsproblem definieren und lösen.
Analog zum Güterverkehr kann man die fossilen durch elektrische oder nicht motorisierte Fahrzeuge ersetzen und Reaktionen des Systems betrachten. Wir haben mit diesem Teil des Projektes noch nicht begonnen und können daher nichts Spezifisches berichten.

Sonderverkehre

Sonderverkehre sind alle Verkehre, die durch die obigen Kategorien nicht erfasst sind. Hierzu gehören z. B. Müllabfuhr, Kehrmaschinen und Feuerwehr/Polizei/Notarzt. Für regelmäßige Sonderverkehre sind die Modelle ähnlich wie im Güterverkehr. So müssen Müllabfuhr oder Kehrmaschinen an einem gegebenen Tag bestimmte Straßen bedienen und dafür müssen Touren festgelegt werden. Das Segment der Müllentsorgung wird im nächsten Abschnitt genauer betrachtet.

Illustration der Methodik am Beispiel der Modellierung der Hausmüllentsorgung

Der folgende Abschnitt beruht auf [15]. Dort finden sich ggf. weitere Details.

Modellierung der Touren

Ein Entsorgungsfahrzeug beginnt morgens am Depot und fährt dann Abholorte an, bis die Kapazität des Fahrzeuges erschöpft ist. Anschließend fährt das Fahrzeug

zur Entladestation und wechselt dann so lange zwischen Abholorten und Entladestation, bis die zur Verfügung stehende Zeit aufgebraucht ist (Abbildung 1). Die letzte Fahrt geht von der Endladestation zum Depot zurück. Die Fahrzeugdepots und Entladestationen sind in Berlin getrennt und in Abbildung 2 dargestellt.

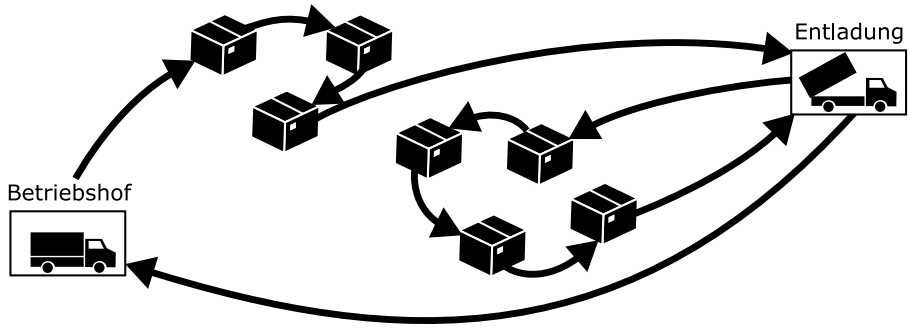


Abbildung 1: Eine typische Tour eines Entsorgungsfahrzeuges: Fahrzeugdepot (=Betriebshof) → Abholungen → Entladung → Abholungen → Entladung → Depot

Um einen synthetischen Abfallkalender zu erstellen, wurde zunächst der reale Abfallkalender betrachtet. Hier konnte kein Muster festgestellt werden (Abbildung 3).
Es wurde daher ein synthetischer Abfallkalender aus folgenden Prinzipien und Überlegungen hergeleitet:

1. Es wird das Entsorgungssegment mit der größten Menge betrachtet. Dies ist derzeit der Hausmüll.
2. An einem gegebenen Tag wird ein Ortsteil komplett oder gar nicht angefahren.
3. Abholtage sind zunächst Montag und Donnerstag bzw. Dienstag und Freitag für dicht besiedelte Gebiete, sowie Mittwoch für dünner besiedelte Gebiete. Anschließend werden die Tage für Ortsteile manuell so angepasst, dass eine gleichmäßige Auslastung über die Abholtage entsteht. Die Abfallmengen ergeben sich dabei anteilig aus den dazwischenliegenden Tagen.
4. Jeder Ortsteil entsorgt in eine nahegelegene Entladestation (vgl. Abbildung 3). Die Zuordnungen werden manuell so angepasst, dass die Empfangsmenge der Entladestationen ungefähr den aus den Daten bekannten Mengen entspricht.

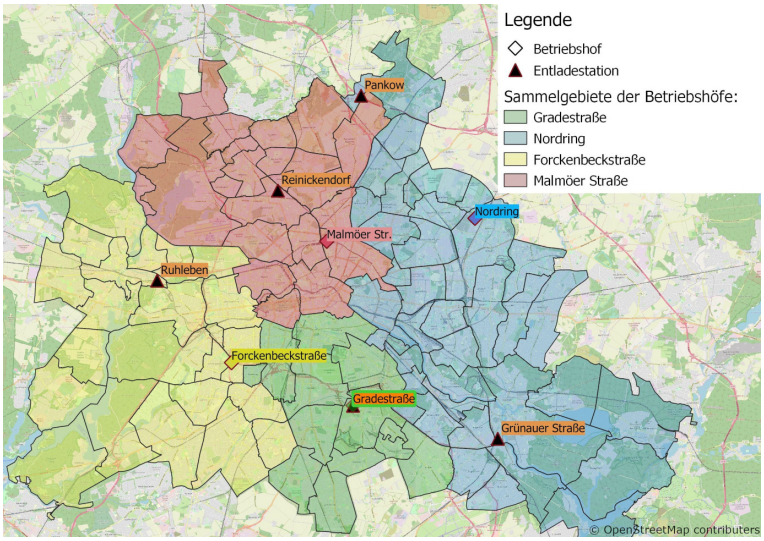


Abbildung 2: Fahrzeugdepots sowie die zugeordneten Ortsteile; Entsorgungsstationen. Kartenmaterial von Open Street Maps [16] mit eigenen Ergänzungen

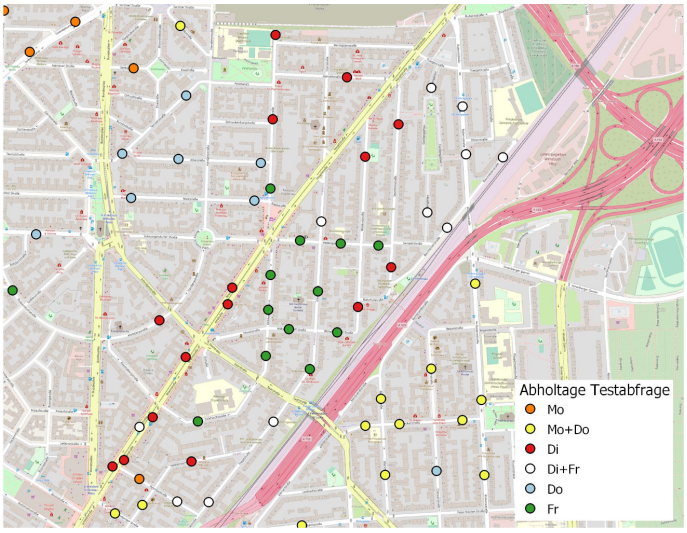


Abbildung 3: Visualisierung des Abfallkalenders der BSR in Berlin. Kartenmaterial von Open Street Maps [16] mit eigenen Ergänzungen unter Nutzung der Daten der BSR sowie der Software QGIS

Der hieraus hergeleitete synthetische Abfallkalender kennt nun für jeden Ortsteil die Zuordnung zu einem Betriebshof, die Abholtage und für jeden Abholtag die zugeordnete Entladestation. Die Abfallmengen eines Ortsteils werden proportional zur Gesamtlänge der Straßen auf die Straßen verteilt, wobei Straßen mit einer hohen Maximalgeschwindigkeit ausgeschlossen werden, um keine Sammlungen an Autobahnen zu generieren.
Nun kann man für jeden Abholtag und jeden Betriebshof separat ein Tourenplanungsproblem lösen, genauer gesagt ein pick-up-and-delivery-Problem, weil die Abfälle von den Abholstellen zu den Entladestationen gebracht werden müssen. Dabei ist stets die Einhaltung der Zuladungsbeschränkungen der Fahrzeuge sowie der Gesamtarbeitszeit zu beachten. Zur Lösung des Problems wird die Tourenplanungssoftware jsprit [17] verwendet.
Als Resultat der Tourenplanung ergeben sich Touren wie in Abbildung 4 (und schematisch in Abbildung 3 dargestellt): Zunächst fährt das Fahrzeug einen längeren Weg vom Depot zum Abholgebiet. Dort fährt es dann kleinteilig alle individuellen Straßen ab. Wenn die Kapazität erschöpft ist, macht es eine längere Fahrt zur Entsorgungsanlage. Dieser Zyklus wiederholt sich, bis am Ende des Tages eine Fahrt von der Entsorgungsanlage zurück ins Depot stattfindet.

Abbildung 4: Eine synthetisch erzeugte Trajektorie eines Fahrzeugs. Kartenmaterial von Open Street Maps [16] mit eigenen Ergänzungen unter Nutzung eigener Daten sowie der Software VIA

Festlegung von Fahrzeugtypen

Um valide Aussagen über die Elektrifizierung des Entsorgungsverkehrs und die daraus resultierenden ökologischen und ökonomischen Implikationen treffen zu können, spielen die angenommenen Fahrzeugparameter eine entscheidende Rolle.

Um das volle Potential heutiger Verbrennungsmotoren aufzuzeigen, wird ein dieselbetriebenes Abfallsammelfahrzeug mit Euro-6-Emissionsstandard als Referenz ausgewählt, dessen Konfiguration wir aus Gesprächen mit einem großen deutschen Abfallsammelunternehmen erhalten haben. Die Auswahl eines batterieelektrischen Pendants erweist sich als deutlich komplizierter, da die Entwicklung und Markteinführung schwerer e-Lkw noch deutlich hinter elektrischen Pkw zurückbleibt. Gleiches gilt für kommunale Nutzfahrzeuge. Konkret heißt das, dass Stand 2019 lediglich Prototypen und einige wenige Kleinstserien elektrischer Abfallsammelfahrzeuge existieren [18]. Um dieser Situation gerecht zu werden, haben wir uns für das Modell EF26 KSF des Schweizer Herstellers E-Force entschieden, welches zwar in sehr geringen Stückzahlen produziert wird, aber käuflich erworben werden kann.
Der entscheidende Faktor bei elektrischen (Nutz-)Fahrzeugen ist die Batterie. Sie ist maßgeblicher Kostentreiber, hat aufgrund ihres hohen spezifischen Gewichts Einfluss auf die mögliche Nutzlast und bedingt die mögliche Reichweite des Fahrzeugs. Das ausgewählte Abfallsammelfahrzeug kann mit unterschiedlich großen Batterien ausgestattet werden. Exemplarisch werden zwei Versionen ausgewählt: Eine große Batterie mit Auswirkungen auf die Nutzlast und eine kleine Batterie, welche bei reduzierter möglicher Reichweite die gleiche Nutzlast wie das konventionelle Fahrzeug erlaubt. Es muss angemerkt werden, dass die betrachteten Elektrofahrzeuge vom Hersteller mit 26 Tonnen zulässigem Gesamtgewicht angegeben werden, was wir daher auch so übernehmen. Laut EU-Richtlinie 2015/719 dürfen jedoch batterieelektrische dreiachsige Lkw bis zu einer Tonne schwerer sein als vergleichbare konventionelle Fahrzeuge [19, S. 9]. Das bedeutet, dass in Zukunft auch Fahrzeuge mit größerer Batterie und dennoch identischer Nutzlast realisierbar sein werden. Die hier getroffenen Annahmen können somit als Worst-Case angesehen werden.
Die Daten beider Fahrzeuge befinden sich in Tabelle 1. Um die Zuverlässigkeit der vom Hersteller angegebenen Parameter zu beurteilen, werden der spezifische Batteriepreis, die möglichen Ladezyklen und der Energieverbrauch folgend kurz diskutiert. Davon ausgehend, dass 80 % der installierten Batteriekapazität tatsächlich genutzt werden (Nettokapazität wird angegeben), errechnet sich für das Beispielfahrzeug ein spezifischer Preis von 604 €/kWh für die große und 650 €/kWh für die kleine Batterie. Diese Werte sind verglichen mit aktuellen Quellen eher hoch [20, S. 20; 21]. Dies ist möglicherweise den kleinen Stückzahlen geschuldet, repräsentiert jedoch den aktuellen Markt. Die angegebenen 4000 Vollzyklen erscheinen zunächst optimistisch. Jedoch ist die ausgewählte NMC-Batterie flüssigkeitstemperiert, was nach aktuellen Erkenntnissen sogar deutlich mehr als 4000 äquivalente Vollzyklen zulässt [22]. Somit ist auch diese Herstellerangabe plausibel.
Für den realen Verbrauch von elektrischen Abfallsammelfahrzeugen im urbanen Einsatz existieren keine uns bekannten Daten. Der mittlere, vom Hersteller angegebene Bereich für den Fahrverbrauch (1 kWh/km) deckt sich etwa mit Angaben für

urbane Stadtbusse, welche ähnliche Gesamtgewichte und vergleichbare Fahrprofile (Stop and Go zwischen Haltestellen bzw. Abholadressen) aufweisen [23].

Tabelle 1: Fahrzeugtypen

	Fossil	**BEV1** (gr. Batterie)	**BEV2** (kl. Batterie)
Zulässiges Gesamtgewicht	26 000 kg	26 000 kg	26 000 kg
Nutzlast	11 500 kg	10 500 kg	11 500 kg
Ladevolumen	22 m^3	22 m^3	22 m^3
Kombinierter Verbrauch	73 $l/_{100\,km}$	-	-
Verbrauch Fahren	60 $l/_{100\,km}$	100 $kWh/_{100\,km}$	
Verbrauch Sammeln	0,5 $l/_{1000\,kg}$	1,4 $kWh/_{1000\,kg}$	
Kaufpreis Fahrzeug	210 000 €	452 250 € (ohne Batterie)	
Batteriekosten	-	234 000 €	126 000 €
Nutzbare Batteriekapazität	-	310 kWh	155 kWh
Batteriegewicht	-	2 940 kg	1 470 kg
Äq. Vollzyklen bis 80 % SoH[3]	-	4 000	4 000
Zellchemie	-	$LiNi_xMn_yCo_zO_2$ (NMC)	

Resultate

Die Resultate der Studie lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Keine der synthetisch ermittelten Touren ist länger als 114 km und benötigt mehr als 142 kWh.
- Dies ist bereits mit der kleinen Batterie realisierbar. Die Länge der Touren liegt also deutlich unterhalb dessen, was bereits heute ohne Nachladen möglich ist. Die Notwendigkeit des Nachladens unterwegs entfällt also. Dies erspart die dafür ansonsten nötigen Schnellladestationen und erlaubt das Aufladen über Nacht. Das verringert den Preis der Ladeinfrastruktur und erhöht die Lebensdauer der Batterien.
- In zehn angenommenen Betriebsjahren der Fahrzeuge ist somit kein Batteriewechsel erforderlich.

[3] State of Health, also Intaktheitsgrad der Batterien.

- Im Prinzip reduzieren Batterien durch ihr Gewicht die mögliche Zuladung, würden also häufigere Fahrten zur Entsorgungsstation nötig machen. Bei der Auslegung der Batterien auf 155 kWh ist allerdings die Zuladung genauso hoch wie bei konventionellen Fahrzeugen. Es könnten also die gleichen Touren wie mit konventionellen Fahrzeugen gefahren werden.

Diese Resultate vereinfachen das Problem signifikant: Da nur das Fahrzeug ausgetauscht werden muss und der Betriebsablauf so bleiben könnte wie bisher, müssen auch nur die Kostenänderungen durch den ausgetauschten Fahrzeugtyp und die veränderten Energiekosten berücksichtigt werden. Um die ökonomischen und ökologischen Auswirkungen der Umstellung zu quantifizieren, werden auf Basis der Simulationsergebnisse eine Total-Cost-of-Ownership-Analyse und eine Well-to-Wheel-Analyse jeweils für eine konventionelle und eine elektrifizierte Flotte durchgeführt. Diese führen zu folgenden Resultaten:

- Unter der Annahme, dass Personalkosten sowie Wartungs- und Flottenmanagementkosten zwischen dem konventionellen und dem elektrifizierten Szenario gleichbleiben, ergibt die Elektrifizierung im ungünstigsten berechneten Fall einen Anstieg der Betriebskosten um 17 %.
- Es fällt ins Auge, dass die Personal- und Instandhaltungskosten mit mehr als 83 % im konventionellen und mehr als 71 % im elektrifizierten Szenario den überwiegenden Anteil der Kosten verursachen.
- Ein Teil der gestiegenen Beschaffungskosten für die mehr als doppelt so teuren elektrischen Abfallsammelfahrzeuge wird durch deutlich geringere Energiekosten ausgeglichen.
- Eine Well-to-Wheel-Analyse mit der Datenbank Ecoinvent v3.5 ergibt bereits für den aktuellen Deutschen Strommix eine Reduktion der äquivalenten CO_2-Emissionen in der Nutzungsphase um 71 %.
- Für das theoretische Szenario einer vollständig regenerativen Stromerzeugung steigt dieser Wert wie zu erwarten auf annähernd 100 % (geringe Emissionen verbleiben aufgrund der Anlagen zur Stromerzeugung und Distributions-Infrastruktur). Das bedeutet, dass der Ausstoß von CO_2-äquivalenten Emissionen in der Nutzungsphase nahezu vollständig vermieden wird.
- Durch die Elektrifizierung der Hausmüllentsorgung würde unabhängig vom Strommix der lokale Ausstoß gesundheitsschädlicher Emissionen wie Stickoxide, Ruß, Kohlenmonoxid und unverbrannter Kohlenwasserstoffe vermieden. Da Kommunalfahrzeuge trotz ihrer verhältnismäßig geringen Anzahl einen erheblichen Anteil dieser Emissionen verursachen, hätte deren Wegfall bereits signifikante Auswirkungen auf die Luftqualität in der Stadt [24].

Für die genaue Herleitung dieser Resultate siehe [15]. Wir finden mehrere Aspekte dieser Ergebnisse überraschend. Zum einen hätten wir nicht erwartet, dass die Batteriekapazitäten bereits heute mehr als ausreichen, insbesondere vor dem Hintergrund, dass es noch nicht einmal nötig ist, während des Tages nachzuladen. Zum anderen stellen wir fest, dass es nicht die Technologiekosten, sondern die Personalkosten sind, die die Kostenrechnung dominieren. Vor diesem Hintergrund führen selbst die mehr als verdoppelten Investitionskosten immer noch zu „beherrschbaren" Erhöhungen der Gesamtkosten.
Wir würden also, bei „erzwungener" Elektrifizierung der (Haus-)Müllentsorgung in Berlin eine Erhöhung der Müllgebühren um weniger als 20 % vorhersagen. Eine Zwei-Zimmer-Wohnung in Berlin zahlt derzeit ca. $10\,€/_{\text{Monat}}$[4] für die Müllentsorgung; diese würden also um $2\,€/_{\text{Monat}}$ steigen. Damit handelt es sich um ein Problem, welches auf technischem Wege zu vertretbaren Kosten lösbar scheint.

Weitere Segmente des Verkehrs

Neben der Müllentsorgung haben wir für weitere Verkehrssegmente, wie den Taxiverkehr, den Pkw-Privatverkehr und den öffentlichen Verkehr, vergleichbare Untersuchungen durchgeführt. Diese Ergebnisse stellen wir in dem folgenden Abschnitt dar.

Taxiverkehr

Auf ähnliche Ergebnisse waren wir bei der Analyse einer möglichen Elektrifizierung des Berliner Taxiverkehrs gestoßen [26]. Unsere Überraschung darüber war ein wichtiger Auslöser des jetzigen Projekts. Hier stellte sich heraus, dass ein elektrischer Betrieb – sogar einschließlich Bau- und Betriebskosten von Ladestationen – insgesamt eher preiswerter sein würde als der bisherige fossile Betrieb. Ein wichtiges Element dieser Betrachtung war die Einsicht, dass Taxifahrzeuge eine so hohe Laufleistung aufweisen, dass ein Wechsel der Batterie erforderlich wird. Damit werden die normalerweise sehr hohen fixen Kosten der Batterie variabilisiert, also auf die gefahrenen Kilometer umgelegt. Die Kosten pro Kilometer gehen dadurch hoch, bleiben aber immer noch niedriger als die Kosten bei fossil angetriebenen Fahrzeugen. Ein verbleibendes Problem waren die sehr kalten Wintertage. An diesen ist doppelt so viel Strom wie sonst nötig, um den Innenraum der Fahrzeuge zu heizen. Gleichzeitig wird der Ladestrom kältebedingt halbiert. Es lohnt sich aber nicht, für diese wenigen Tage die entsprechende Ladeinfrastruktur vorzuhalten. Unsere kurzfristige Empfehlung wäre der Einbau von kraftstoffbetriebenen Standheizungen. Diesen Weg gehen auch die Berliner Verkehrsbetriebe (BVG) mit

[4] Berechnung anhand des jährlichen Verbrauchs einer Person von ca. $217\,{}^{\text{kg}}/_{\text{Jahr}}$ [15] und der Kostenkalkulation der BSR [25].

ihren elektrischen Bussen [27]. Mittelfristig wird es verbesserte technische Lösungen geben wie z. B. Wärmepumpen statt elektrischer Heizdrähte oder eine bessere Fahrzeugisolierung.

Pkw-Privatverkehr

Aus dieser Einsicht für den Taxiverkehr folgte als nächstes der Versuch, den gesamten Berliner Autoverkehr durch eine Flotte fahrerloser und elektrischer Robotaxis zu ersetzen. Die zentralen Resultate der Simulationen [28] waren:

- Mit 100 000 Fahrzeugen, dies entspricht einem Zehntel der derzeitigen privaten Flotte, könnten alle Anfragen ohne über die reine Anfahrt hinausgehende Wartezeit bedient werden. Dies führt in Außenbezirken immer noch zu Wartezeiten von mehr als 15 Minuten; wir gehen aber davon aus, dass dies durch vorausschauende Algorithmen verringert werden könnte.
- Wenn die Robotaxis im Einzelpassagierbetrieb fahren, dann erzeugt das System zwischen 10 % und 15 % mehr Fahrzeugkilometer wegen der Leerfahrten von einem Drop-off zum darauffolgenden Pick-up. Dies muss kompensiert werden, z. B. durch besseren Verkehrsfluss bei fahrerlosen Fahrzeugen oder die Integration von Pooling, also Fahrten mit mehreren Fahrgästen pro Fahrzeug. Letzteres ist allerdings algorithmisch erheblich langsamer, weshalb wir dort noch keine endgültigen Resultate haben.
- Es verbleibt genügend Zeit, in der die Fahrzeuge auf Passagiere warten und die somit problemlos zum Nachladen genutzt werden kann.

Fahrerloses Fahren ist selbstverständlich noch keine etablierte Technologie und für den urbanen Raum vor 2030 nicht zu erwarten. Es sind jedoch auch andere Lösungen denkbar, beispielsweise ein sehr vorsichtiges Fahren der Fahrzeuge zu den Fahrgästen; die Fahrgäste fahren selbst mit normaler Geschwindigkeit zum Ziel; das Fahrzeug sucht sich im vorsichtigen fahrerlosen Modus einen Abstellplatz oder eine Ladestelle. Alternativ könnten in Städten in Schwellenländern, in denen die Fahrerlöhne derzeit sehr niedrig sind, der Privatverkehr durch elektrifizierte Taxis mit Fahrern ersetzt werden, deren Routen über eine App optimiert werden. Sowohl Umweltprobleme als auch CO_2-Fußabdruck ließen sich dadurch deutlich reduzieren.
Bezüglich der Kosten wäre ein fahrerloses System etwa so teuer wie das derzeitige mit privaten Pkw. Es wären zwar nur noch ein Zehntel der heutigen Fahrzeuge unterwegs, aber diese hätten mehr als zehn Mal so viel Laufleistung wie die heutigen privaten Fahrzeuge. Weiterhin ist unklar, wie viele zusätzliche Kosten die Automatisierung verursacht, sowohl technisch als auch bzgl. des Nutzerverhaltens, z. B. Innenraumverschmutzung. Wir gehen davon aus, dass sich beides in etwa die

Waage halten würde. Über die Variabilisierung der Batteriekosten haben wir bei den elektrischen Taxis schon berichtet; dies würde auch hier gelten.
Eine Alternative wären vollständig elektrische Privat-Pkw. Dies ist tatsächlich schwieriger zu berechnen als die Versorgung durch eine Flotte, weil Lösungen für die verschiedenen Ladeszenarien gefunden werden müssen: Während dies für Personen mit Einfamilienhaus problemlos lösbar ist, muss man für die sogenannten „Laternenparker“ entweder alle öffentlichen Parkplätze ausstatten oder davon ausgehen, dass sie z. B. an ihren Arbeitsplätzen laden können. Es ist zu vermuten, dass dies eher zu einer Überausstattung mit Ladeinfrastruktur und somit zu höheren Gesamtkosten führen würde. Unsere diesbezüglichen Rechnungen sind noch nicht abgeschlossen.
Die Resultate in diesem und damit vermutlich auch in anderen Verkehrssegmenten sind derzeit nicht räumlich transferierbar. Simulationen von Kollegen für die Mittelstadt Rouen in Frankreich [29] ergeben deutlich längere Fahrten als unsere für Berlin und insbesondere deutlich längere Tageslaufleistungen von mehr als 600 km verglichen mit unseren ca. 250 km. Da die elektrischen Reichweiten „bezahlbarer“ Fahrzeuge eher bei 200 km liegen, gibt es in der Simulation in Rouen deutlich andere Notwendigkeiten des Nachladens. Daraus muss man mitnehmen, dass wir derzeit keine übertragbaren Antworten haben, sondern jedes Szenario für jeden Ortstyp individuell durchgerechnet werden muss. Wir haben z. B. auch Projekte für Gladbeck (im Ruhrgebiet) und die Vulkaneifel (dünnbesiedelter ländlicher Raum) und werden berichten.

Öffentlicher Verkehr

Der öffentliche Verkehr fährt in Berlin bereits elektrisch (U-Bahnen, Straßenbahnen) oder befindet sich im elektrischen Probebetrieb (Busse). Die Elektrifizierung von Bussen ist technisch bereits auf einem sehr hohen Stand und wird international in vielen Städten erprobt [30, S. 4]. Insbesondere bei kurzen Zubringer-Linien oder Linien, die nur wenige Stunden am Stück betrieben werden, erweist sich der Technologiewechsel als vergleichsweise einfach. Hier kann über Nacht im Depot mit eher geringer Ladeleistung geladen werden. Die Vorgehensweise ist vergleichbar mit dem von uns vorgestellten Ansatz für die Elektrifizierung der Müllabfuhr. Die Elektrifizierung von Linien mit langen Umläufen und langer Betriebszeit scheint dagegen schwieriger zu sein als alles, was in diesem Text bisher betrachtet wurde: So reicht bei diesen die nächtliche Ladung nicht für den nachfolgenden Tag, und es gibt auch keine längeren Zwischenzeiten, bei denen das Fahrzeug nicht benötigt und somit mit moderater Ladeleistung nachgeladen werden kann. Dies führt zur Investition in sehr teure Schnellladestationen an den Wendepunkten, ermöglicht jedoch auch kleinere Batterien in den Fahrzeugen und damit geringere Anschaffungskosten. Es ist daher keine pauschale Aussage möglich, welche Technologie

teurer ist [31]. Diese „Gelegenheitsladen“ genannte Strategie wird aktuell im Kooperationsprojekt „E-Metrobus“ von der BVG, dem Reiner Lemoine Institut und der TU Berlin für eine hochbelastete Linie in Berlin erforscht.

Diskussion und Zusammenfassung

Dieser Beitrag behandelt mögliche Szenarien zur Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs. Es geht dabei explizit nicht um Übergänge, sondern um die Frage, wie das System aussehen könnte, wenn man „einen Schalter umlegen“ könnte. Daher orientieren wir uns z. B. auch nicht am heutigen Strommix, sondern gehen davon aus, dass Strom vollständig nachhaltig und ohne CO_2-Ausstoß bei gleichbleibenden Kosten erzeugt werden kann. Auch halten wir Elektrifizierung nicht für die einzig mögliche Technologie. Wir konzentrieren uns auf Elektrifizierung, weil wir hier entsprechende technische Spezifikationen – Fahrzeuge, Ladestationen, Preise, Reichweiten – gefunden haben. Es geht also darum, eine „untere Schranke“ für die Nutzenabnahmen und Kostenzunahmen zu finden – wenn sich dann bessere Alternativen finden, können sie ja nur darüber liegen. Andererseits kann man auch argumentieren, dass Wasserstoff oder synthetische Kraftstoffe zunächst in den Bereichen benötigt werden, die sich nicht elektrisch betreiben lassen – Flugzeuge, Schiffe, bestimmte Hochtemperatur-Prozesse. Dies würde den urbanen Verkehr in eine Elektrifizierung zwingen, weil das dann die einzige verbleibende CO_2-freie Technologie wäre.
Weiterhin behandelt der obige Text nur Teile des Verkehrssystems: die Müllentsorgung sowie den nichtkommerziellen Personenverkehr. Bei der Müllentsorgung in Berlin ergibt sich selbst nach heutigem Technologie- und Kostenstand nur eine ca. 20-prozentige Erhöhung der Müllgebühren. Die politische Diskussion wird klären müssen, ob das zumutbar ist. Beim motorisierten Individualverkehr hängt viel davon ab, ab wann Fahrzeuge fahrerlos fahren können, wenigstens im Vor- und Nachlauf des Fahrgastbetriebs. U-Bahnen und Straßenbahnen fahren bereits elektrisch. Bei den Bussen wurde ein elektrischer Probebetrieb aufgenommen. Deren Elektrifizierung ist aufgrund ihrer typischen Einsatzcharakteristik und entsprechend notwendiger Ladeinfrastruktur schwieriger als alles, was in diesem Text behandelt wurde. Beim Taxiverkehr in Berlin hingegen sind wir der Meinung, dass man sofort verlangen könnte, dass Neufahrzeuge elektrisch sein müssen und gleichzeitig eine entsprechende Ladeinfrastruktur an den Taxiständen aufgebaut werden sollte. Weitere Segmente werden wir zukünftig behandeln und dann auch zu einem Gesamtbild kommen.

Literatur

[1] Baar, R.: „Nur noch Emissionsfreie Autos ab 2030. Vision und Wirklichkeit“. In: *TUBnewsportal* (2016). url: https://www.pressestelle.tu-berlin.de/menue/tub_medien/newsportal/forschungs_news/2016/nur_noch_emissionsfreie_autos_ab_2030_vision_und_wirklichkeit/ (besucht am 16. 06. 2020).

[2] Fachgebiet für Verkehrssystemplanung und Verkehrstelematik, Hrsg.: *Analyse von Strategien zur vollständigen Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs – zeroCUTS*. 2020. url: https://www.vsp.tu-berlin.de/menue/forschung/projects/2018/dekarbonisierung_des_urbanen_verkehrs_zerocuts/ (besucht am 16. 06. 2020).

[3] Rieken, P.; Trosky, F.; Goldmann, K.; Mann, H.-U.; Pohl, M.; Nagel, K.; Beckers, T.; Liedtke, G.; Winter, M.; Kickhöfer, B.: *Grundsätzliche Überprüfung und Weiterentwicklung der Nutzen-Kosten-Analyse im Bewertungsverfahren der Bundesverkehrswegeplanung*. 2015. url: https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/G/BVWP/bvwp-2015-ueberpruefung-nka-endbericht.html (besucht am 16. 06. 2020).

[4] Mahmassani, H.; Jayakrishnan, R.; Herman, R.: „Network traffic flow theory: Microscopic simulation experiments on supercomputers“. In: *Transportation Research Part A: General* 24 (2 1990), S. 149–162. doi: 10.1016/0191-2607(90)90022-X.

[5] Nagel, K.; Schleicher, A.: „Microscopic traffic modeling on parallel high performance computers“. In: *Parallel Computing* 20 (1 1994), S. 125–146. doi: 10.1016/0167-8191(94)90117-1.

[6] Esser, J.; Schreckenberg, M.: „Microscopic Simulation of Urban Traffic Based on Cellular Automata“. In: *International Journal of Modern Physics C* 8 (5 1997), S. 1025–1036. doi: 10.1142/S0129183197000904.

[7] Raney, B.; Voellmy, A.; Cetin, N.; Vrtic, M.; Nagel, K.: „Towards a Microscopic Traffic Simulation of All of Switzerland“. In: *Computational Science – ICCS 2002* 2329 (2002), S. 371–380. doi: 10.1007/3-540-46043-8_37.

[8] Miller, E. J.; Hunt, J. D.; Abraham, J. E.; Salvini, P. A.: „Microsimulating urban systems“. In: *Computers, Environment and Urban Systems* 28 (1–2 2004), S. 9–44. doi: 10.1016/S0198-9715(02)00044-3.

[9] Ahrens, G. A.; Liesske, F.; Wittwer, R.; Hubrich, S.; Witting, S.: *Methodenbericht zum Forschungsprojekt, Mobilität in Städten – SrV 2013*. 2014. url: https://tu-dresden.de/bu/verkehr/ivs/srv/srv-2013 (besucht am 16. 06. 2020).

[10] Eggs, J.; Follmer, R.; Gruschwitz, D.; Nobis, C.; Bäumer, M.; Pfeiffer, M.: *Mobilität in Deutschland – MiD. Anhang zum Methodenbericht*. 2018. url: www.mobilitaet-in-deutschland.de (besucht am 16. 06. 2020).

[11] Horni, A.; Nagel, K.; Axhausen, K., Hrsg.: *Multi-Agent Transport Simulation MATSim*. London: Ubiquity Press, Aug. 2016. isbn: 978-1-909188-78-5. doi: 10.5334/baw.

[12] Ben-Akiva, M. E.; Lerman, S. R., Hrsg.: *Discrete Choice Analysis: Theory and Application to Travel Demand*. London: MIT Press, 1985. isbn: 978-0-262-02217-0.

[13] Ziemke, D.; Kaddoura, I.; Nagel, K.: „The MATSim Open Berlin Scenario: A multimodal agent-based transport simulation scenario based on synthetic demand modeling and open data“. In: *Procedia Computer Science* 151 (2009), S. 870–877. doi: 10.1016/j.procs.2019.04.120.

[14] Bundesagentur für Arbeit, Hrsg.: *Pendlerstatistik 2010*. CD-ROM. Nürnberg, 2010.

[15] Ewert, R.; Grahle, A.; Martins-Turner, K.; Syré, A.; Nagel, K.; Göhlich, D.: „Electrification of Urban Waste Collection: Introducing a Simulation-Based Methodology for Feasibility, Impact and Cost Analysis“. In: *International Journal of Sustainable transportation* (2020), S. 870–877. doi: 10.14279/depositonce-10314.

[16] OpenStreetMap-Mitwirkende: *OpenStreetMaps.org*. lizenziert unter CC-BY-SA-Lizenz 2.0. 2020. url: https://www.openstreetmap.org/copyright (besucht am 16. 06. 2020).

[17] Schröder, S.: *Jsprit*. 2017. url: https://github.com/graphhopper/jsprit (besucht am 28. 06. 2020).

[18] Pander, J.: „Her mit den sauberen Riesen“. In: *Zeit Online* (2020). url: https://www.zeit.de/2020/03/elektro-lkw-stromschiene-e-mobilitaet-klimaschutz (besucht am 28. 06. 2020).

[19] „Directive 2015/719 of the European Parliament and of the Council“. In: *Legislation L 115* (2015). Hrsg. von European Union. URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2015:115:FULL&from=EN (besucht am 05. 01. 2020).

[20] Hacker, F.; Waldenfels, R. von; Mottschall, M.: *Wirtschaftlichkeit von Elektromobilität in gewerblichen Anwendungen*. Hrsg. von Öko-Institut. 2015. URL: https://www.oeko.de/publikationen/p-details/wirtschaftlichkeit-von-elektromobilitaet-in-gewerblichen-anwendungen/ (besucht am 01. 05. 2020).

[21] BloombergNEF, Hrsg.: *Electric Vehicle Outlook 2020*. 2020. URL: https://about.bnef.com/electric-vehicle-outlook/ (besucht am 29. 06. 2020).

[22] Yang, X.-G.; Zhang, G.; Ge, S.; Wang, C.-Y.: „Fast Charging of Lithium-Ion Batteries at All Temperatures“. In: *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America* 115 (28 2018), S. 7266–7271. DOI: 10.1073/pnas.1807115115.

[23] Kivekas, K.; Vepsalainen, J.; Tammi, K.: „Stochastic Driving Cycle Synthesis for Analyzing the Energy Consumption of a Battery Electric Bus“. In: *IEEE Access* 6 (2018), S. 55586–55598. DOI: 10.1109/ACCESS.2018.2871574.

[24] Leipziger Institut für Energie, Hrsg.: *Emissionskataster 2015*. 2016. URL: https://www.berlin.de/senuvk/umwelt/luftqualitaet/de/emissionen/verkehr_kfz.shtsh (besucht am 28. 06. 2020).

[25] Berliner Stadtreinigung, Hrsg.: *Tarifmodell der BSR*. 2020. URL: https://www.bsr.de/tarifmodell-20989.php (besucht am 29. 06. 2020).

[26] Bischoff, J.; Maciejewski, M.: „Electric Taxis in Berlin – Analysis of the Feasibility of a Large-Scale Transition“. In: *Tools of Transport Telematics TST* 531 (2015), S. 343–351. DOI: 10.1007/978-3-319-24577-5_34.

[27] Neumann, P.: „Berliner Elektrobusse: Heizungen und Klimaanlagen werden mit Diesel betrieben“. In: *Berliner Zeitung* (2018). URL: https://www.berliner-zeitung.de/mensch-metropole/berliner-elektrobusse-heizungen-und-klimaanlagen-werden-mit-diesel-betrieben-li.15146 (besucht am 28. 06. 2020).

[28] Bischoff, J.; Maciejewski, M.: „Simulation of City-wide Replacement of Private Cars with Autonomous Taxis in Berlin“. In: *Procedia computer science* 83 (2016), S. 237–244. DOI: 10.1016/j.procs.2016.04.121.

[29] Vosooghi, R.; Puchinger, J.; Bischoff, J.; Jankovic, M.; Vouillon, A.: „Shared Autonomous Electric Vehicle Service Performance: Assessing the Impact of Charging Infrastructure and Battery Capacity“. In: *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 81 (2020), S. 237–244. DOI: 10.1016/j.trd.2020.102283.

[30] ZeEUS, Hrsg.: *ZeEUS eBus Report #2. An updated overview of electric buses in Europe*. 2017. URL: https://www.sustainable-bus.com/wp-content/uploads/2018/06/zeeus-ebus-report-2.pdf (besucht am 28. 06. 2020).

[31] Jefferies, D.; Göhlich, D.: „Integrated TCO Assessment of Bus Network Electrification Considering Rescheduling and Delays“. In: Okt. 2018. URL: https://www.researchgate.net/publication/329210166_Integrated_TCO_AsseAssess_of_Bus_Network_Electrification_Considering_Rescheduling_and_Delays (besucht am 28. 06. 2020).

Biografische Notizen

Prof. Dr. Kai Nagel ist Professor am Fachgebiet für Verkehrssystemplanung und Verkehrstelematik an der Technischen Universität Berlin und forscht u. a. zu den Themen der Verkehrssystemplanung und dem Zusammenspiel der verschiedensten Verkehrsträger sowie der Verkehrstelematik, die sich mit der Steuerung dieser verschiedenen Verkehrssysteme auseinandersetzt. Zusätzlich ist K. Nagel Mitentwickler der Verkehrssimulationssoftware MATSim, die heute einen wichtigen Bestandteil der Forschung am Lehrstuhl darstellt. Da Herr Baar ein Unterstützer des Verbrennungsmotors war und Herr Nagel sich ausführlich mit der Dekarbonisierung des Verkehrs beschäftigt, fehlt Herr Baar als kompetenter Diskussions- und Gesprächspartner bei der Bewertung zukünftiger Verkehrskonzepte.

Ricardo Ewert ist seit 2020 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verkehrssystemplanung und Verkehrstelematik an der Technischen Universität Berlin. Im Jahr 2019 hat er den Masterstudiengang als Wirtschaftsingenieur an der TU Berlin abgeschlossen und beschäftigt sich seitdem vorrangig mit dem urbanen Güterverkehr und den entsprechenden Möglichkeiten und Bedingungen der Einführung rein elektrischer Fahrzeugflotten.

Dr. Joschka Bischoff war bis Mitte 2019 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verkehrssystemplanung und Verkehrstelematik an der Technischen Universität Berlin. Er forschte hauptsächlich mithilfe von MATSim an diversen zukunftsrelevanten Szenarien, wie der Verwendung autonomer Fahrzeuge oder der Elektrifizierung von ganzen Taxiflotten. Inzwischen ist er Mitarbeiter bei den Schweizer Bundesbahnen (SBB), wo er u. a. mithilfe von MATSim die Interaktion zwischen Eisenbahn und modernen Bedienformen untersucht und weiterentwickelt.

Dr. Michal Maciejewski war u. a. Dozent an der Poznan University of Technology, ist langjähriger wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verkehrssystemplanung und Verkehrstelematik an der Technischen Universität Berlin und gleichzeitig Softwareentwickler im Verkehrsbereich. Er ist der Hauptautor der MATSim-Plugins, welche die Simulation der Bedarfsverkehre (Taxis, Robotaxis, ...) leisten.

Alexander Grahle ist seit September 2018 als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Methoden der Produktentwicklung und Mechatronik an der Technischen Universität Berlin beschäftigt. Er ist dabei verantwortlich für das Projekt „Analyse von Strategien zur vollständigen Dekarbonisierung des urbanen Verkehrs“. Die während seines Studiums im Bereich Maschinenbau besuchten Veranstaltungen von Herrn Baar blieben Herrn Grahle in lehrreicher Erinnerung.

Alternative Antriebe

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Einfluss des Elektrifizierungsgrades auf den CO_2-Ausstoß elektro-hybrider Fahrzeugantriebe

Bojan Jander

Die Elektrifizierung von Pkw-Antriebssträngen bietet großes Potential hinsichtlich des CO_2- und Schadstoffausstoßes, da beispielsweise CO_2-intensive Betriebspunkte des Verbrennungsmotors vermieden werden können und durch Lastpunktverschiebung eine Vorkonditionierung der Abgasreinigung ermöglicht wird [2–4].

In diesem Beitrag wird mithilfe eines detaillierten Antriebsstrangmodells eines parallelen elektro-hybriden Fahrzeugantriebs dargestellt, welchen Einfluss der Elektrifizierungsgrad auf den CO_2-Ausstoß des Fahrzeugs im WLTP[1]-Zertifizierungszyklus hat. Die Gesamtsystemleistung wird konstant gehalten und die Leistungsverteilung zwischen Elektro- und Verbrennungsmotor variiert. Mithilfe von Skalierungsfunktionen für Verbrennungs- und Elektromotoren wird eine Abschätzung der veränderten Wirkungsgrade der Antriebsaggregate vorgenommen. Für jedes Konzept wird eine geeignete Betriebsstrategie implementiert, welche eine energieneutrale Batterieladung über den gesamten Fahrzyklus und eine kraftstoffoptimale Aufteilung der Betriebspunkte zwischen Elektromotor und Verbrennungsmotor sicherstellt.

Einleitung

Elektro-hybride Fahrzeugantriebe vereinen die Vorteile hoher Wirkungsgrade elektrischer Antriebsmaschinen mit den Vorteilen verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge, wie etwa eine hohe Reichweite und die Möglichkeit schnellen Nachtankens [3]. Bei der Auslegung eines solchen Hybrid-Antriebes stellt sich neben der Frage der Topologie [3] auch die Frage, wie die Leistungsteilung zwischen den beiden Antriebsaggregaten gestaltet werden sollte. Die Bestimmung des energetisch optimalen Elektrifizierungsgrades ist Inhalt dieses Beitrages. Als Elektrifizierungsgrad wird im Folgenden das Verhältnis der elektrischen Antriebsleistung am Systemnennleistungspunkt zur Systemleistung verstanden (vgl. (1)).

$$X_{\mathrm{el}} = P_{\mathrm{EM}}(P_{\mathrm{System,max}}) \cdot (P_{\mathrm{Nenn,System}})^{-1} \tag{1}$$

[1] Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure [1].

Methode

Ausgehend von einem Referenzsystem eines elektro-hybriden Plug-In-Hybrids mit einer Systemleistung von $P_{\mathrm{System,max}} = 150\,\mathrm{kW}$ [5] wird eine Variation der Leistungsverteilung zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor vorgenommen. Dafür werden die im Referenzsystem verwendeten Kennfelder der Antriebsaggregate mithilfe geeigneter Regeln [3; 6; 7] skaliert. Für den Verbrennungsmotor wird außerdem eine Variation der Zylinderzahl mithilfe eines 0D/1D-Modells vorgenommen. Die skalierten Verbrauchs- und Wirkungsgradkennfelder werden anschließend in das Gesamtfahrzeugmodell eingesetzt und die Hybrid-Betriebsstrategie entsprechend eingestellt. Die angewandte Methode ist in Abbildung 1 dargestellt.

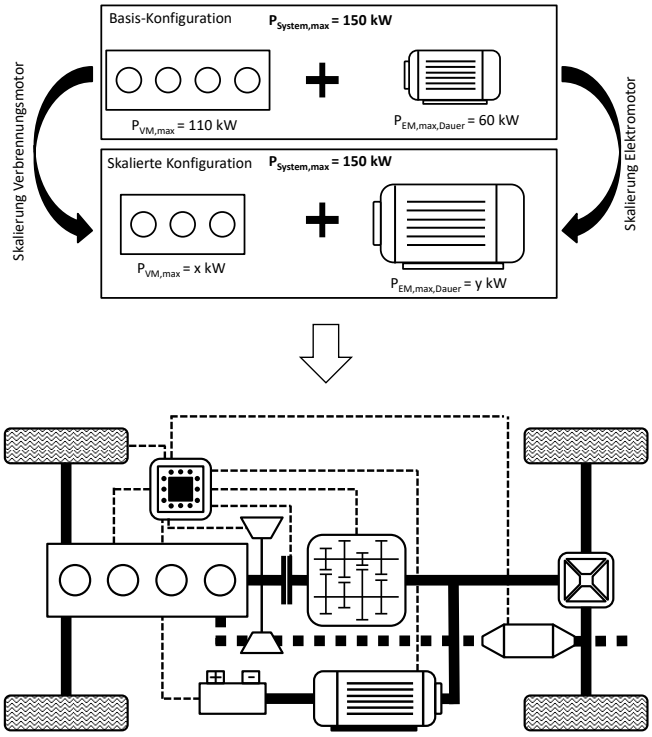


Abbildung 1: Methode

Die verschiedenen Antriebsstrangkonfigurationen werden anschließend im WLTP-Zertifizierungszyklus hinsichtlich ihres CO_2-Ausstoßes untersucht. Eine Bewertung des Ausstoßes der Schadstoffemissionen findet in diesem Beitrag nicht statt.

Referenzsystem

Das Referenzsystem ist mit einem Verbrennungsmotor mit einer Nennleistung von $P_{\mathrm{VM,max}} = 110\,\mathrm{kW}$ und einer elektrischen Maschine mit einer maximalen Dauerleistung von $P_{\mathrm{EM,Dauer}} = 60\,\mathrm{kW}$ ausgestattet. Es bietet eine maximale Systemleistung von $P_{\mathrm{System,max}} = 150\,\mathrm{kW}$ [5]. Abbildung 2 zeigt die Systemleistung sowie das maximal zur Verfügung stehende Antriebsmoment des Referenzsystems. Bereits bei niedrigen Drehzahlen unter $n = 1000\,\mathrm{min}^{-1}$ steht ein hohes Antriebsmoment zur Verfügung. Dieses Verhalten lässt sich auf das für elektrische Maschinen typische Drehmomentverhalten zurückführen [8; 9]. Der Verbrennungsmotor zeigt ebenfalls einen typischen Momentenverlauf an der Volllastlinie [10]. Die beiden Antriebsaggregate sind so miteinander verschaltet, dass die maximale Systemleistung bei einer Drehzahl von $n = 5000\,\mathrm{min}^{-1}$ zur Verfügung steht und bis zur Grenzdrehzahl des Verbrennungsmotors von $n_{\mathrm{VM,max}} = 6000\,\mathrm{min}^{-1}$ abgegeben werden kann. Die maximale Dauerleistung der elektrischen Maschine wird nicht abgerufen.

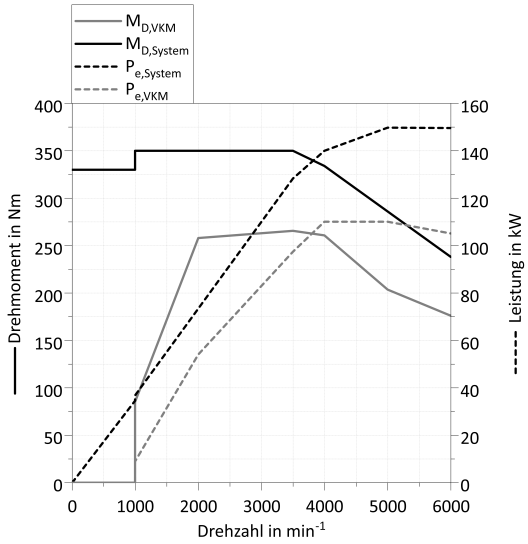


Abbildung 2: Maximale Drehmoment- und Leistungskurve des Gesamtsystems und des Verbrennungsmotors

Antriebsstrangmodell

Das Triebstrangmodell wird, wie in Abbildung 3 dargestellt, in drei Hierarchieebenen unterteilt. In der obersten Hierarchieebene wird auf Basis der Fahrwiderstände die benötigte Antriebsleistung berechnet. Die darunter liegende Ebene

steuert alle virtuellen Aktuatoren im Antriebsstrang und empfängt sämtliche virtuellen Sensorsignale, die in den verschiedenen Komponenten erfasst werden. Auf dieser Ebene erfolgen beispielsweise die Momentenkoordination zwischen elektrischer Maschine und Verbrennungsmotor, das Energiemanagement der Traktionsbatterie und die Getriebesteuerung. Auf der Komponentenebene erfolgt die Berechnung physikalischer Größen wie des Kraftstoffmassenstroms, der elektrischen Ströme und der Temperaturen.

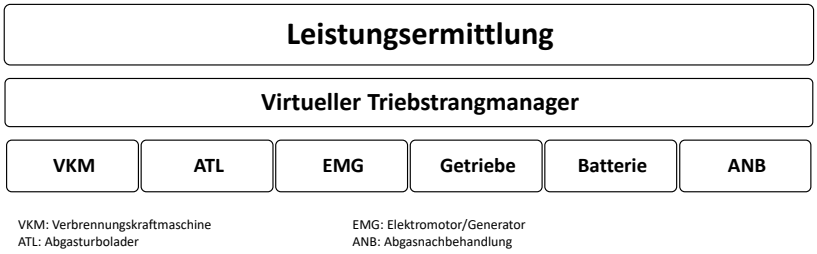


Abbildung 3: Gesamtmodellarchitektur

Verbrennungsmotor

Im Referenzsystem kommt ein turboaufgeladener Vier-Zylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung, einem Hubvolumen von $V_{\mathrm{H}} = 1395\,\mathrm{cm}^3$ und einer Nennleistung von $P_{\mathrm{VM,max}} = 110\,\mathrm{kW}$ zum Einsatz [5; 11].
Der Verbrennungsmotor wird als Kennfeldschar hinterlegt. Es sind darin drehzahl- und lastabhängige Kennfelder des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, des Kraftstoffmassenstroms sowie der Schadstoffemissionen Kohlenmonoxid, unverbrannte Kohlenwasserstoffe sowie Stickoxide abgelegt.

Elektrische Maschine

Im Referenzsystem dient als elektrischer Antrieb eine permanenterregte Synchronmaschine mit einem maximalen Dauerdrehmoment von $M_{\mathrm{EM,max,Dauer}} = 180\,\mathrm{Nm}$ und einer maximalen Dauerleistung von $P_{\mathrm{EM,max,Dauer}} = 60\,\mathrm{kW}$ [12].
Die elektrische Antriebsmaschine wird in Form eines Wirkungsgradkennfelds modelliert. Darin wird der Wirkungsgrad der elektromechanischen Energiewandlung als Funktion der Drehzahl und des Drehmoments abgelegt.

Traktionsbatterie

Eine Lithium-Ionen-Batterie mit einer Bruttokapazität[2] von $C_{\mathrm{Bat}} = 8{,}8\,\mathrm{kWh}$ dient als elektrochemischer Speicher [5]. Die Kapazität reicht aus, um das Fahrzeug im NEFZ[3]-Zertifizierungszyklus circa 50 km rein elektrisch betreiben zu können [5].
Die Modellierung erfolgt mithilfe eines einfachen SOC[4]-Modells. Darin werden die vom Batterieladezustand abhängige Leerlaufspannung und der Innenwiderstand definiert. Im Batteriemodell werden außerdem die Schaltung in Form der Anzahl der parallel und in Serie geschalteten Batteriezellen sowie der für Lade- und Entladevorgänge relevante Coloumb-Wirkungsgrad definiert.
Alle Größen, die für das SOC-Modell der Traktionsbatterie notwendig sind, können der Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Daten für SOC-Modell der Traktionsbatterie [14]

Größe	Wert	Einheit
Zellkapazität	45	Ah
Anzahl seriell geschalteter Zellen	86	–
Anzahl parallel geschalteter Zellen	1	–
Leerlaufspannung	$f(SOC)$	V
Innenwiderstand	$f(SOC,T)$	Ω
Coloumb-Wirkungsgrad	1 [15]	–

Getriebe

Für die Wandlung der von den Antriebsaggregaten abgegebenen Leistung kommt ein Sechs-Gang-Doppelkupplungsgetriebe zum Einsatz [5].
Die Modellierung des Kennungswandlers erfolgt mithilfe von Wirkungsgradkennfeldern der Getriebestufen. Darin wird der Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Getriebeeingangsdrehzahl und des Eingangsmoments definiert. Tabelle 2 zeigt die Gangübersetzungen des Kennungswandlers.
Eine weitere Übersetzung findet im Achsgetriebe statt; das Übersetzungsverhältnis beträgt $i_{\mathrm{Diff}} = 4{,}8$. Der Wirkungsgrad des Achsgetriebes wird mit einem konstanten Wert von $\eta_{\mathrm{AG}} = 0{,}96$ angenommen.

[2] Die Bruttokapazität ist die theoretisch nutzbare Gesamtkapazität des Batteriepacks. Die tatsächlich nutzbare Kapazität wird zur Schonung der Traktionsbatterie beschnitten.
[3] Neuer Europäischer Fahrzyklus [13].
[4] State of Charge.

Tabelle 2: Gangübersetzungen des Getriebes

Gang	Übersetzungsverhältnis
1	3,5
2	2,087
3	1,343
4	0,933
5	0,696
6	0,556

Betriebsstrategie

Die Hybrid-Betriebsstrategie ermittelt für jede Fahrsituation die kraftstoffoptimale Aufteilung des notwendigen Antriebsmoments auf die beiden Antriebsaggregate [4; 16]. In dem für diese Arbeit genutzten Fahrzeugmodell wird eine an die von Sittig [17] angelehnte Betriebsstrategie verwendet. Im Folgenden werden drei Betriebsmodi des Antriebsstrangs definiert:

Elektrisches Fahren (e-Fahren): Die für den Vortrieb notwendige Antriebsleistung wird ausschließlich von der elektrischen Antriebsmaschine zur Verfügung gestellt. Der Verbrennungsmotor ist ausgeschaltet und die Trennkupplung zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe ist geöffnet.

Hybridisches Fahren (Hybrid-Fahren): Sowohl Verbrennungsmotor als auch elektrische Antriebsmaschine sind an der für den Vortrieb notwendigen Leistung beteiligt. Geben beide Maschinen positives Moment ab, so liegt eine **Lastpunktabsenkung** am Verbrennungsmotor vor. Gibt der Verbrennungsmotor ein positives und die elektrische Maschine ein negatives Moment ab, so erfolgt eine **Lastpunktanhebung** am Verbrennungsmotor. Die Trennkupplung zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe ist geschlossen.

Verbrennungsmotorisches Fahren (VM-Fahren): Die für den Vortrieb notwendige Antriebsleistung wird ausschließlich durch den Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellt. Der Elektromotor wird mitgeschleppt, gibt jedoch kein Moment ab. Verbrennungsmotorisches Fahren bildet eine Sonderform des hybridischen Fahrens ohne Lastpunktverschiebung ab.

Die Wahl des Betriebsmodus erfolgt regelbasiert. Zunächst wird geprüft, ob ein rein elektrischer Fahrbetrieb möglich und energetisch sinnvoll ist. Fällt diese Prü-

fung negativ aus, so wird hybridisch gefahren und das Antriebsmoment wird zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Leistungsmaschine aufgeteilt. In diesem Modus wird der kraftstoffoptimale Betriebspunkt des Verbrennungsmotors angesteuert und gegebenenfalls eine Lastpunktverschiebung vorgenommen. Wird keine Lastpunktverschiebung vorgenommen, so wird rein verbrennungsmotorisch gefahren.

Entscheidung zwischen elektrischem und hybridischem Fahren

Der Prozessablauf bei der Entscheidung zum e-Fahren ist schematisch in Abbildung 4 dargestellt.

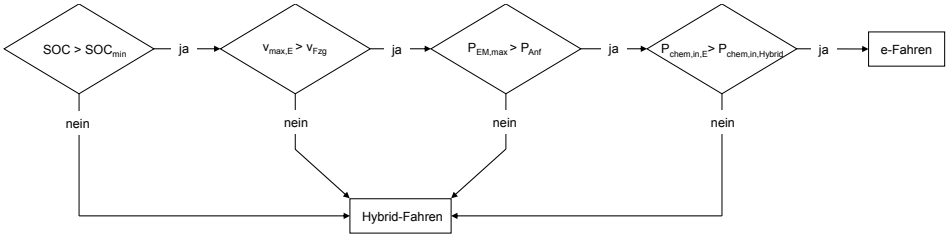


Abbildung 4: Prozessablauf bei Entscheidung zwischen elektrischem und Hybrid-Fahren

Es wird in jedem Zeitschritt geprüft, ob die Traktionsbatterie ausreichend Energie zur Verfügung stellen kann, um elektrisches Fahren zu ermöglichen. Außerdem erfolgt eine Prüfung, ob die Zielgeschwindigkeit der maximal zulässigen Geschwindigkeit, die rein elektrisch erlaubt wird, entspricht oder diese unterschreitet. Des Weiteren wird geprüft, ob die notwendige Antriebsleistung innerhalb der Leistungsgrenzen der elektrischen Maschine liegt. Abschließend erfolgt ein Vergleich der Kraftstoffkosten von elektrischem und verbrennungsmotorischem Fahren. Liegen die Kraftstoffkosten[1] für elektrisches Fahren unterhalb der Kraftstoffkosten für verbrennungsmotorisches Fahren, liefert diese Prüfung ein positives Ergebnis. Liefert eine der zuvor beschriebenen Prüfungen ein negatives Ergebnis, so wird hybridisch gefahren. Andernfalls wird rein elektrisch gefahren.
Die Berechnung der Kraftstoffkosten für elektrisches und verbrennungsmotorisches Fahren erfolgt entlang der Wirkungsgradkette für die jeweilige Betriebsart. Auf Grund der Triebstrangarchitektur genügt eine Berechnung der Kraftstoffkosten bis zum Getriebe, sodass Getriebe- und Achsgetriebewirkungsgrad in der Berechnung nicht zu berücksichtigen sind. Die Wirkungsgradkette für elektrisches Fahren ist in Abbildung 5 dargestellt. Die für elektrisches Fahren benötigte Energie wird dabei

[1]Die Kraftstoffkosten sind jeweils durch die Kraftstoffleistung definiert.

stets durch hybridisches Fahren mit Lastpunktanhebung im aktuellen Fahrzustand bereitgestellt.

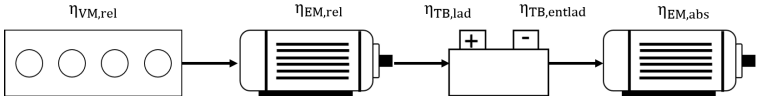


Abbildung 5: Wirkungsgradkette für rein elektrisches Fahren [17]

Es ist zunächst der relative Wirkungsgrad $\eta_{\mathrm{VM,rel}}$ des Verbrennungsmotors für Lastpunktanhebung zu berechnen. Dieser relative Wirkungsgrad setzt die durch Lastpunktanhebung erzeugte Mehrleistung des Verbrennungsmotors ins Verhältnis zum Kraftstoffmehraufwand infolge der Lastpunktanhebung, siehe (2).
Die elektromechanische Wandlung der durch Lastpunktanhebung erzeugten Mehrenergie des Verbrennungsmotors in der elektrischen Maschine unterliegt dem relativen Wirkungsgrad $\eta_{\mathrm{EM,rel}}$. Dieser setzt die zusätzliche mechanische Leistung des Generators ins Verhältnis zur elektrischen Mehrleistung, welche an die Batterie abgegeben wird, siehe (3).
Sowohl Lade- als auch Entladevorgänge der Traktionsbatterie sind in der Regel verlustbehaftet, was durch die Wirkungsgrade $\eta_{\mathrm{TB,lad}}$ und $\eta_{\mathrm{TB,entlad}}$ berücksichtigt wird. In der vorliegenden Arbeit werden diese Verluste vernachlässigt.
Das letzte Glied in der Wirkungsgradkette des elektrischen Fahrens bildet die elektrische Maschine. Hier ist der absolute Wirkungsgrad des Motors $\eta_{\mathrm{EM,abs}}$ zu berechnen. Dieser wird durch den Quotienten aus mechanischer Ausgangsleistung des Elektromotors und der von der Batterie abgegeben elektrischen Eingangsleistung gebildet, siehe (4).
Die Kraftstoffkosten für rein elektrisches Fahren berechnen sich dann nach (5) [17].

$$\eta_{\mathrm{VM,rel}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{e,mech}}}{\Delta P_{\mathrm{Krst}}} \tag{2}$$

$$\eta_{\mathrm{EM,rel}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{e,mech}}}{\Delta P_{\mathrm{EM,rel}}} \tag{3}$$

$$\eta_{\mathrm{EM,abs}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{e,mech}}}{\Delta P_{\mathrm{EM,el}}} \tag{4}$$

$$P_{\mathrm{chem,e\text{-}Fahren}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{EM,mech}}}{\eta_{\mathrm{VM,rel}} \cdot \eta_{\mathrm{EM,rel}} \cdot \eta_{\mathrm{TB,lad}} \cdot \eta_{\mathrm{TB,entlad}} \cdot \eta_{\mathrm{EM,abs}}} \tag{5}$$

Die Wirkungsgradkette für verbrennungsmotorisches Fahren ist deutlich kürzer als für rein elektrisches Fahren und wird in Abbildung 6 dargestellt.

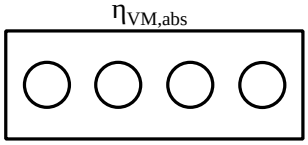


Abbildung 6: Wirkungsgradkette für verbrennungsmotorisches Fahren

Für die Berechnung der Kraftstoffkosten bei verbrennungsmotorischem Fahren ist zunächst der absolute Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zu bestimmen. Dieser berechnet sich aus der effektiven Motorleistung und der durch den Kraftstoffmassenstrom eingebrachten Kraftstoffleistung, vgl. (6). Da die elektrische Maschine auf Grund der gewählten Triebstrangarchitektur auch beim verbrennungsmotorischen Fahren immer mitgeschleppt wird, ist die Schleppleistung für den Elektromotor zusätzlich zu berücksichtigen. Die Kraftstoffkosten für verbrennungsmotorisches Fahren werden durch (7) definiert [17].

$$\eta_{\mathrm{VM,abs}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{mech,VM}}}{\Delta P_{\mathrm{Krst}}} \tag{6}$$

$$P_{\mathrm{chem,VM\text{-}Fahren}} = \frac{\Delta P_{\mathrm{mech,VM}} + P_{\mathrm{Schlepp,EM}}}{\eta_{\mathrm{VM,rel}}} \tag{7}$$

Lastpunktverschiebung bei hybridischem Fahren

Wenn die Entscheidung zugunsten des hybridischen Fahrens getroffen wird, so ist das Moment des Verbrennungsmotors so einzustellen, dass der Betrieb kraftstoffoptimal ist. Dafür werden die Kosten oder der Nutzen einer Lastpunktverschiebung berechnet. Der Prozessablauf bei der Lastpunktverschiebung ist in Abbildung 7 dargestellt.
Zunächst erfolgt ein Vergleich des aktuellen Betriebspunkts mit dem für die aktuelle Drehzahl optimalen Betriebspunkt. Wird bereits der optimale Betriebspunkt des Verbrennungsmotors $M_{\mathrm{be,best(nM)}}$ gefahren, so wird keine Lastpunktverschiebung vorgenommen. Erfolgt keinerlei Lastpunktverschiebung oder steht keine elektrische Energie aus der Traktionsbatterie zur Verfügung, so ist der Betriebsmodus „verbrennungsmotorisches Fahren“ aktiv. Andernfalls erfolgt eine Lastpunktverschiebung. Eine schematische Darstellung der Lastpunktverschiebung im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors findet sich in Abbildung 8.

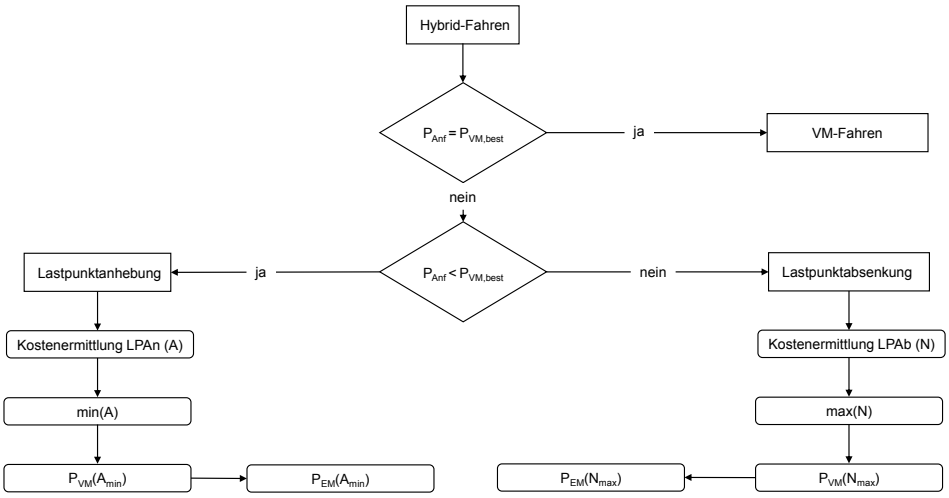


Abbildung 7: Prozessablauf bei einer Lastpunktverschiebung

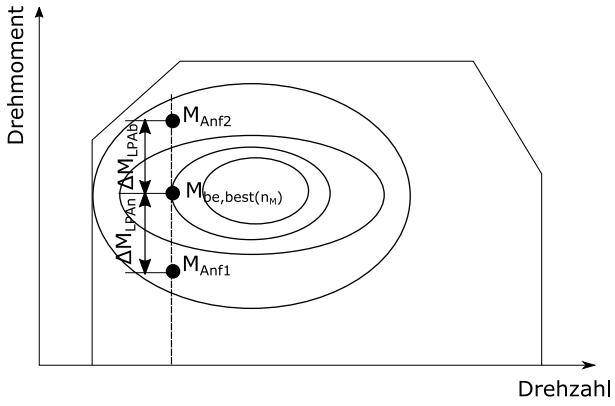


Abbildung 8: Lastpunktverschiebung im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors

Liegt der optimale Betriebspunkt über dem für den Vortrieb erforderlichen Betriebspunkt (M_{Anf1}), so erfolgt eine Lastpunktanhebung. Liegt der optimale Betriebspunkt unter dem für den Vortrieb erforderlichen Betriebspunkt (M_{Anf2}), so erfolgt eine Lastpunktabsenkung.
Aufgrund der gezeigten Wirkungsgradkette ist der verbrauchsoptimale Punkt des Verbrennungsmotors nicht zwangsweise der Betriebspunkt, der im Gesamtsystem

zum geringsten Verbrauch führt. Daher wird bei einer Lastpunktanhebung das Intervall ΔM_{LPAn} auf zehn äquidistante Teilintervalle unterteilt. Für jeden dabei entstehenden Betriebspunkt wird eine Berechnung der spezifischen Kraftstoffkosten vorgenommen. Es wird dann jenes Moment eingestellt, für welches die spezifischen Kraftstoffkosten minimal sind. Die spezifischen Kraftstoffkosten werden nach (8) berechnet [17]. Sie sind als Quotient der Differenz des Kraftstoffmassenstroms infolge der Lastpunktanhebung und der dafür an die Batterie abgegebenen Leistung definiert.

$$K_{\mathrm{LPAn}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{be,best}} - \dot{m}_{\mathrm{Anf1}}}{P_{\mathrm{Bat}}} \tag{8}$$

Analog wird für die Lastpunktabsenkung vorgegangen. Dabei wird jedoch der Betriebspunkt, für welchen der spezifische Nutzen durch die Lastpunktverschiebung maximal ist, eingestellt. Die Berechnung des spezifischen Nutzens erfolgt nach (9) [17].

$$N_{\mathrm{LPAb}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{be,best}} - \dot{m}_{\mathrm{Anf2}}}{P_{\mathrm{Bat}}} \tag{9}$$

Regelung des Ladezustands der Traktionsbatterie

Das Fahrzeug wird stets im sogenannten Sustaining-Modus betrieben. Dadurch wird eine ausgeglichene Energiebilanz der Traktionsbatterie im Fahrzyklus angestrebt. Die Einhaltung dieser Forderung kann durch Manipulation der Kraftstoffkosten für elektrisches Fahren erreicht werden [17]. So werden bei einer größer werdenden Differenz aus aktuellem Ladezustand und Zielladezustand die Kosten für elektrisches Fahren angehoben, um hybridisches Fahren zu forcieren und somit bei Lastpunktanhebung die Batterie durch verbrennungsmotorische Überschussenergie zu laden.
Um ständiges Wechseln zwischen verbrennungsmotorischem und elektrischem Fahren zu verhindern, wird jeder Betriebsmodus für mindestens zehn Sekunden konstant gehalten, selbst wenn die Kostenberechnung einen Wechsel vorschlägt.

Skalierung des Verbrennungsmotors

Die Skalierung der verbrennungsmotorischen Leistung erfolgt durch Variation des Zylinderhubvolumens sowie der Zylinderzahl. Für die Leistungsskalierung durch das Zylinderhubvolumen werden die von Huss [6] erarbeiteten Skalierungsregeln für Ottomotoren genutzt.
Huss [6] formuliert Skalierungsfaktoren für den Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren in den in Tabelle 3 dargestellten Grenzen durch numerische Simulation.

Tabelle 3: Gültigkeitsraum der Skalierungsfunktionen [6]

Parameter	Grenzen
Zylinderzahl	2–6 in Reihenanordnung
Zylinderhubvolumen	$V_\mathrm{h} = 300 \ldots 600\,\mathrm{cm}^3$
Hub-Bohrungs-Verhältnis	$s/d = 0{,}75 \ldots 1{,}25$
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon = 8 \ldots 16$
Luftverhältnis	$\lambda = 0{,}7 \ldots 1{,}0$ und $\lambda = 1{,}0 \ldots 1{,}6$ (homogen)
Restgasanteil	$X_\mathrm{AGR} = 0 \ldots 25\,\%$ (externe AGR)

Die von Huss [6] aufgestellte Skalierungsfunktion f_skal für das Zylinderhubvolumen kann (10) entnommen werden.

$$f_{\mathrm{skal},\eta,V_\mathrm{h}} = \left(\frac{12{,}92 + a \cdot V_\mathrm{h,skal}^{-0{,}725}}{12{,}92 + a \cdot V_\mathrm{h,basis}^{-0{,}725}} \right)^{\left(\frac{s}{d} - \frac{s}{d_0}\right) \cdot d_{\frac{s}{d}} + (\varepsilon - \varepsilon_0) \cdot d_\varepsilon + 1} , \tag{10}$$

$$\text{wobei } a = 8{,}75 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0{,}44 \cdot \lambda^{-3{,}794} - 137{,}5$$

In dem hier betrachteten Fall wird der Exponent aufgrund des gleichbleibenden Hub-Bohrungs- und Verdichtungsverhältnisses zu eins, sodass mit der in (11) vereinfachten Form gerechnet werden kann.

$$f_{\mathrm{skal},\eta,V_\mathrm{h}} = \left(\frac{12{,}92 + (8{,}75 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0{,}44 \cdot \lambda^{-3{,}794} - 137{,}5) \cdot V_\mathrm{h,skal}^{-0{,}725}}{12{,}92 + (8{,}75 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0{,}44 \cdot \lambda^{-3{,}794} - 137{,}5) \cdot V_\mathrm{h,basis}^{-0{,}725}} \right) \tag{11}$$

Darin beschreibt n die Motordrehzahl und λ das Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Weitere Skalierungsregeln finden in diesem Beitrag keine Anwendung.
Neben dem Zylinderhubvolumen wird auch die Zylinderzahl genutzt, um die Leistung des Verbrennungsmotors zu variieren. Huß gibt keine Skalierungsvorschriften für veränderte Zylinderzahlen an. Dafür wurde mithilfe eines 0D/1D-Modells auf Basis des zur Verfügung stehenden Vier-Zylinder-Motors eine Variation der Zylinderzahl zwischen $z = 2$ und $z = 4$ durchgeführt, um den von Huß [6] angegebenen Gültigkeitsraum einzuhalten.
Bei der Variation der Zylinderzahl müssen verschiedene Komponenten des Verbrennungsmotormodells skaliert werden. Dazu gehören die gasführenden Bauteile wie Rohre und Drosseln, das Aufladeaggregat sowie die Abgasnachbehandlung. Es wird bei der Zylinderzahlreduzierung davon ausgegangen, dass sich der innermotorische Prozess nicht verändert, sodass das Brennverfahren und die Wandwärmeströme pro Zylinder im Vergleich zum Basismodell unverändert bleiben.

Alle gasführenden Bauteile wurden so skaliert, dass die Strömungsgeschwindigkeiten sich im Vergleich zum Basismodell des Vier-Zylinders nicht ändern. Mithilfe der Kontinuitätsgleichung für kompressible Gase [18] kann der skalierte Durchmesser eines jeden Rohres berechnet werden, siehe (12).

$$\dot{m} = w \cdot A \cdot \rho \tag{12}$$

Die Dichte des Gases soll konstant gehalten werden. Der Massenstromunterschied zwischen den zylinderzahl-verschiedenen Modellen kann dann ausschließlich über die Querschnittsfläche erfolgen. Es soll näherungsweise außerdem davon ausgegangen werden, dass eine Skalierung der Zylinderzahl direkt proportional in den Gesamtmassenstrom durch den Motor eingeht. Für den gesuchten skalierten Rohrdurchmesser ergibt sich somit (13).

$$d_{\mathrm{skal}} = d_{\mathrm{basis}} \cdot \sqrt{\frac{z_{\mathrm{skal}}}{z_{\mathrm{basis}}}} \tag{13}$$

Die Skalierung des Aufladeaggregats erfolgt über eine Skalierung des Massenstroms sowohl auf der Verdichter- als auch auf der Turbinenseite.

Skalierung der elektrischen Antriebsmaschine

Neben einer Skalierung des Verbrennungsmotors wird eine Skalierung der elektrischen Maschine vorgenommen, um die Systemleistung konstant zu halten. Die Skalierung der elektrischen Maschine erfolgt durch Wegnahme oder Hinzufügen von Rotorpaketen und Verlängerung des Statoreisens, wie von Reif [3] vorgeschlagen. Die verwendeten Skalierungsregeln können der Arbeit von Spring [7] entnommen werden. Darin wird beschrieben, wie sich die mechanische Leistung, die Masse der Maschine sowie das Volumen und das Trägheitsmoment in Abhängigkeit einer Anhebung der Länge und des Durchmessers ändern. Es wird des Weiteren beschrieben, dass sich die Verlustleistungen mit einer Größenskalierung der elektrischen Maschine kubisch verändern. Für den skalierten Wirkungsgrad ergibt sich dementsprechend (14) [7].

$$\eta_{\mathrm{skal}} = \frac{P_{\mathrm{mech}} \cdot \frac{M_{\mathrm{mech,skal}}}{M_{\mathrm{mech,basis}}}}{P_{\mathrm{mech}} \cdot \frac{M_{\mathrm{mech,skal}}}{M_{\mathrm{mech,basis}}} + (P_{\mathrm{v,Cu}} + P_{\mathrm{v,Fe}}) \cdot \left(\frac{M_{\mathrm{mech,skal}}}{M_{\mathrm{mech,basis}}}\right)^{\frac{3}{4}} + P_{\mathrm{v,mech}}} \tag{14}$$

Komponenten- und Systemleistung

Die Systemleistung kann durch unendlich viele Kombinationen der Leistung der elektrischen Antriebsmaschine und des Verbrennungsmotors erreicht werden. Der

diskretisierte Lösungsraum ist in Tabelle 4 dargestellt. Es wird eine Mindestelektrifizierung von 10 % der Systemleistung beibehalten, um einen elektrischen Betrieb im Stadtteil des Zertifizierungszyklus sicherzustellen. Die obere Grenze des Elektrifizierungsgrades wird durch den Gültigkeitsraum der Skalierungsregeln für den Verbrennungsmotor definiert. Mit einem Zwei-Zylinder-Motor und einem Zylinderhubvolumen von $V_\mathrm{h} = 300\,\mathrm{cm}^3$ ergibt sich eine minimale Nennleistung des Verbrennungsmotors von $P_\mathrm{VM,max,min} = 45\,\mathrm{kW}$ und damit eine maximale Elektrifizierung von 70 %. Dies entspricht einer maximalen elektrischen Leistung von $P_\mathrm{EM,max,max} = 105\,\mathrm{kW}$.
Um weiterhin die Fahrbarkeit des Basissystems zu gewährleisten, wird die Linie des maximalen Drehmoments beibehalten. Somit lässt sich auf Grundlage der vom skalierten Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellten Nennleistung die notwendige Leistung der elektrischen Maschine bestimmen.
Mit der gezeigten Auslegungsmethodik für die Leistung der Antriebsaggregate ergeben sich die in Tabelle 4 dargestellten Antriebsstrangkonfigurationen.

Tabelle 4: Antriebsstrangkonfigurationen

z	V_h	$P_\mathrm{Nenn,VM}$	$P_\mathrm{max,EM,Dauer}$	X_el
-	cm^3	kW	kW	-
4	430	135	15	0,100
4	382	120	30	0,200
4	350	110	40	0,267
3	445	105	45	0,300
3	382	90	60	0,400
2	447	75	75	0,500
2	382	60	90	0,600
2	300	45	105	0,700

Ergebnisse

Abbildung 9 zeigt den relativen, auf das Basissystem bezogenen CO_2-Ausstoß der untersuchten Antriebsstrangkonfigurationen. Der CO_2-Ausstoß wurde um die aus der Traktionsbatterie entnommene Energie korrigiert, sodass unterschiedliche Batterieladezustände zum Ende des Fahrzyklus berücksichtigt werden. Dafür wurde die Energiedifferenz in der Batterie eins zu eins in Kraftstoffmasse umgerechnet und dem Kraftstoffverbrauch hinzugeschlagen.

Mit zunehmender Elektrifizierung ist eine Reduzierung der CO_2-Emissionen um bis zu 14 % relativ zum Referenzsystem bei einer Elektrifizierung von $X_{el} = 70\,\%$ zu verzeichnen. Wird die installierte elektrische Leistung reduziert, so kommt es zu einem Anstieg des Kohlendioxidausstoßes um knapp 3 % bei einer Elektrifizierung von $X_{el} = 10\,\%$.

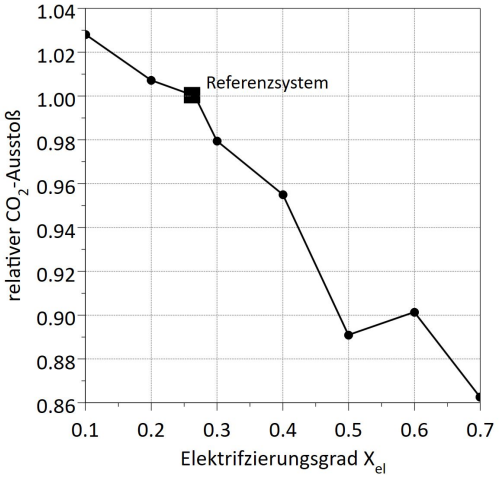


Abbildung 9: Relativer CO_2-Ausstoß in Abhängigkeit vom Elektrifizierungsgrad

Die Reduzierung der CO_2-Emissionen ist im Wesentlichen auf eine veränderte Leistungsteilung zwischen elektrischer und thermodynamischer Antriebsmaschine und damit einhergehend mit einer Steigerung des durchschnittlichen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors zurückzuführen.
Abbildung 10a zeigt die Verteilung der Betriebspunkte im Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors im Referenzsystem. In Abbildung 10b ist die Betriebspunktverteilung der Konfiguration mit dem niedrigsten CO_2-Ausstoß ($X_{el} = 0{,}7$) dargestellt. Es wird außerdem der durchschnittliche Betriebspunkt des Verbrennungsmotors gezeigt.
Im Referenzsystem wird der Verbrennungsmotor vor allem in Bereichen niedriger spezifischer Last betrieben, wodurch es zu einem hohen durchschnittlichen spezifischen Kraftstoffverbrauch kommt. Der Verbrennungsmotor ist für den Betrieb im Fahrzyklus überdimensioniert.
Bei einer Anhebung des Elektrifizierungsgrads verschieben sich die Lastpunkte aufgrund der Stauchung des Kennfelds des Verbrennungsmotors in Richtung höherer, relativer Lasten. Es kommt dadurch bei gleicher Leistungsanforderung an den Verbrennungsmotor zu einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu geringeren spezifischen Verbräuchen.

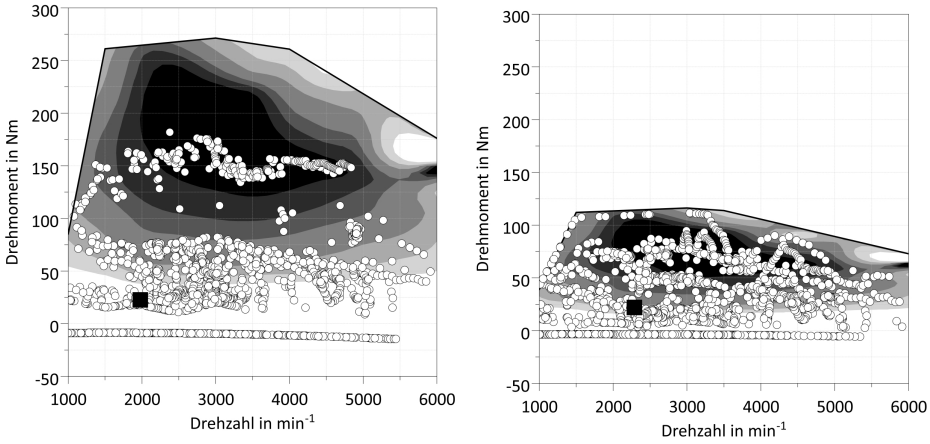


Abbildung 10: Betriebspunktverteilung sowie durchschnittlicher Betriebspunkt des Verbrennungsmotors (a) im Referenzsystem und (b) bei einem Elektrifizierungsgrad von $X_{\mathrm{el}} = 0{,}7$

Abbildung 11a zeigt die Verteilung der verschiedenen Betriebsmodi während des gesamten Fahrzyklus im Referenzsystem. 46 % der gesamten Zeit wird das Fahrzeug rein elektrisch angetrieben. 53 % der Fahrzeit wird hybridisch gefahren. Es erfolgt eine Lastanhebung des Verbrennungsmotors, um die Energie, die während des elektrischen Fahrens aus der Traktionsbatterie entnommen wird, wieder einzuspeichern. Verbrennungsmotorisches Fahren ohne Lastpunktverschiebung sowie hybridisches Fahren mit Lastpunktabsenkung kommen nur sehr selten vor.

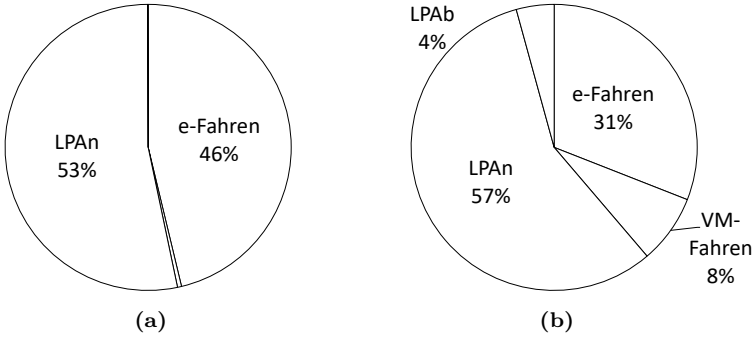


Abbildung 11: Anteil der Betriebsmodi am Gesamtfahrzyklus (a) im Referenzsystem und (b) bei einem Elektrifizierungsgrad von $X_{\mathrm{el}} = 0{,}7$

Abbildung 11b zeigt die Verteilung der Betriebsmodi bei der energetisch optimalen Elektrifizierung von $X_{\mathrm{el}} = 0{,}7$. Durch die steigende Elektrifizierung sinkt der Zeitanteil, in dem rein elektrisch gefahren wird. Der Anteil hybridischen Fahrens nimmt zu. So stellt mit einem Anteil von 57 % für Lastpunktanhebung und 4 % für Lastpunktabsenkung hybridisches Fahren mit insgesamt 61 % den dominanten Anteil. 8 % der Zeit wird der Verbrennungsmotor ohne Lastpunktverschiebung genutzt.
Der steigende Anteil hybridischen und verbrennungsmotorischen Fahrens bei steigender Elektrifizierung sind auf das verbesserte Wirkungsgradverhalten des Verbrennungsmotors zurückzuführen. Dadurch sinken die Kraftstoffkosten für den Betrieb des Verbrennungsmotors, sodass der Anteil elektrischen Fahrens abnimmt.

Zusammenfassung

Mithilfe eines nulldimensionalen Modells eines elektro-hybriden Fahrzeugantriebsstrangs konnte der Einfluss des Elektrifizierungsgrades auf die CO_2-Emissionen in dem Zertifizierungszyklus WLTC aufgezeigt werden. Als wesentliches Ergebnis lässt sich festhalten, dass eine steigende Elektrifizierung aufgrund der Reduzierung der Größe des Verbrennungsmotors Verbrauchsvorteile zeigt. In Relation zum Referenzsystem, welches eine leistungsbezogene Elektrifizierung von knapp 27 % aufweist, konnte mit einer Elektrifizierung von 70 % eine Reduzierung der CO_2-Emissionen im Zyklus um etwa 14 % erreicht werden. Der Verbrennungsmotor kann aufgrund des höheren Lastkollektivs in Bereichen höheren Wirkungsgrades betrieben werden. Dieses Verhalten zeigt sich zum einen in einem verbesserten durchschnittlichen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors von 11 % zwischen Referenz- und Bestsystem. Zum anderen konnte gezeigt werden, dass der Anteil rein elektrischen Fahrens mit steigender Elektrifizierung sinkt. Das lässt wiederum darauf schließen, dass die steigende Elektrifizierung dazu führt, dass hybridisches und verbrennungsmotorisches Fahren kraftstoffkostengünstiger sind als elektrisches Fahren.

Literatur

[1] Die Europäische Komission: *Durchführungsverordnung (EU) 2017/1153*. 2017.

[2] Stan, C.: *Alternative Antriebe für Automobile*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2011. isbn: 978-3-662-48512-5.

[3] Reif, K.: *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*. Vieweg+Teubner Verlag, 2010. isbn: 978-3-8348-9711-4.

[4] Liebl, J.; Lederer, M.; Rohde-Brandenburger, K.; Biermann, J.-W.; Roth, M.; Schäfer, H.: *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. isbn: 978-3-658-04451-0.

[5] Philipp, K.; Jelden, H.; Neusser, H. J.: „Der elektrische Antriebsstrang des Volkswagen Golf Plug-In Hybrid“. In: *34. Internationales Wiener Motorensymposium*. VDI-Verlag, 2013, S. 323–341.

[6] Huss, M.: „Übertragung von Motoreigenschaften mit Hilfe charakteristischer Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2013.

[7] Spring, E.: *Elektrische Maschinen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. isbn: 978-3-642-00885-6.

[8] Bernstein, H.: *Elektrotechnik/Elektronik für Maschinenbauer*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. isbn: 978-3-8348-8322-3.

[9] Illiano, E.: „Die stromerregte Synchronmaschine als hocheffizienter Traktionsmotor in Elektrofahrzeugen“. In: *ATZelektronik* 8 (Aug. 2013), S. 304–309. doi: 10.1365/s35658-013-0320-5.

[10] Merker, G. P.; Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Vieweg, 2014, S. 11–88. isbn: 978-3-658-03195-4.

[11] Hadler, J.; Neusser, H.-J.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Theobald, J.; Möller, N.: „Der neue TSI“. In: *31. Internationales Wiener Motorensymposium*. VDI-Verlag, 2012, S. 50–75.

[12] Eichler, F.; Bennewitz, K.; Helbing, C.; Philipp, K.; Lück, P.; Weiss, N.; Felsch, C.: „Volkswagen elektrifiziert den neuen Golf“. In: *38. Internationales Wiener Motorensymposium*. VDI-Verlag, 2017, S. 14–40.

[13] Die Europäische Komission: *Verordnung (EG) Nr. 692/20008*. 2008.

[14] GAIA Advanced Lithium Battery Systems: *Handhabungshinweis für die Lithium Ionen Zelle Typ HP 602030 NCA-45Ah/ 162Wh*. 2009.

[15] Reid, C. M.; Manzo, M. A.: *Life-Cycle Testing of Mars Surveyor Program Lander Lithium-Ion Battery Achieved Over 10,000 Low-Earth-Orbit Cycles*. url: https://web.archive.org/web/20130909212150/http://www.grc.nasa.gov/WWW/RT/2005/RP/RPC-reid.html (besucht am 15. 01. 2020).

[16] Salcher, T.; Neumann, L.; Krämer, G.; Herzog, H.: „Fuel-efficient state of charge control in hybrid electric vehicles“. In: *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. 2010, S. 1–5.

[17] Sittig, A.: „Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2014.

[18] Böge, A.: *Das Techniker Handbuch. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik*. Vieweg+Teubner Verlag, 1999. isbn: 978-3-658-03195-4.

Biografische Notiz

Bojan Jander, M. Sc. ist wissenschaftlicher Mitarbeiter und Oberingenieur am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Seit 2014 forscht er im Bereich elektro-hybrider Antriebsstränge für Pkw mithilfe numerischer Simulationsmethoden. Herr Prof. Roland Baar war stets ein geschätzter, fordernder und fördernder Vorgesetzter und Doktorvater.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Systemtechnologien für die Elektrifizierung von Stadtbussen

Tu-Anh Fay, Dietmar Göhlich

Die Elektrifizierung von Stadtbussen ist ein wichtiger Schritt zur Reduzierung der Umweltbelastung in urbanen Ballungsräumen. In den letzten Jahren wurden bereits zahlreiche Elektrobusprojekte durchgeführt. Dennoch stehen Betreiber weiterhin vor der Herausforderung, die Potentiale unterschiedlicher Systemtechnologien unter Berücksichtigung der jeweiligen Randbedingungen bewerten zu müssen.
An der TU Berlin wurde eine Methodik zur Bewertung verschiedenster Systemkonzepte entwickelt, mit der unterschiedliche Technologien auf ihre Machbarkeit untersucht werden können. Auf dieser Basis kann eine abgesicherte Vorauswahl getroffen werden. Die finale Systementscheidung – zum Beispiel auf der Basis einer detaillierten Total-Cost-of-Ownership-Analyse – muss dann nur noch für wenige Konzeptvarianten durchgeführt werden. In diesem Beitrag wird die Methodik vorgestellt und die Anwendung am Beispiel von Batterie- und Ladesystemen für die Elektrifizierung einer Buslinie in Berlin demonstriert.

Einleitung

Die Elektromobilität ist eine Herausforderung dieser Zeit. Probleme wie Ressourcenknappheit, Luftverschmutzung und Klimaschutz, aber auch Wettbewerbsfähigkeit, werden im Zusammenhang mit Elektromobilität genannt. Elektromobilität ist eine Schlüsseltechnologie zur nachhaltigen Umgestaltung des Verkehrs, zusammen mit der Bereitstellung von Strom aus erneuerbaren Energien ist diese klima- und umweltschonend. Darüber hinaus fördert sie technologische Innovationen sowie neue Geschäftsmodelle [1].
Mit der sogenannten „Clean Vehicles Directive“ will die Kommission in den Mitgliedstaaten der Europäischen Union feste Quoten für die Einführung von Fahrzeugen mit emissionsfreien Antrieben bei öffentlichen Beschaffungen vorschreiben. Die beschränkte Reichweite, eine ungenügende Ladeinfrastruktur und hohe Kosten gelten nach wie vor als Haupthindernisse für die Marktdurchdringung von elektrischen Personenkraftwagen (Pkw). Busse hingegen haben ein regelmäßiges Einsatzprofil mit festen Routen und durch die geplanten Stopps an den Haltestellen ein vorhersehbares Geschwindigkeitsprofil, sodass die benötigte und mitzuführende Energie bestimmt und das Bussystem mit der Ladeinfrastruktur optimal abgestimmt

werden kann. Auf diese Weise ist das Thema Reichweite und Ladeinfrastruktur plan- und beherrschbar. Durch die hohen Laufleistungen, die ein Vielfaches der Emissionsreduktion im Vergleich zum Pkw erlauben, kann die Elektrifizierung des öffentlichen Personennahverkehrs einen hohen Beitrag zur Reduktion der Treibhausgasemissionen im Verkehrssektor leisten. Hinzu kommt die Vermeidung von lokalen Luftschadstoffen und Lärmemissionen.
Mit den im Klimaschutzabkommen von Paris definierten Zielen und Diskussionen zu Fahrverboten von Dieselfahrzeugen in stark belasteten Städten zur Reduktion der Stickoxidwerte rückt das Thema Elektromobilität wieder in den Vordergrund. Mit Hilfe von Förderprogrammen wurden weltweit zahlreiche Pilot- und Demonstrationsprojekte initiiert, um die Praxistauglichkeit und Potentiale verschiedenster Systemlösungen zu testen [2]. Nach [3] bestand die weltweite Elektrobusflotte im Jahr 2016 aus rund 345 000 Fahrzeugen, doppelt so viele wie im Jahr 2015. China ist dabei führend, etwa 343 500 Elektrobusse fuhren auf chinesischen Straßen, darunter etwa 300 000 reine Batteriebusse. Im Vergleich zu China fuhren im Jahr 2015 in Europa 1273 Fahrzeuge. Erste Förderprojekte sind bereits beendet und Erfahrungen der Projektpartner und Ergebnisse der Begleitforschung liegen vor [4]. Auch das Fachgebiet „Methoden der Produktentwicklung und Mechatronik“ (MPM) an der TU Berlin gehört mit der Elektrifizierung der Berliner Buslinie 204 zu den Pionieren der Elektrifizierung des urbanen Busverkehrs [5].
Trotz vieler initiierter Elektrobus-Projekte in Deutschland und Europa ist die gesammelte Praxiserfahrung noch immer gering und die Betreiber stehen weiterhin vor der Herausforderung, die Potentiale einzelner Technologien im Zusammenwirken mit anderen Technologien unter Berücksichtigung der gegebenen Randbedingungen zu bewerten. Dies spiegelt sich vor allem in der breiten Vielfalt der im Einsatz befindlichen Fahrzeuge wider [2; 6, S. 53–58].
Mit der Elektrifizierung treten neue Herausforderungen auf, die vorher eine sekundäre Bedeutung hatten. Klimatisierung und Beheizung von Elektrobussen im öffentlichen Stadtverkehr können unter Extrembedingungen 50 % des Gesamtenergiebedarfs ausmachen [4, S. 47]. Die geringe Abwärme des Motors und das regelmäßige Öffnen der Türen erschweren die Situation. Die benötigte Energie muss durch den Energiespeicher bereitgestellt werden und führt zu Abstrichen in der Reichweite oder Behaglichkeit. Die Wahl der Ladestrategie hat dabei maßgeblichen Einfluss auf das Buskonzept, da Größe und Kapazität des verbauten Speichers hiervon stark abhängen. Die Eigenschaften verschiedener Batterietypen und Ladetechnologien haben ebenfalls Einfluss auf das Fahrzeuggewicht und damit den Traktionsenergieverbrauch, die mögliche Ladezeit und damit auch Einfluss auf den Betriebsablauf.
Im Rahmen der Dissertation „Methodischer Technologievergleich von Systemkonzepten für die Elektrifizierung von Stadtbussen“ [7] wurde eine Methodik zur technischen Bewertung der Technologiealternativen von elektrifizierten Systemkonzep-

ten erarbeitet. Ziel der in Abbildung 1 dargestellten Methodik ist eine Technologie- und Konzeptvorauswahl.
In diesem Beitrag wird das Vorgehensmodell der technisch wirtschaftlichen Bewertungsmethodik vorgestellt, welches aus den in Abbildung 1 gezeigten vier Schritten besteht. Die Anwendung wird am Beispiel von Batterie- und Ladesystemen für die Elektrifizierung einer Buslinie in Berlin demonstriert.
Die unter technischen Gesichtspunkten machbaren Systeme werden in einem nachgelagerten Schritt auch wirtschaftlich bewertet. Hier sei auf entsprechende Arbeiten verwiesen, die ebenfalls am Fachgebiet MPM durchgeführt wurden [8; 6; 9].

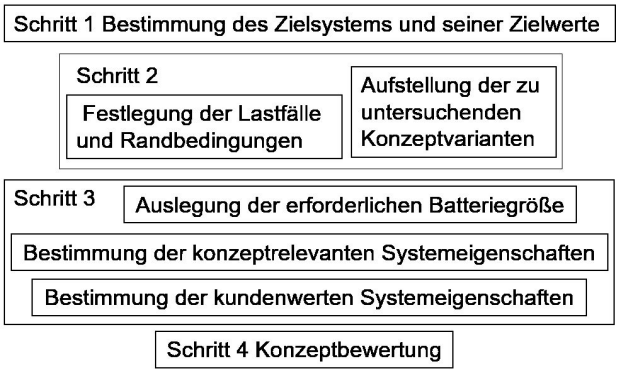


Abbildung 1: Vorgehensmodell der technisch wirtschaftlichen Bewertungsmethodik

Elektrische Buskonzepte und Eingrenzung des Untersuchungsrahmens

Ein lokal emissionsfreier Betrieb kann über einen Brennstoffzellenbus oder einen Batteriebus realisiert werden. Der Brennstoffzellenbus wird wegen der hohen Kosten, der vergleichsweise geringen Lebensdauer der Brennstoffzelle und des vergleichsweise niedrigen Antriebswirkungsgrads hier nicht weiter betrachtet [7, S. 7].
Das Konzept mit dynamischer Nachladung über Oberleitungen erfordert ohne vorhandene Infrastruktur hohe Investitionen und ist städtebaulich schwierig durchzusetzen [10]. Neben den baurechtlichen Aspekten spielt auch die politische und gesellschaftliche Akzeptanz bei einer Neuerrichtung eine Rolle. Daher wird dieses Konzept hier ebenfalls nicht weiter betrachtet.
Im Folgenden werden die Systemkonzepte mit **Depotladung**, **Gelegenheitsladung mit konduktiv automatischer** sowie **induktiver Nachladung** und **Batteriewechsel** näher untersucht.
Das Betriebskonzept **Depotladung** beschreibt die Nachladung des batteriebetriebenen Busses bei längeren Betriebspausen im Depot. In der Regel geschieht dies

über Nacht beim Abstellen der Busse, sodass die Depotladung auch Übernachtladung genannt wird. Die Nachladung im Depot erfolgt in der Regel speicherschonend an einer Ladesäule mit einem Stecker, der manuell angebracht wird. Dieses Konzept erfordert eine höhere Speicherkapazität, da mit einer Ladung möglichst ein gesamter Betriebstag absolviert werden soll. Aktuell sind in 12 m-Bussen bereits Speicherkapazitäten von mehr als 300 kWh [2] möglich. Im Betrieb können bis zu 90 % der mitgeführten Energie genutzt und ohne elektrische Heizung eine Reichweite von etwa 200 bis 300 km erreicht werden. Unter Verwendung einer elektrischen Heizung fällt die Reichweite mit den derzeit verfügbaren Batterien allerdings deutlich unter 200 km.

Das Betriebskonzept **Gelegenheitsladung** beschreibt das Nachladen an Endhaltestellen und/oder ausgewiesenen Zwischenstationen. Durch die begrenzte Haltezeit an den Haltestellen erfolgt die Nachladung mit hoher Ladeleistung. Das häufige Aufladen erlaubt einen Ganztagesbetrieb mit theoretisch unbegrenzter Reichweite, jedoch sind die Fahrzeuge an die Infrastruktur entlang der Linie gebunden und können nicht wie die Busse mit Depotladung flexibel eingesetzt werden. Die Gelegenheitsladung erlaubt auch, eine geringere Speicherkapazität im Fahrzeug mitzuführen. Zusätzlich zu der Ladeinfrastruktur auf der Linie ist eine Ladeinfrastruktur im Betriebshof erforderlich, um die Batterien während der Pausenzeit zu balancen[1] und den Bus vorkonditionieren[2] zu können. Die stationäre Nachladung kann konduktiv automatisch über beispielsweise einen Stromabnehmer erfolgen. Alternativ ist eine kontaktlose Übertragung mittels Induktion möglich.

Das Konzept **Batteriewechsel** beschreibt den Austausch der entladenen Batterie in einer Batteriewechselstation innerhalb weniger Minuten gegen eine aufgeladene Batterie. Durch die kurze Wechselzeit und die schonende Nachladung in der Wechselstation sind Vorteile der Gelegenheits- und der Depotladung vereint, jedoch erfordert dieses Konzept einen entsprechenden Platzbedarf für die Wechselstation und eine Anzahl an vorgehaltenen Batterien. Die seitlich im Fahrzeug oder auf dem Dach platzierten Batterien werden mit Hilfe von Robotern innerhalb weniger Minuten ausgetauscht. Auch wenn Batteriewechselsysteme in Europa bisher nicht zum Einsatz kamen, so ist die Technologie, insbesondere in Verbindung mit Smart Grid Anwendungen, interessant.

Die beschriebenen Konzepte werden neben dem Betriebskonzept im Wesentlichen durch das Energiezuführungssystem und die Batterie bestimmt. Die Auslegung der Batterie muss unter Berücksichtigung des Energieübertragungssystems und der vorherrschenden Rahmenbedingungen erfolgen.

Abbildung 2 zeigt die betrachtete Systemgrenze. Sie umfasst neben dem Fahrzeug und der Infrastruktur die Rahmenbedingungen wie das vorherrschende Klima und die zu fahrende Strecke. Wir betrachten dabei die Treibhausgasemissionen über

[1] Der Ladezustand einzelner in Reihe geschalteter Batteriezellen wird aneinander angeglichen.
[2] Der Elektrobus wird vor dem Einsatz auf der Linie auf Betriebstemperatur gebracht.

den gesamten Kraftstoffpfad, also von der Primärenergie über die Produktion, den Transport und die Verteilung.

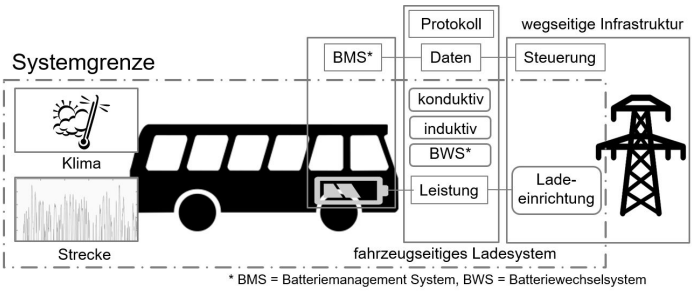


Abbildung 2: Betrachtetes E-Bus-System und Systemgrenze

Anwendung der Methodik am Beispiel der Studie zum Energiezuführungssystem und Batteriesystem

Im Folgenden wird die entwickelte Methodik auf die Untersuchung verschiedener Energieübertragungssysteme und Batteriesysteme angewandt.

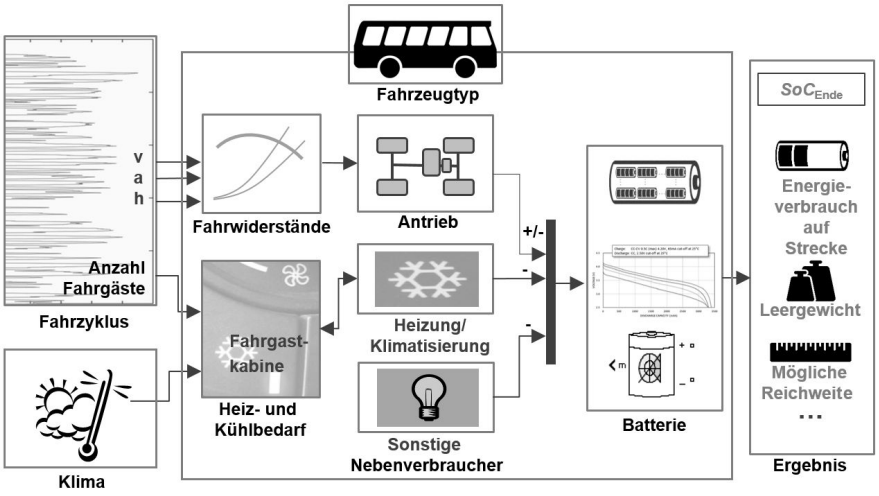


Abbildung 3: Aufbau des Fahrmodells

Das verwendete Gesamtsystemsimulationsmodell besteht konkret aus einem Fahrmodell und einem Lademodell. Das Fahrmodell (vgl. Abbildung 3) umfasst ein

Längsdynamikmodell, ein thermisches Modell (in Modelica/Dymola) und ein generisches Batteriemodell nach Tremblay und Dessain [11; 12].
Als Anwendungsfall wird die Berliner Buslinie 204 herangezogen. Auf dieser Linie fahren 12 m-Busse. Diese dienen als Grundfahrzeug, in dem die Teilsysteme (Batterie und Ladesystem) variiert werden. Außerdem ist der Bus mit einer elektrischen Heizung mit 30 kW Heizleistung ausgestattet, da bereits bei −10 °C Außentemperatur etwa 24 kW benötigt werden [13].

Bestimmung des Zielsystems und seiner Zielwerte

Im Rahmen des Beitrags sollen Systemeigenschaften analysiert werden. Unter Systemeigenschaft wird ein Merkmal und seine Ausprägung verstanden (z. B. Merkmal Farbe mit der Ausprägung rot). Des Weiteren können Systemmerkmale in Stellgrößen (Beschaffenheitsmerkmal) und Folgegrößen (Funktionsmerkmal und Relationsmerkmal) unterteilt werden. Beschaffenheitsmerkmale sind vom Entwickler unmittelbar festlegbar, z. B. Nennspannung und Gewicht einer Batteriezelle. Infolge der Festlegung der Beschaffenheitsmerkmale ergeben sich die Funktionsmerkmale und Relationsmerkmale, z. B. übertragbare Ladeleistung und Energieverbrauch.
Die Summe der Eigenschaften lässt sich in einer Eigenschaftsliste zusammenfassen oder mit Hilfe eines Netzdiagramms und Eigenschaftsfeldern visualisieren. Ziele sind Eigenschaften, deren Verwirklichung erstrebt werden. Das zu entwickelnde Zielsystem beschreibt also die Summe aller Eigenschaften, deren Verwirklichung erstrebt werden und lassen sich aus Kundenwünschen ableiten.

Tabelle 1: Zusammenhang der kundenwerten Merkmale und der Relationsmerkmale[3]

	Kundenwerte Merkmale	**Relationsmerkmale**
	Ökologie und Klimaschutz	Treibhausgasemissionen
	Klimakomfort	Aufheiz- und Abkühlzeit
	Akustikkomfort	Geräuschemissionen
	Wirtschaftlichkeit	Total Cost of Ownership (TCO)
Betriebstauglichkeit	Energieeffizienz	Energiebedarf und -verbrauch
	Planerische Flexibilität	Mögl. Reichweite mit einer Ladung
	Beförderungskapazität	Leergewicht
	Produktivität des Umlaufs über Fahrplanwirkungsgrad	Erforderliche Ladezeit

[3] Erläuterungen zu kundenwerten Merkmalen und Relationsmerkmalen finden sich in [7, S. 53].

Das Erreichen der Kundenwünsche (kundenwertes Merkmal mit bestimmter Ausprägung) als Entwicklungsziel wird durch das Übersetzen der Kundenwünsche in Systemanforderungen umgesetzt. Daher ist die Kenntnis über das System und die Verknüpfung zwischen den Systemmerkmalen und den kundenwerten Merkmalen erforderlich. Die Zuordnung erfolgt über eine Beziehungs- oder Verknüpfungsmatrix, die dem Gedanken des Quality Function Deployment entspricht [14, S. 298]. Die für die Elektrifizierung relevanten Merkmale aus Kundensicht sind in Tabelle 1 aufgelistet und mit Relationsmerkmalen versehen. Diese Relationsmerkmale erlauben die quantitative Bewertung der kundenwerten Merkmale und sind Folgegrößen, die sich aus den Beschaffenheitsmerkmalen der Teilsysteme ergeben.
Anschließend werden die Wechselwirkungen zwischen den Merkmalen analysiert und es erfolgt basierend auf dem Entwicklungsauftrag die Identifikation der konzeptrelevanten Merkmale.

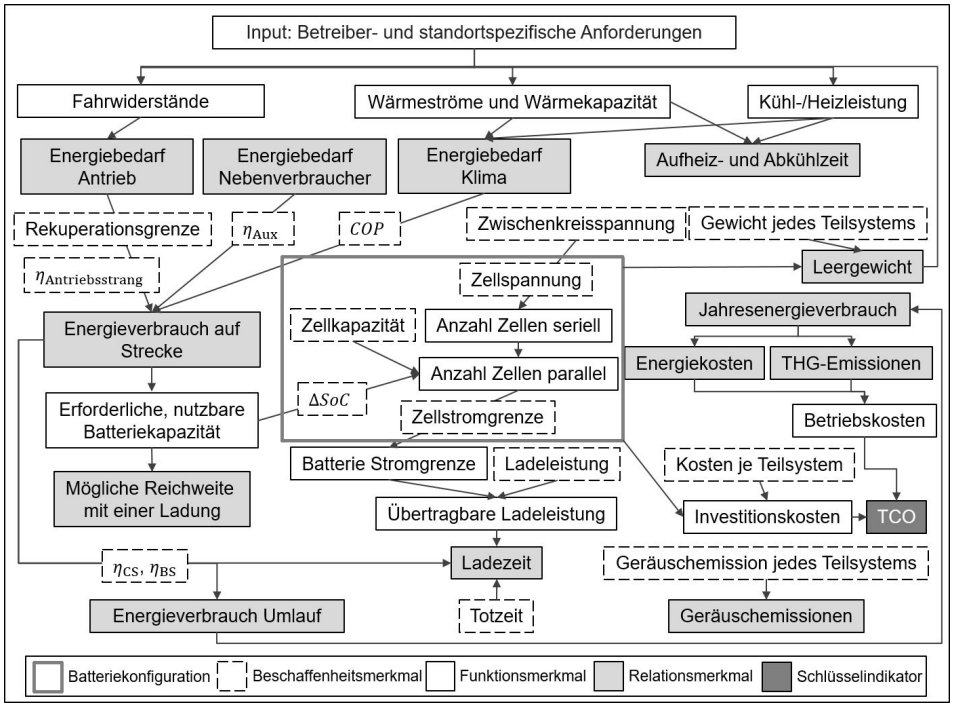


Abbildung 4: Wesentliche Abhängigkeiten zwischen Relations- und Beschaffenheitsmerkmalen

Zur Bestimmung dieser Relationsmerkmale ist es notwendig, das Gesamtsystem zu betrachten und die Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen zu identifizieren.

Es wird an dieser Stelle die Methode der relationsorientierten Funktionsmodellierung angewendet [14, S. 119 ff.; 14, S. 301]. Wegen der hohen Komplexität des Systems erfolgt die Darstellung in einer netzwerkartigen Struktur. Die wesentlichen Abhängigkeiten und Wechselwirkungen zeigt Abbildung 4. Es wird ersichtlich, dass die Relationsmerkmale teilweise in einer Konkurrenzbeziehung zueinander stehen. So bedeutet eine höhere planerische Flexibilität eine höhere Reichweite über eine größere Batterie. Dies steht in Konkurrenz mit einem niedrigen Leergewicht für eine höhere Beförderungskapazität. Diese Konkurrenzbeziehungen müssen bei der weiteren Entwicklung berücksichtigt werden. Des Weiteren kann der Abbildung entnommen werden, dass die aufgezeigten Relationsmerkmale in einen Schlüsselindikator TCO einfließen. So ergibt sich aus der Batteriekonfiguration eine erforderliche Batteriekapazität und dies beeinflusst die Investitionskosten. Der durchschnittliche Energieverbrauch wird u. a. vom Batteriegewicht beeinflusst und bestimmt die Energiekosten, welche Teil der Betriebskosten sind.
Nachdem nun die Abhängigkeiten und Wechselwirkungen analysiert wurden, werden die kundenwerten Merkmale mit der Produktstruktur des batterieelektrischen Busses über eine Beziehungsmatrix in Verbindung gebracht. Es wurde dabei das Leergewicht dem Gesamtfahrzeug zugeordnet und die Kosten jeder Komponente auf jedes Teilsystem verteilt [7, S. 59]. Mit der Beziehungsmatrix können anschließend die Module und Komponenten identifiziert werden, die einen Einfluss auf ein bestimmtes Merkmal haben. Zur Zielerreichung sind diese Module und Komponenten näher zu betrachten.
Für die Untersuchung der Energieübertragungs- und Batteriesysteme ergeben sich folgende konzeptrelevante Systemmerkmale: Treibhausgasemissionen, Energiebedarf und -verbrauch, mögliche Reichweite mit einer Ladung, Leergewicht und erforderliche Ladezeit.
Die Ausprägungen der Merkmale wurden über eine Benchmark-Analyse ermittelt [7, S. 60 ff.]. Es ist festzuhalten, dass die Ausprägungen nicht immer vollumfänglich vergleichbar sind, da die Umstände, unter denen die Ausprägungen ermittelt wurden, nicht gleich und nicht immer bekannt sind. Im Folgenden werden diese ermittelten Zielgrenzwerte für die jeweiligen Betriebsstrategien in Tabelle 2 und Tabelle 3 aufgelistet.

Tabelle 2: Zielwerte Depotladung

Merkmal	Benchmark Minimal-anforderung	Benchmark best case	Unternehmens-anforderung
Treibhausgas-emissionen in $^{kg_{CO_2eq}}/_{km}$	1,4	0,2	k. A.
Reichweite in km	115	250	160
Leergewicht in kg	15 000	13 790	k. A.
Ladezeit in h	5	3	k. A.

Tabelle 3: Zielwerte Gelegenheitsladung

Merkmal	Benchmark Minimal-anforderung	Benchmark best case	Unternehmens-anforderung
Treibhausgas-emissionen in $^{kg_{CO_2eq}}/_{km}$	1,4	0,2	k. A.
Energieverbrauch in $^{kWh}/_{km}$	k. A.	0,8	so gering wie möglich
Reichweite in km	3,5	12,4	Linienbetrieb bei schwierigen Randbedingungen
Leergewicht in kg	15 000	12 600	k. A.
Ladezeit in h	12	2	maximal 10

Aufstellung der zu untersuchenden Konzeptvarianten und Definition des Lastprofils

Im Abschnitt Elektrische Buskonzepte und Eingrenzung des Untersuchungsrahmens wurden die elektrischen Ladesysteme bereits auf vier Konzepte reduziert und beschrieben. Diese Bussysteme werden im Wesentlichen durch das Energiezuführungssystem beschrieben und sind einer bestimmten Betriebsstrategie (Depotladung oder Gelegenheitsladung) zugeordnet. In Abhängigkeit von diesen erfolgt die Auswahl und Auslegung des Batteriesystems. Im Busbereich kommen zurzeit folgende lithiumbasierte Speichertypen zum Einsatz: Lithium-Eisen-Phosphat

(LFP oder LiFePO4) [15], Lithium-Nickel-Mangan-Cobalt-Oxid (NMC) [16] und Lithium-Titan-Oxid (LTO) [17]. Deren Systemeigenschaften werden in Tabelle 7 vorgestellt. In Anlehnung an die morphologische Analyse [18] wird in Tabelle 4 der mögliche Lösungsraum gezeigt. Es ergeben sich 12 Varianten durch die Kombination von 4 Energiezuführungssystemen mit 3 Batteriesystemen.

Tabelle 4: Lösungsraum mit unterschiedlichen Varianten

Funktion	**Option**			
Betriebsstrategie	Depot	Gelegenheitsladen, statisch		
Energie-zuführungs-system	Stecker	Induktion	Pantograph	Batteriewechsel
Batteriesystem	LFP	NMC	LTO	

Tabelle 5: Verträglichkeitsanalyse mit Batterietechnologien

	Depot **80 kW**	**iOC** **200 kW**	**kOC** **375 kW**	**BW** **20 kW**
LFP (45 Ah, 1 C)	✓ Depot-LFP	✗	✗	✓ BW-LFP
NMC (46 Ah, 3 C)	✗	✓ iOC-NMC	✓ kOC-NMC	✗

Nun wird die Verträglichkeit zwischen den Teillösungen untersucht [19; 20]. LFP-Batterien lassen sich mit einer C-Rate von maximal 1 C aufladen. Daher ist es sinnvoll, diese mit einem Energiezuführungssystem zu kombinieren, das eine geringe Ladeleistung aufweist. Diese sind das Plug-In und das Batteriewechselsystem mit jeweils 80 kW und 20 kW. Die Batterietypen NMC und LTO sind für höhere

C-Raten konzipiert und sollten daher mit Energiezuführungssystemen mit höherer Ladeleistung kombiniert werden. Die Eigenschaften der Energiezuführungssysteme und Batterietypen sind in Tabelle 6 und Tabelle 7 beschrieben.

Tabelle 6: Eigenschaften umgesetzter Energieübertragungssysteme [5; 13]

	Stecker	**Induktion**	**Panto-graph**	**Batterie-wechsel**
Geschätztes Gewicht im Fahrzeug in kg	40	555	155	15
Ladeleistung in kW	2×40	200	375	20
Übertragungs-wirkungsgrad in %	98	90	95	98
Totzeit in s	60	9	2	240

Tabelle 5 zeigt die Verträglichkeitsmatrix zwischen den definierten elektrischen Bussystemen und den Batterietypen LFP und NMC. Daraus ergeben sich sechs zu untersuchende Varianten mit den Namen Depot-LFP, iOC-NMC, kOC-NMC, iOC-LTO, kOC-LTO, BW-LFP. Zur Bewertung der Varianten muss das Lastprofil abhängig vom Fahrzyklus, vom Höhenprofil der Strecke, dem Klima und den Betriebsbedingungen bekannt sein. Zu den Betriebsbedingungen zählen der geplante Tageseinsatz mit Pausen- und Wendezeiten.

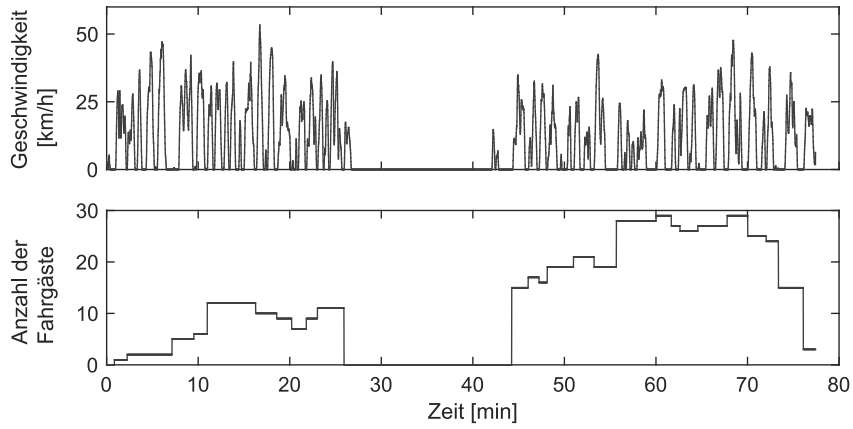


Abbildung 5: Geschwindigkeitsverlauf und Fahrgastaufkommen während eines Umlaufs

In Abbildung 5 ist eine Messung eines Umlaufes der Linie 204 dargestellt. Der erste Teil der Fahrt spiegelt einen durchschnittlichen Verlauf wider, während der zweite Teil ein erhöhtes Verkehrsaufkommen zeigt. Aus der Messung lässt sich auch der Einfluss des Fahrgastaufkommens auf das Geschwindigkeitsprofil ableiten. Ein hohes Fahrgastaufkommen bedingt teilweise längere Standzeiten insbesondere an Hauptverkehrsknotenpunkten.
Abbildung 6 zeigt das Höhenprofil der Linie 204 und den berechneten Steigungswinkel als Funktion der Strecke.
Der Energiebedarf durch Klimatisierung ist für den Fahrzeugeinsatz bei Außentemperaturen von −15 °C bis +40 °C zu bestimmen [21, S. 12]. Zur Berechnung des durchschnittlichen Energiebedarfs muss die Häufigkeit des Auftretens bestimmter Temperaturen bekannt sein.

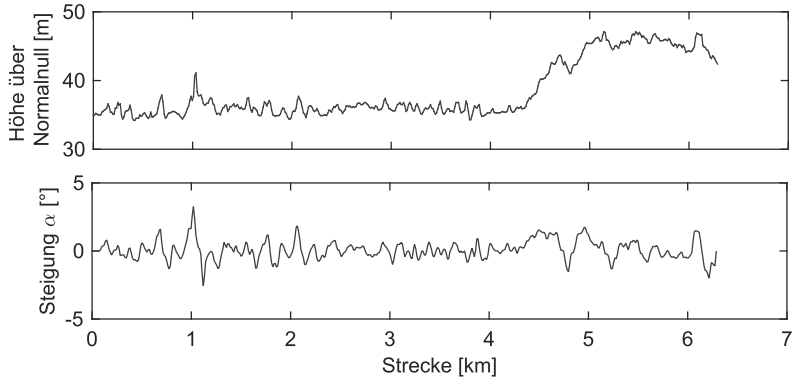


Abbildung 6: Höhenprofil und Steigungswinkel α als Funktion der Strecke

Abbildung 7 zeigt die Temperaturverteilung für ein durchschnittliches Jahr basierend auf den Testreferenzjahren des Bundesinstituts für Bau-, Stadt- und Raumforschung. Diese enthalten den Jahresverlauf in stündlicher Auflösung für mehrere Klimazonen von Temperatur, Luftfeuchtigkeit und Globalstrahlung und weitere Parameter, die aus langjährigen Mittelwerten der Jahre 1988 bis 2007 gewonnen wurden. Für Berlin wurde die Zone 4, die im nordostdeutschen Tiefland liegt, herangezogen [22].

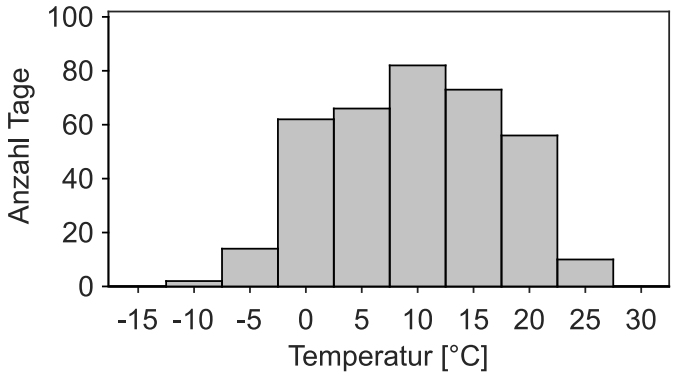


Abbildung 7: Verteilung der Tagesmitteltemperatur für ein durchschnittliches Jahr

Mit diesen Informationen können nun die Lastprofile für die verschiedenen Betriebsstrategien bestimmt werden.
Bei der Betriebsstrategie **Depotladung** fährt das Fahrzeug vom Depot, absolviert seine Tageskilometer und kommt zum Laden wieder ins Depot. Hier ist festzulegen, unter welchen Bedingungen der Batteriebus eine bestimmte Reichweite bewerkstelligen muss. Der limitierende Faktor ist dabei das Batteriegewicht.
Bei der Betriebsstrategie **Gelegenheitsladen** wird die Standzeit an der Endhaltestelle zum Nachladen der Batterie verwendet. Zur Auslegung des Busses ist es erforderlich zu wissen, ob an beiden Endhaltestellen oder nur an einer eine Nachlademöglichkeit vorhanden ist. Die Reichweite und das Gewicht der Batterie stehen über die mitzuführende Kapazität in Konkurrenzbeziehung, daher sollte priorisiert werden, wonach die Auslegung erfolgt. Die Auslegung der Batterie hat auch einen Einfluss auf die Investitionskosten und je nach Ladezustandsfenster ΔSoC wird die Alterung der Batterie beeinflusst. Daher sollte dieses beim Gelegenheitsladen möglichst klein gehalten werden.

Grenzbetrieb

Zur Auslegung der Batterie und zur Bestimmung des tatsächlichen Leergewichts des Batteriebusses ist der Energieverbrauch im **Grenzbetrieb** relevant.
Für die Betriebsstrategie **Gelegenheitsladung** mit Induktion und Pantograph wird an beiden Endhaltestellen nachgeladen. Für den Leistungsbedarf des Antriebs wird die Rückfahrt in Abbildung 5 herangezogen. Mit dem erhöhten Verkehrsaufkommen muss häufiger beschleunigt und abgebremst werden. Durch die zeitlich längere Fahrt ist auch die Klimatisierung länger im Einsatz. Dies trägt ebenfalls zum Grenzbetrieb bei. Der Leistungsbedarf der Klimatisierung wird im Heizbetrieb bestimmt, da im Heizbetrieb der Energieverbrauch höher ist. Die Außentem-

peratur beträgt −15 °C. Im Grenzbetrieb wird die Heizung auf minimaler Stufe eingestellt, die Innenraumtemperatur entspricht 18 °C. Die Batteriewechselstation wird aufgrund des hohen Flächenbedarfs nur auf einer Seite der Linie installiert. Die Batterie im Bus wird daher erst nach einem Umlauf ausgetauscht.
Für die Betriebsstrategie **Depotladung** wird gefordert, dass der Bus 160 km Reichweite bewerkstelligen können muss. Eine überschlägige Berechnung ergibt jedoch, dass dies nicht mit elektrischer Heizung bei einer Außentemperatur von −15 °C möglich ist[4]. Da das Batteriegewicht der limitierende Faktor ist, wird die Batterie nach diesem Kriterium ausgelegt und überprüft, unter welchen Bedingungen der Batteriebus 160 km bewältigen kann. Der Leistungsbedarf für den Antrieb wird mit einem durchschnittlichen Umlauf bestimmt. Das mittlere Fahrgastaufkommen wird in der Literatur mit etwa 21 % der Fahrgastkapazität angegeben [22, S. 40]. Je nach Fahrzeugtyp ändert sich die Fahrgastkapazität. In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass das Fahrgastaufkommen 17 Fahrgästen entspricht. Der Tagesverbrauch für den Antrieb ergibt sich aus 11 + 2 Umläufen. Die zwei zusätzlichen Umläufe spiegeln die Einsetz- und Aussetzfahrt wider.

Durchschnittlicher Betrieb

Mit dem Lastprofil **Durchschnittlicher Betrieb** wird der Jahresverbrauch bestimmt, mit dem die Treibhausgasemissionen und die Energiekosten ermittelt werden. Der durchschnittliche Leistungsbedarf für die Klimatisierung ergibt sich aus den Leistungsbedarfen je Außentemperatur multipliziert mit der Anzahl der Tage für ein durchschnittliches Jahr (siehe Abbildung 7). Der Leistungsbedarf für den Antrieb wird mit der vorausgelegten Batterie, 17 Fahrgästen und einem durchschnittlichen Fahrprofil bestimmt. Dieses Fahrprofil spiegelt den Durchschnitt der untersuchten Umläufe der Linie wider.

Analyse der Systemeigenschaften

In Abbildung 4 wurden die Wechselwirkungen und Abhängigkeiten zwischen Beschaffenheits- und Relationsmerkmalen aufgezeigt. Bevor die Systemeigenschaften bestimmt werden können, ist die Batterie auszulegen.
In Abbildung 4 wurden ebenfalls die Wechselwirkungen und Abhängigkeiten zwischen den Teilsystemen aufgezeigt. Aus der Darstellung geht hervor, dass der Energieverbrauch von den betreiber- und standortspezifischen Anforderungen aber auch von der Gesamtmasse abhängen, die durch die Batterie beeinflusst wird. Daher muss zuerst abhängig von den betreiber- und standortspezifischen Anforderungen eine entsprechende Batterie konfiguriert werden (grauer Kasten

[4] Bei einem angenommenen Verbrauch von 3,3 $^{\mathrm{kWh}}/_{\mathrm{km}}$ ergäbe das auf 160 km eine erforderliche Batteriekapazität von 528 kWh.

in Abbildung 4). Dabei ist das Zusatzgewicht für die Elektrifizierung auf 3400 kg begrenzt [13, S. 6].
Die Batteriekonfiguration unterteilt sich in zwei Schritte: eine Grobauslegung und eine schrittweise Reduktion. Grund für das Zwei-Stufen-Verfahren ist die Wechselwirkung zwischen Energieverbrauch und Batteriegewicht. Mit der Grobauslegung wird eine tendenziell zu große Batterie ausgelegt und der zugehörige Energieverbrauch und Ladezustand bestimmt. Die optimale Batteriegröße wird im zweiten Schritt iterativ ermittelt, indem die Batterie solange verkleinert wird, bis möglichst das komplette Ladezustandsfenster ΔSoC ausgenutzt wird [7, S. 80 ff.]. Das Ladezustandsfenster wird abhängig von der Betriebsstrategie und abhängig vom Batterietyp bestimmt. Die Beschaffenheitsmerkmale der Batterietypen wurden aus Datenblättern entnommen und in Tabelle 7 zusammengefasst.

Tabelle 7: Merkmalsausprägung der untersuchten Batteriezellen [15–17]

Merkmal	**LFP**	**NMC**	**LTO**
Maximale Zellspannung in V	3,65	4,2	2,7
Nennspannung in V	3,2	3,7	2,3
Nennkapazität in Ah	45	46	30
Innenwiderstand in mΩ	2	1,2	2
Gewicht je Zelle in kg	0,99	1	1,1
Gravimetrische Energiedichte in $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{kg}}$	145	170	63
C-Rate	1 C	3 C	4 C
Zyklenfestigkeit (DoD 100 %)	3 000	5 000	15 000

Bei der Betriebsstrategie **Depotladung** ist das Gewicht der limitierende Faktor, daher wird bei der Auslegung der Batterie möglichst die gesamte Kapazität genutzt. Das Ladezustandsfenster ΔSoC wird mit 85 % angesetzt, die Batterie wird zwischen $\Delta SoC_{\mathrm{min}} = 10\,\%$ und $\Delta SoC_{\mathrm{max}} = 95\,\%$ genutzt. Das entspricht den derzeit üblichen Werten von Depotladern [13, S. 9].
Der Bus mit **Batteriewechsel**-Konzept verwendet die gleiche Batterie wie der Depotlader und hat das gleiche Ladeprofil (langsames Laden in der Wechselstation). Es wird daher ebenso ein Ladezustandsfenster von $\Delta SoC_{\mathrm{LFP}} = 85\,\%$ angenommen.
Bei der Betriebsstrategie **Gelegenheitsladen** spielen Kosten und Alterung der Batterie eine wesentliche Rolle, daher muss dies bei der Wahl des Ladezustandsfensters berücksichtigt werden. Die hier untersuchten Batterietechnologien NMC und LTO haben sehr unterschiedliche Zyklenfestigkeiten von 5000 bzw. 15 000 Vollzyklen. Wird die Batterie mit Teilzyklen beansprucht, ergibt sich eine höhere

Lebensdauer. Die Lebensdauer steigt exponentiell mit kleiner werdendem Ladezustandsfenster ΔSoC. Wird für beide Technologien im Grenzbetrieb die gleiche Zyklenfestigkeit von 30 000 Zyklen vorausgesetzt, ergeben sich nach [23] folgende Ladezustandsfenster: $\Delta SoC_{\mathrm{NMC}} = 30\,\%$ und $\Delta SoC_{\mathrm{LTO}} = 62\,\%$.
Mit der ausgelegten Batterie werden nun die konzeptrelevanten Systemeigenschaften bestimmt. Es ergeben sich mit den gewählten Ladezustandsfenstern im Grenzbetrieb drei technisch umsetzbare Konzepte und drei Konzepte, die die Anforderungen nicht erfüllen (siehe Tabelle 8).

Tabelle 8: Auslegung der Batterie im Grenzbetrieb mit den Ladezustandsfenstern $\Delta SoC_{\mathrm{LFP}} = 85\,\%$, $\Delta SoC_{\mathrm{NMC}} = 30\,\%$, $\Delta SoC_{\mathrm{LTO}} = 62\,\%$ und konzeptrelevante Systemeigenschaften, kursiv bedeutet Anforderung nicht erfüllt

	Depot-LFP	**iOC-NMC**	**kOC-NMC**	**iOC-LTO**	**kOC-LTO**	**BW-LFP**
Verschaltung, Zellen seriell/parallel	207/10	180/3	180/3	280/2	280/2	207/2
Batteriekapazität in kWh	298	90	90	39	39	60
Ladezustand am Ende der Fahrt in %	10	38,0	38,1	22,6	22,9	14,8
Gewicht Batterie und fahrzeugseitiges Ladesystem in kg	3 400	1 455	1 055	1 582	1 182	698
Leergewicht in kg	15 000	13 055	12 655	13 182	12 782	12 298
Maximale Ladezeit in min	200,5	8,7	5,4	*11*	*10,2*	4,0
Maximaler Energieverbrauch in $^{\mathrm{kWh}}/_{\mathrm{km}}$	*1,58*	3,901	3,887	3,904	3,890	3,873
Reichweite in km	160	-	-	-	-	-

Tabelle 8 verdeutlicht, dass das Konzept Depotladung mit der Auslegung der Batterie nach maximaler Gewichtsgrenze den Tageseinsatz mit 160 km nur schafft, wenn der Verbrauch bei unter 1,58 $^{\mathrm{kWh}}/_{\mathrm{km}}$ liegt. Aufgrund des hohen Gewichts bedeutet dies einen emissionsfreien Einsatz bei Außentemperaturen zwischen 15 °C und 20 °C. Soll dieses Konzept zum Einsatz kommen, wären im Winterbetrieb der Einsatz von Brennstoffzuheizern notwendig. Dies widerspricht dem Wunsch nach lokal emissionsfreiem Betrieb. Dieses Konzept wird daher im weiteren Verlauf nicht

weiter betrachtet. Des Weiteren lässt sich aus der Tabelle ablesen, dass die Konzepte mit LTO-Batterie und dem gewählten Ladezustandsfenster $\Delta SoC_{\mathrm{LTO}}$ die maximale Ladezeit aus Tabelle 3 von 10 Minuten knapp überschreiten.
Das im Vergleich zur NMC-Batterie größer gewählte Ladezustandsfenster führt zu einer geringeren erforderlichen Batteriekapazität bei der Auslegung. Daher fällt die geringe gravimetrische Energiedichte der LTO-Batterie nicht so stark ins Gewicht, wenn das Gesamtgewicht der Batterien verglichen wird. Der Gewichtsunterschied zwischen der NMC-Batterie und der LTO-Batterie liegt bei etwa 130 kg. Jedoch wird deutlich, dass die Konzepte mit LTO-Batterie mit einer C-Rate von 4 C und nur zwei Zellen parallel die geforderte Ladezeit nicht einhalten. Damit die hier verwendete LTO-Batterie im Grenzbetrieb eine maximale Ladezeit von 10 min nicht überschreitet, wurde die Anzahl paralleler Zellen auf drei gesetzt, sodass der Ladestrom sich auf drei parallele Batteriestränge verteilt. Abbildung 8 zeigt die Ausprägung der Systemmerkmale Leergewicht, maximale Ladezeit und maximaler Energieverbrauch im Grenzbetrieb mit angepasster LTO-Batterie. Die Energieverbräuche der Konzepte liegen nah beieinander. Das Mehrgewicht des induktiven fahrzeugseitigen Ladesystems von 400 kg wirkt sich unter den gegebenen Randbedingungen in einem Mehrverbrauch von 0,014 $^{\mathrm{kWh}}/_{\mathrm{km}}$ aus.

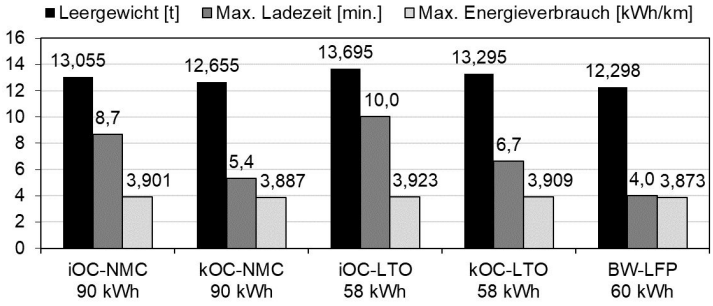


Abbildung 8: Auslegung der Batterie im Grenzbetrieb mit Gewichtsbeschränkung und Ladezustandsfenstern $\Delta SoC_{\mathrm{LFP}} = 85\,\%$, $\Delta SoC_{\mathrm{NMC}} = 30\,\%$, $\Delta SoC_{\mathrm{LTO}} = 40\,\%$

Der durchschnittliche Verbrauch $E_{\mathrm{total,avg}}$ ergibt sich aus dem Mittel der Energieverbräuche je Tagesaußentemperatur T_{amb} multipliziert mit der Anzahl der Tage $N_{T_{\mathrm{amb}}}$, an denen diese im Jahr auftritt (vgl. Abbildung 7).

$$E_{\mathrm{total,avg}} = \frac{\sum(E_{\mathrm{total}}(T_{\mathrm{amb}}) \cdot N_{T_{\mathrm{amb}}})}{365} \tag{1}$$

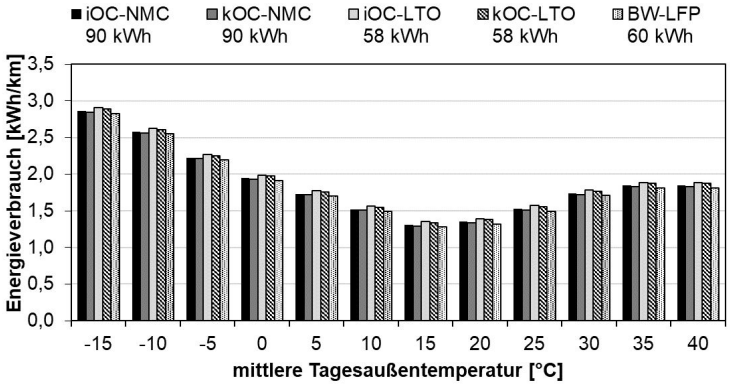


Abbildung 9: Energieverbrauch je Konzept, je mittlerer Tagesaußentemperatur und 18 °C Innenraumtemperatur

Bei genauerer Betrachtung des Energieverbrauchs je mittlerer Tagesaußentemperatur fällt auf, dass der Energieverbrauch bei 35 °C und 40 °C gleich ist. Dies lässt sich damit erklären, dass die Klimaanlage bei 35 °C bereits ihre Leistungsgrenze erreicht hat. Der durchschnittliche Verbrauch ist in Abbildung 10 abgebildet und ist vergleichbar mit dem Energieverbrauch bei 10 °C Außentemperatur.

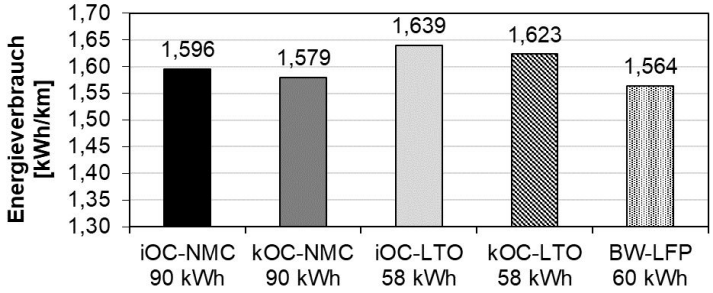


Abbildung 10: Durchschnittlicher Verbrauch je Konzept

Die Treibhausgasemissionen sind proportional zum durchschnittlichen Verbrauch und lassen sich mithilfe eines Treibhausgasfaktors $THG_{\text{Faktor}} = 0{,}595\,{}^{\text{kg}_{\text{CO}_2\text{eq}}}/_{\text{km}}$ bestimmen. Der Faktor wurde basierend auf dem Strommix 2015 ermittelt [7, S. 62]. Das Ergebnis ist in Abbildung 11 zu sehen. Neben den Absolutwerten ist in der Abbildung auch der relative Unterschied zur Konzeptvariante iOC-NMC eingetragen.

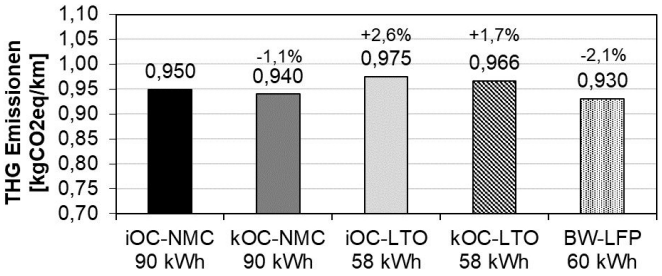


Abbildung 11: Treibhausgasemissionen je Konzept

Die kundenwerten Merkmale Ökologie und Klimaschutz wurden bereits über die Treibhausgasemissionen bestimmt. Mit den vorliegenden Konzepten können während des Betriebs lokale Emissionen vermieden werden und global ist eine Einsparung zwischen 30 % und 34 % möglich, im Vergleich zu einem Diesel-Bus mit einem Durchschnittsverbrauch von $44\,^{\mathrm{l}}/_{100\,\mathrm{km}}$[5].

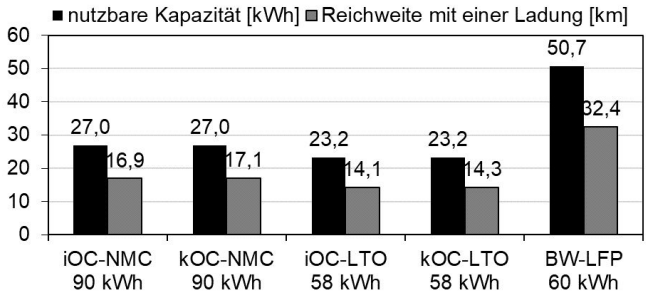


Abbildung 12: Nutzbare Batteriekapazität und mögliche Reichweite mit einer Ladung unter Annahme des Durchschnittsverbrauchs je Konzept

Die Betriebstauglichkeit wird über die planerische Flexibilität, die Beförderungskapazität und die Produktivität des Umlaufs bestimmt. Die planerische Flexibilität wird über die mögliche Reichweite mit einer Ladung definiert. Unter Annahme des durchschnittlichen Verbrauchs, wie er in Abbildung 10 angegeben ist, ergibt sich eine Reichweite zwischen 14,1 km und 32,4 km (vgl. Abbildung 12). Damit ist unter Annahme eines durchschnittlichen Verbrauchs der Linienbetrieb mit nur einer Nachlademöglichkeit gegeben, sodass bei Ausfall einer Ladestation der Betrieb fortgesetzt werden kann.

[5] BVG-interne Fuhrparkanalysen: Durchschnittsverbrauch 2012 der 12 m-Busflotte des Betriebshofes Cicerostraße.

Die Beförderungskapazität lässt sich mithilfe des Leergewichts und des zulässigen Gesamtgewichts angeben. Sie liegt zwischen 85 Fahrgästen und 105 Fahrgästen.

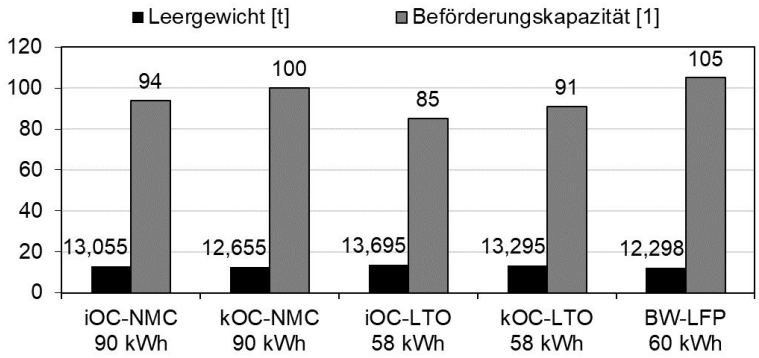


Abbildung 13: Beförderungskapazität und Leergewicht je Konzept

Die Produktivität des Umlaufs wird über die erforderliche Ladezeit ermittelt. Da alle Konzepte im Grenzbetrieb unter 10 min Ladezeit bleiben, ist der Fahrplanwirkungsgrad unverändert.

Konzeptbewertung

Aus technischer Sicht ist die Elektrifizierung der Linie 204 unter den gegebenen betreiber- und standortspezifischen Randbedingungen mit fünf Konzepten realisierbar. Diese sind die Konzepte mit Gelegenheitsladung iOC-NMC, kOC-NMC, iOC-LTO, kOC-LTO und das Batteriewechselkonzept. Das Konzept Batteriebus mit Depotladung erfordert unter den gegebenen Randbedingungen eine Brennstoffzusatzheizung oder kann die geforderte Reichweite nicht gewährleisten.
Werden die fünf realisierbaren Konzepte basierend auf der Batterietechnologie verglichen, so zeigen sich Vorteile in der NMC-Batterie. Ihre hohe Nennkapazität und C-Rate gepaart mit einer hohen gravimetrischen Energiedichte machen die NMC-Batterie zur bevorzugten Batterievariante. Ein Vergleich der Ladesysteme zeigt, dass das konduktive Ladesystem aufgrund des geringeren fahrzeugseitigen Gewichts einen geringeren Energieverbrauch verursacht und aufgrund der Ladeleistung eine kürzere Ladezeit ermöglicht. Unter den gewählten Betriebsbedingungen und dem Ladezustandsfenster der LFP-Batterie schneidet die Batteriewechselstation in allen Merkmalen am besten ab, da die mitgeführte Batterie im Vergleich zu den anderen Konzepten am kleinsten ist. Das geringere Gewicht der Batterie beeinflusst positiv den Energieverbrauch. Durch die Wechseltechnologie und die

Platzierung der Wechselstation direkt an einer Endhaltestelle ist die Ladezeit aus Sicht des Fahrzeugs auf 4 min begrenzt (vgl. Abbildung 8). Der niedrigere Verbrauch ergibt außerdem Vorteile in den Treibhausgasemissionen sowie der Reichweite mit einer Ladung (vgl. Abbildung 12) und das geringe Batteriegewicht wirkt sich positiv auf das Leegewicht und damit die Beförderungskapazität aus (Abbildung 13).

Tabelle 9: Bewertung der Konzeptvarianten für den spezifischen Untersuchungsraum

Depot	**LFP**	✗	Zero-Emission-Einsatz nicht möglich
iOC 200 kW	**NMC**	✓	Alle konzeptrelevanten Merkmale sind im akzeptablen Bereich
	LTO	✓	Nicht robustes Konzept (Ladezeit 10 min), allerdings wird das Potential der LTO nicht ausgenutzt
kOC 375 kW	**NMC**	✓	Im Vergleich zu iOC-NMC besser → kOC leichter und höhere Ladeleistung
	LTO	✓	Im Vergleich zu iOC-LTO besser → kOC leichter und höhere Ladeleistung
BW	**LFP**	✓	Unter den gewählten Betriebsbedingungen aus technischer Sicht das beste Konzept Aber: Ist die Wechselstation nicht direkt an der Endhaltestelle, ändert sich das Ergebnis: Fahrt zur Station → Ladezeit ↑, Energieverbrauch ↑, Batteriegröße ↑, THG ↑

Die technische Machbarkeit ist in einem zweiten Schritt wirtschaftlich zu untersuchen. Es sind die Betriebskosten und die Anschaffungskosten zu bestimmen, welche in die TCO-Analyse einfließen. Für die Konzepte mit Gelegenheitsladung sind an jeder Endhaltestelle eine Schnellladestation mit 200 kW bzw. 375 kW und ein Transformator vorzusehen. Zusätzlich befindet sich im Depot je Bus eine Ladesäule mit Ladestecker. Für das Konzept Batteriewechsel ist eine Batteriewechselstation vorzusehen. Diese sollte zwei Wechselroboter haben, da sonst bei Ausfall eines Roboters der Betrieb der Linie nicht gewährleistet ist. Des Weiteren sind der Flächenbedarf vor Ort und die Anzahl der Wechselbatterien je Bus zu prüfen. Nicht immer ist es möglich, eine Wechselstation an einer nahegelegenen Betriebsendhaltestelle aufzubauen. Liegt die Wechselstation im Depot, müssten die Leerfahrten zur Wechselstation berücksichtigt werden, welche den Fahrplanwirkungsgrad verschlechtern würden. Für das Konzept Batteriewechsel sind im Grenzbetrieb pro

Bus mindestens vier Batterien vorzuhalten, eine im Bus und drei in der Station, da die Batterie im Grenzbetrieb auf einem Umlauf fast leer gefahren wird. Dies entspricht etwa 51 kWh und die Aufladung in der Station mit 20 kW würde mehr als 2,5 Stunden benötigen. Das bedeutet, dass die Batterie bei einem einstündigen Umlauf erst nach dem dritten Umlauf des Busses aufgeladen ist. Ein weiterer technischer Aspekt hat großen Einfluss auf die Kosten: die Batteriealterung. Durch das sehr groß ausgewählte Ladezustandsfenster $\Delta SoC_{\mathrm{LFP}} = 85\,\%$ altert die LFP-Batterie schneller. Dies führt zu Mehrkosten, wenn die Batterie aufgrund von Alterung ausgetauscht werden muss. Tabelle 9 stellt die Bewertung zusammengefasst dar.

Fazit

Es wurde eine neue Methodik für die Untersuchung verschiedener Energiezuführungs- und Batteriesysteme bei Stadtbussen vorgestellt und angewendet. Die konzeptrelevanten Systemmerkmale sind die Treibhausgasemissionen, der Energieverbrauch, die mögliche Reichweite mit einer Ladung und die Ladezeit. Mit den vorliegenden unterschiedlichen Varianten der Energiezuführungs- und Batteriesysteme eröffnete sich mit den Betriebsstrategien Depotladung und Gelegenheitsladung ein großer Lösungsraum. Dieser wurde mithilfe von Vorüberlegungen und der Verträglichkeitsuntersuchung reduziert, sodass letztendlich sechs Konzepte ausgearbeitet und detaillierter untersucht wurden. Die Analyse ergab, dass unter den gewählten Randbedingungen fünf von sechs Konzepten technisch umsetzbar sind. Unter den gegebenen Randbedingungen ist das Konzept mit Depotladung nicht zielführend, da der Bus die erforderliche Reichweite nicht erreicht. Diese aus technischer Sicht umsetzbaren Konzepte werden in einem zweiten Schritt auf Wirtschaftlichkeit untersucht. Hier sei auf die Arbeiten von Jefferies und Göhlich [9] verwiesen.

Literatur

[1] Nationale Plattform Elektromobilität: *Wegweiser Elektromobilität*. 2016. URL: http://nationale-plattform-elektromobilitaet.de/fileadmin/user_upload/Redaktion/Wegweiser_Elektromobilitaet_2016_web_bf.pdf (besucht am 05. 01. 2018).

[2] ZeEUS: *ZeEUS eBus Report #2. An updated overview of electric buses in Europe*. 2017. URL: https://zeeus.eu/uploads/publications/documents/zeeus-ebus-report-2.pdf (besucht am 02. 03. 2018).

[3] IEA – International Energy Agency: *Global EV Outlook 2017. Two million and counting*. 2017. DOI: 10.1787/9789264278882-en.

[4] Faltenbacher, M.; Vetter, O.; Rock, A.; Grafestätter, J.: *Statusbericht 2015/16 Hybrid- und Elektrobus-Projekte in Deutschland*. Berlin, 2016. URL: https://www.xn--starterset-elektromobilitt-4hc.de/content/3-Infothek/2-Publikationen/24-statusbericht-2015-2016-hybrid-und-elektrobusprojekte-in-deutschland/2016-statusbericht-20152016-hybrid-und-elektrobusprojekte-in-deutschland.pdf (besucht am 03. 07. 2020).

[5] Ly, T.; Göhlich, D.; Heide, L.: „Assessment of the interaction of charging system and battery technology for the use in urban battery electric bus systems“. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference*. IEEE, 2016.

[6] Kunith, A. W.: „Elektrifizierung des urbanen öffentlichen Busverkehrs“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2017. doi: 10.1007/978-3-658-19347-8.

[7] Fay, T.-A.: „Methodischer Technologievergleich von Systemkonzepten für die Elektrifizierung von Stadtbussen“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2019. doi: 10.14279/depositonce-9065.

[8] Spangenberg, F.: „Technologie-Roadmapping bei Systeminnovationen: am Beispiel der Einführung von elektrischen Bussen im Nahverkehr“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2014.

[9] Jefferies, D.; Göhlich, D.: „Integrated TCO Assessment of Bus Network Electrification Considering Rescheduling and Delays: Modelling Framework and Case Study“. In: *31st International Electric Vehicle Symposium & Exhibition*. 2018.

[10] Kurpjuweit, K.: *„Wir haben einen Babyboom bei der BVG“. Interview mit Sigrid Evelin Nikutta*. 2015. url: http://www.tagesspiegel.de/berlin/bvg-chefin-sigrid-evelin-nikutta-wir-haben-einen-babyboom-bei-der-bvg/12753082.html (besucht am 13. 11. 2016).

[11] Tremblay, O.; Dessaint, L.-A.; Dekkiche, A.-I.: „A Generic Battery Model for the Dynamic Simulation of Hybrid Electric Vehicles“. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. VPPC 2007. IEEE*. 2007, S. 284–289. doi: 10.1109/VPPC.2007.4544139.

[12] Tremblay, O.; Dessaint, L.-A.: „Experimental validation of a battery dynamic model for EV applications“. In: *World Electric Vehicle Journal* 3.1 (2009), S. 1–10.

[13] Göhlich, D.; Fay, T.-A.; Jefferies, D.; Lauth, E.; Kunith, A.; Zhang, X.: „Design of urban electric bus systems“. In: *Design Science* 4 (2018). issn: 2053-4701. doi: 10.1017/dsj.2018.10.

[14] Lindemann, U.: *Methodische Entwicklung technischer Produkte: Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden*. 3., korrigierte Aufl. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. isbn: 978-3-642-01423-9.

[15] European Batteries: *EB 45 Ah: Datenblatt*. 2012. (Besucht am 22. 07. 2018).

[16] Kokam: *Great Power for Everyone. Broschüre*. 2015. (Besucht am 01. 09. 2016).

[17] Leclanché: *LecCell 30Ah Hih Energy LTO: Datenblatt*. Zuletzt aufgerufen am 14.07.2016. 2016.

[18] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung Methoden und Anwendung*. 7. Aufl. Springer Berlin Heidelberg, 2007. isbn: 978-3-642-29569-0.

[19] Hellenbrand, D.; Lindemann, U.: „Using the DSM to Support the Selection of Product Concepts“. In: *10th International Design Structure Matrix Conference*. 2008, S. 363–374.

[20] Gorbea, C.; Hellenbrand, D.; Srivastava, T.; Biedermann, W.; Lindemann, U.: „Compatibility Matrix Methodology Applied to the Identification of Vehicle Architectures and Design Requirements“. In: *International Design Conference*. 2010, S. 733–742.

[21] VDV Verband Deutscher Verkehrsunternehmen: *Rahmenempfehlung für elektrisch betriebene Stadt-Niederflur-Linienbusse (E-Bus). Ergänzung zur VDV-Schrift 230*. 2018. (Besucht am 07. 11. 2018).

[22] Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung: *Aktualisierte und erweitere Testreferenzjahre (TRY) von Deutschland für mittlere und extreme Witterungsverhältnisse*. 2013. url: https://www.bbsr-energieeinsparung.de/EnEVPortal/DE/Regelungen/Testreferenzjahre/Testreferenzjahre/01_start.html?nn=739044&notFirst=true&docId=743442 (besucht am 05. 10. 2018).

[23] Koebel, C.: *Update Primove Technology and Projects: VDV Elektrobusse 2014*. Berlin, 2014.

Biografische Notizen

Tu-Anh Fay wurde an der Technischen Universität Berlin zum Thema „Methodischer Technologievergleich von Systemkonzepten zur Elektrifizierung von Stadtbussen“ promoviert. Seit Anfang 2019 ist sie Oberingenieurin am Fachgebiet Methoden der Produktentwicklung und Mechatronik, zuständig für die Themen Lehre und Elektromobilität. Sie kannte Roland Baar als kritischen, aber herzlichen Teilnehmer im Seminar Fahrzeug und Antriebstechnik.

Dietmar Göhlich leitet seit 2010 das Fachgebiet Methoden der Produktentwicklung und Mechatronik und ist geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenkonstruktion und Systemtechnik an der TU Berlin. Ein Schwerpunkt seiner Forschung widmet sich den Zukunftsthemen der Elektromobilität. Er leitet das Forschungscampus Mobility2Grid und ist Mitglied in der Deutschen Akademie der Technikwissenschaften (acatech). Mit Prof. Roland Baar hat er in vielen Initiativen zusammengearbeitet und u. a. – gemeinsam mit Prof. Steffen Müller – viele Jahre das Seminar Fahrzeug- und Antriebstechnik gestaltet.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Batterietechnologien für die Mobilität der Zukunft – Stand der Technik, Herausforderungen und Ausblick

Julian Marscheider, Steven Neupert, Dennis Meiling, Julia Kowal

Batterien ermöglichen neben Brennstoffzellen eine CO_2-freie Mobilität – sofern der Strom, mit dem sie geladen werden (und mit dem sie hergestellt wurden) aus CO_2-freien Quellen stammt. Es gibt viele verschiedene Technologien, die prinzipiell für Elektromobilität in Frage kommen, jeweils mit spezifischen Vor- und Nachteilen. Nach wie vor muss eine Abwägung zwischen Reichweite, Gewicht/Volumen und Kosten gefunden werden. In diesem Beitrag werden die verschiedenen aktuellen und zukünftigen Batterietechnologien vorgestellt und verglichen. Weiterhin werden die Herausforderungen im Zusammenhang mit der Nutzung von Batterien in Fahrzeugen beleuchtet sowie Potentiale und Grenzen aufgezeigt.

Die ideale Fahrzeugbatterie – welche Anforderungen stellt ein Fahrzeug an eine Traktionsbatterie?

Die Energiewende in Deutschland hat zum Ziel, bis 2050 den Anteil an erneuerbaren Energien am Stromverbrauch auf 80 % zu steigern und gleichzeitig den Treibhausgasausstoß um 80 % bis 95 % gegenüber dem Jahr 1990 zu senken [1]. Dabei ist nicht nur eine regenerative Netzversorgung ein wichtiger Aspekt, sondern auch eine Reform der Mobilitätskonzepte. 23 % der gesamten Treibhausgasemissionen weltweit sind auf Logistik zurückzuführen und davon entfällt ein nicht zu vernachlässigender Teil auf private Kraftfahrzeuge [2]. Um diese zu reduzieren, sind deshalb alternative Formen der Mobilität immer mehr in den Fokus von Politik und Wissenschaft gerückt. Batteriebetriebene elektrische Fahrzeuge (E-Fahrzeuge) spielen dabei aktuell die wichtigste Rolle und haben das größte Potential, die Mobilitätswende zu CO_2-neutraler Fortbewegung in einem absehbaren Zeitraum zu ermöglichen. Bis 2030 sollen weltweit mehr als 125 Millionen E-Fahrzeuge auf den Straßen unterwegs sein [3]. E-Fahrzeuge stellen jedoch große Anforderungen an die verwendeten Energiespeicher. Unterschiedlichste Witterungsbedingungen, Schnellladefähigkeit, hohe Energiedichte und natürlich strikte Sicherheitsanforderungen sind nur einige der wichtigsten Aspekte, die dabei betrachtet werden müssen. Abbildung 1 listet diese Anforderungen auf, die im Folgenden auch nä-

her beschrieben werden. Heute werden aufgrund ihrer Eigenschaften vor allem Lithium-Ionen-Batterien verwendet.

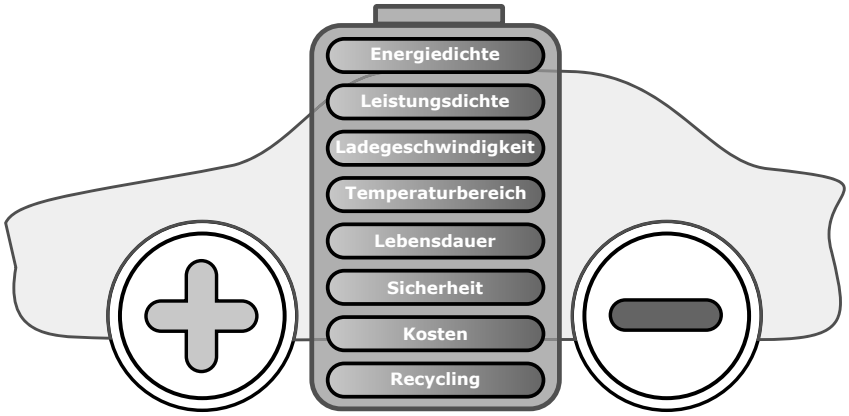


Abbildung 1: Anforderungen durch Elektrofahrzeuge an Batterien

Gewicht und Platzbedarf der Speicher sind bei allen mobilen Anwendungen und speziell bei E-Fahrzeugen von zentraler Bedeutung. Wichtig ist dabei vor allem die **Energiedichte**, also die Menge an Energie, die ein Speicher in einer bestimmten Masse (in $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{kg}}$) oder in einem bestimmten Volumen (in $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{l}}$) speichern kann. Moderne Lithium-Ionen-Batterien erreichen je nach Materialzusammensetzung, Qualität und Hersteller einen Bereich von ca. 100 $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{kg}}$ bis 200 $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{kg}}$ und 200 $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{l}}$ bis 400 $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{l}}$ [3]. Die gespeicherte Energie ist direkt proportional zur Reichweite. Die Reichweite von E-Fahrzeugen ist der Reichweite von konventionellen Verbrennern immer noch deutlich unterlegen. Die Spitzenreiter unter den Verbrennern liegen mitunter bei über 1500 km mit einer einzigen Tankfüllung [4], wohingegen bei den E-Fahrzeugen in der Oberklasse im Jahr 2019 600 km das Limit sind [5]. Um die Reichweite eines E-Fahrzeugs effektiv zu steigern, werden Energiespeicher mit einer höheren Energiedichte benötigt.
Die **Leistungsdichte** beschreibt, analog zur Energiedichte, die maximal mögliche Leistungsabgabe eines Energiespeichers bezogen auf Gewicht oder Volumen. Neben der Energiedichte spielt auch die Leistungsdichte für E-Fahrzeuge eine wichtige Rolle, da beim Fahren selten konstante Leistungsabgaben gefordert werden und Anfahr- und Bremsprozesse hohe Leistungsspitzen verursachen. Die Energie, die beim Bremsen frei wird, kann dann in die Batterie zurückgespeist werden. Da bei Bremsvorgängen häufig höhere Leistungen erzeugt werden, als beim Anfahren gebraucht werden, und normalerweise die Ladeaufnahmefähigkeit von Batteriezellen geringer ist als die Ladungsabgabefähigkeit, ist die Bremsleistung häufig der wichtigste Faktor zur Auslegung der nötigen Leistungsdichte.

Eng damit verknüpft ist ein weiterer Nachteil der E-Fahrzeuge gegenüber Verbrennern: die begrenzte **Ladegeschwindigkeit** von Batterien. Um E-Fahrzeuge für Nutzer attraktiver zu machen, ist eine signifikante Erhöhung der Ladegeschwindigkeiten notwendig. Die nötige Ladeinfrastruktur vorausgesetzt, können die meisten kommerziellen Zellen mit einer Stromrate von 1 C[1] geladen werden. Dies führt zu einer Ladedauer bei leeren Zellen von etwas weniger als 2 Stunden, wenn sie komplett vollgeladen werden sollen. Gibt sich der Nutzer mit einer Ladung von 80 % bis 90 % nach der Konstantstromphase zufrieden, ergibt sich dann eine Ladezeit von etwas unter einer Stunde. Diese Zeiten sind im Vergleich zum Betanken eines Verbrenners immer noch signifikant höher. Problematisch bei der Erhöhung der Ladegeschwindigkeit ist jedoch, dass eine notwendige Steigerung der Leistungsdichte immer mit einer Verringerung der Energiedichte einhergeht, da sich diese beiden Faktoren nicht unabhängig voneinander skalieren lassen. Außerdem führt eine Anhebung des Ladestroms auch unweigerlich zu größeren Wärmeverlusten, die entweder durch aktive Kühlung oder überdimensionierte Ableiter ausgeglichen werden müssen, was wieder zu mehr Gewicht im Fahrzeug, höheren Fahrwiderständen und damit niedrigeren Reichweiten führt.
Einen Einfluss auf die Reichweite der Fahrzeuge hat auch der State of Health (SOH), direkt abhängig von der **Lebensdauer** der verbauten Batteriezellen. Während des Lebens einer Zelle verringert sich durchgehend ihre Kapazität, was effektiv zu einer Verringerung der Reichweite führt. Sinkt die verfügbare Kapazität vor Ende der Lebensdauer des Fahrzeugs unter einen Grenzwert (meist 80 % der Anfangskapazität), sollte die Batterie laut Herstellervorgaben ausgetauscht werden. Die Alterung von Zellen wird in zwei Arten unterschieden: Zum einen die kalendarische Alterung, bei der die Zelle ohne Benutzung durch ungewollte Reaktionen langsam degeneriert. Diese Alterung wird vor allem durch die Temperatur und die Spannungslage der Zelle beeinflusst. Dabei gilt näherungsweise: je Temperaturerhöhung um 10 K halbiert sich die Lebensdauer. Bei Lithium-Ionen-Batterien gilt weiterhin: Je höher die Spannung/der Ladezustand, desto schneller ist die Alterung. Dabei ist vor allem das dauerhafte Verweilen im komplett vollgeladenen Zustand schlecht für die Lebensdauer, ein Beenden des Ladevorgangs und Halten bei z. B. nur 90 % haben weitaus weniger schlechte Auswirkungen. Die zweite Art der Alterung ist die zyklische Alterung, die durch mechanischen Stress und chemische Reaktionen während des Zyklisierens der Zelle verursacht wird. Haupteinflussfaktoren sind hierbei die Zyklentiefe, also die Größe des Spannungsbereichs in dem zyklisiert wird, sowie das mittlere Spannungsniveau, um das zyklisiert wird, und die Stromstärke. Beim Zyklisieren gilt allgemein, dass die Batterie weniger stark altert, je kleiner die Zyklentiefe ist. Beide Arten der Alterung überlagern und beeinflussen sich. Ein Pkw in Deutschland hat im Jahr 2017 durchschnittlich

[1] 1 C ist definiert als die Stromstärke, mit der eine Batterie innerhalb von einer Stunde entladen wird.

19 922 km zurückgelegt [6]. Bei einer durchschnittlichen Reichweite von 300 km [7] entspricht das mehr als 60 Vollzyklen pro Jahr. Die durchschnittliche Lebensdauer von Pkw hat sich seit den 1970er von 12,2 auf 15,6 Jahre in den 2000er Jahren erhöht [8]. Ein neues Elektrofahrzeug sollte also, um konkurrenzfähig zu sein, mindestens eine vergleichbare Lebensdauer besitzen. Bei 16 Jahren Ziellebensdauer entspricht das etwas weniger als 1000 Vollzyklen, für Lithium-Ionen-Batterien neuerer Generationen eine leicht erreichbare Zyklenzahl. Allerdings erreichen die meisten Zellen nur eine kalendarische Lebensdauer von maximal 10 bis 15 Jahren. Das U.S. Advanced Battery Consortium (USABC) beispielsweise setzt als Ziel eine Zyklen-Lebensdauer von 1000 Zyklen und eine kalendarische Lebensdauer von mindestens 10 Jahren [9].

Auch die Witterungsbeständigkeit des Speichers spielt eine große Rolle, vor allem das **Temperaturverhalten**. Nur ein kleiner Teil der zukünftigen Nutzer von E-Fahrzeugen wird Zugang zu einer privaten Garage haben und in der Lage sein, Fahrzeuge bei gemäßigten Temperaturen zu laden. Die Temperatur hat einen großen Einfluss auf die entnehmbare Kapazität und auf die momentan zur Verfügung stehende Leistung. Dies kann nach langen Standzeiten bei kalten Temperaturen ein aktives Heizen der Zellen erfordern, um auch zu Beginn der Fahrt ausreichende Leistung zur Verfügung stellen zu können. Im Betrieb reicht normalerweise die durch den Stromfluss entstehende Abwärme der Zellen aus, um eine angemessene Betriebstemperatur halten zu können. Doch auch beim Laden der Zellen bei sehr niedrigen Temperaturen treten bei Lithium-Ionen-Batterien Probleme auf. Wird eine Zelle bei niedrigen Temperaturen und/oder hohen Strömen geladen, kann es zum Plating-Effekt (Ablagerung von metallischem Lithium auf der negativen Elektrode) kommen, bei dem die Zellen bereits durch wenige Zyklen sehr viel Kapazität verlieren können [10]. So wird in den meisten Elektrofahrzeugen das Laden nur oberhalb von z. B. 0 °C oder 10 °C oder nach Erwärmung auf entsprechende Temperaturen erlaubt. Andererseits sind auch hohe Temperaturen schädlich für die Lebensdauer, weil dann ungewollte Reaktionen, die die Kapazität langfristig reduzieren, vor allem das SEI-Wachstum[2], schneller ablaufen. Daher sollten Batterien nicht bei zu hohen Temperaturen gelagert (geparkt) und betrieben werden.

Wie auch bei allen anderen Fahrzeugtypen spielt die **Sicherheit** in E-Fahrzeugen eine herausragende Rolle. Auch wenn die Sicherheit der heute in allen modernen Fahrzeugen verwendeten Lithium-Ionen-Batterien der von Verbrennern in nichts nachsteht, können vereinzelte Fälle von defekten Zellen und die daraus folgenden

[2]SEI steht für Solid Electrolyte Interphase, also eine Schicht zwischen Feststoff (Graphit) und Elektrolyt. Diese Schicht besteht aus Verbindungen von Lithium mit Anteilen aus dem Elektrolyten. Sie entsteht bei der ersten Ladung der Zelle und wächst im Betrieb immer weiter. Je dicker die Schicht, desto größer wird der Innenwiderstand der Zelle. Da die Schichtbildung auch Lithium benötigt, geht beim Wachstum auch Lithium verloren, was die Kapazität reduziert.

Schäden sehr medienwirksam die Akzeptanz von E-Fahrzeugen nachhaltig verzögern. Der Thermal-Runaway ist hierbei das größte Risiko für ein kritisches Versagen der Zellen. Dabei führt eine unkontrollierte Reaktion innerhalb der Zellen zu einer selbstverstärkenden Erwärmung und in der Folge meist zu einer Brandgefahr [11]. Dieser Effekt kann dann durch Wärmeübertragung an benachbarte Zellen im gleichen Pack weitergegeben werden und so zu einer Kettenreaktion führen. Ursachen können externe Einflüsse, wie bei einem Unfall und mechanischer Deformierung der Zelle, oder interne Effekte wie Überladung der Zellen, interner Kurzschluss oder zu hohe Zelltemperaturen sein. Externe Effekte sind meist leicht detektierbar und in diesem Fall, z. B. bei mechanischer Beschädigung durch einen Unfall, kann das Batteriepack vom Fahrzeugsystem getrennt werden. Dies führt jedoch nicht in allen Fällen zu einem sicheren Zustand, da physikalisch beschädigte Zellen auch ohne äußere Kontakte weiter brand- und explosionsgefährdet sind. Innere Effekte können meist nur durch das Battery Management System (BMS) über die gemessene Zelltemperatur detektiert werden. Allerdings kann es bei Detektion einer deutlichen Temperaturerhöhung an der Zelloberfläche schon zu spät sein, um das Fortschreiten der Reaktion noch zu verhindern. Die EVS-GTR [12] fordert, dass nach Detektion eines Thermal Runaway durch das BMS und Warnung an die Fahrzeuginsassen in einer Zeit von 5 Minuten keine gefährdende Situation im Passagierbereich des Fahrzeugs auftreten darf.

Der **Preis** des Batteriepacks macht einen Großteil der Gesamtfahrzeugkosten aus. Für ein typisches kompaktes, voll elektrisches Fahrzeug kann mit einer Batteriegröße von 20 kWh gerechnet werden, 30 kWh können für Mittelklassefahrzeuge und 60 kWh bis 100 kWh für Luxusmodelle angenommen werden [13–15]. Der durchschnittliche aktuelle Preis von ca. 630 €/kWh [16] für Lithium-Ionen-Batterien führt dann zu reinen Zellkosten von 12 500 € für einen Kleinwagen, 19 000 € für ein Mittelklassefahrzeug und 37 000 € bis 63 000 € für Fahrzeuge der Oberklasse. Um vollständig im Massenmarkt anzukommen und eine ernstzunehme Konkurrenz zu den Preisen von Verbrennern darzustellen, müssen die Zellkosten in den nächsten Jahren noch signifikant gesenkt werden. Projektionen erwarten eine Preisentwicklung zu weniger als 100 €/kWh bis 2025 [16]. Mit einer unsicheren Ladesituation, vor allem für Fahrer ohne eigenen Hausanschluss, und schwer vorhersehbaren Batterielebensdauern, ist der Preis die beste Möglichkeit, E-Fahrzeuge für Endkunden attraktiv zu machen.

Die Wichtigkeit des **Recyclings** von E-Fahrzeugbatterien nimmt mit der zunehmenden geplanten Elektrifizierung des Personen- und Warenverkehrs auch in höchstem Maße zu. Da so gut wie alle Batterietechnologien toxische oder umweltschädigende, aber zum Teil auch wertvolle Materialien enthalten, ist das Ziel immer eine vollständige Rücknahmerate und eine Recyclingquote von 100 %. Je komplexer jedoch die Zelltechnologie wird, desto schwieriger und unwirtschaftlicher ist das Recycling. Für die als Bordnetzbatterien verwendeten Blei-Säure-Batterien können

dank wirtschaftlicher und etablierter Verfahren sowie funktionierender Pfandsysteme Recyclingraten von mehr als 95 % in Europa und den USA erreicht werden [17]. Für Lithium-Ionen-Batterien hingegen gibt es aufgrund der bisher eher geringeren Stückzahl und des komplexeren Aufbaus noch keine etablierten Systeme. Mit dem höheren Bedarf an Lithium und ebenfalls steigenden Preisen für andere Lithium-Ionen-Batteriematerialien wird das Recyceln jedoch immer attraktiver [18].

Funktionsweise von Lithium-Ionen-Batterien

Abbildung 2 zeigt den Aufbau und die Vorgänge beim Entladen einer Lithium-Ionen-Batterie. Beide Aktivmassen bilden geschichtete Kristallstrukturen, die in Abbildung 2 durch die waagerechten Striche bzw. Kreise angedeutet sind.

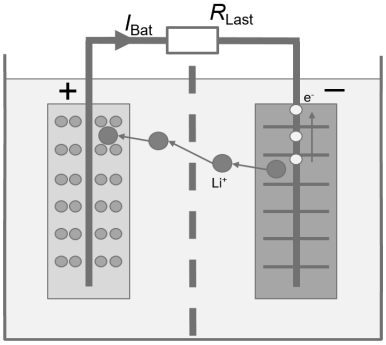


Abbildung 2: Aufbau und Entladeprozess einer Lithium-Ionen-Batterie

Die ablaufenden Reaktionen verändern die Elektroden nicht so stark wie bei anderen Batterietechnologien, deshalb sind Lithium-Ionen-Batterien vergleichsweise langlebig und zyklenfest. Es gibt keine direkten Reaktionsprodukte, sondern die Reaktion besteht aus einem Ein- und Auslagern von Lithium in die Kristallgitter der positiven und negativen Elektrode. Diesen Vorgang nennt man Interkalation. Beim Entladen werden Lithium-Ionen aus der negativen Aktivmasse (Graphit) entnommen. Die Lithium-Ionen werden durch den Elektrolyten und Separator zur positiven Elektrode (meistens Lithium-Metalloxid oder -phosphat, z. B. $LiCoO_2$ (Lithium-Cobalt-Oxid) oder $LiFePO_4$ (Lithium-Eisen-Phosphat)) transportiert und dort eingelagert. Mit jedem Lithium-Ion, das aus dem Graphitgitter ausgebaut wird, entsteht ein Elektron, das über den Stromableiter und die angeschlossene Last zur positiven Elektrode fließt und sich dort wieder mit einem Lithium-Ion im Kristallgitter verbindet. Der Ladevorgang passiert umgekehrt. Die

Aufgabe des Separators ist es, einen Kurzschluss zwischen positiver und negativer Elektrode zu verhindern, aber gleichzeitig den Ionentransport nicht zu sehr zu behindern.
Für die Aktivmassen gibt es mehrere mögliche Materialien – mit teilweise sehr unterschiedlichen Eigenschaften. Meist ist ein Kompromiss zwischen Energiedichte, Lebensdauer und Sicherheit zu finden. Durch geschickte Mischungskombinationen können die Eigenschaften in die eine oder andere Richtung optimiert werden. Beim Aktivmaterial der positiven Elektrode gibt es die größte Auswahl: Es werden vor allem Lithium-Cobaltoxid, Lithium-Nickeloxid, Lithium-Mangan-Spinell und Lithium-Aluminiumoxid bzw. Mischungen aus diesen vier Materialien verwendet. Besonders häufig verwendet wird zurzeit die Mischung aus jeweils einem Drittel Lithium-Cobaltoxid, Lithium-Nickeloxid und Lithium-Mangan-Spinell, auch NMC111 genannt. Sie hat eine sehr gute Energiedichte, gute Lebensdauer und moderates Sicherheitsrisiko. Auch eine Mischung aus Lithium-Nickeloxid, Lithium-Cobaltoxid und Lithium-Aluminiumoxid, abgekürzt NCA, wird gerne verwendet, da sie eine hohe Energiedichte hat, leider aber auch ein höheres Sicherheitsrisiko. Daneben gibt es noch Lithium-Metallphosphate wie Lithium-Eisenphosphat (LFP). LFP-Batterien werden als Fahrzeugbatterie normalerweise aufgrund ihrer geringen Energiedichte nicht eingesetzt, haben aber ansonsten gute Eigenschaften wie hohe Sicherheit und vergleichsweise geringe Kosten.
An der negativen Elektrode können neben Graphit auch andere Materialien verwendet werden; kommerziell verwendet wird aktuell nur Lithiumtitanat, was aber für Fahrzeugbatterien aufgrund der geringen Energiedichte nicht in Frage kommt.

Heutige Batteriesysteme

Batteriesysteme in elektrischen Fahrzeugen bestehen aus mehreren Komponenten, die die verschiedensten Aufgaben übernehmen. Die kleinste Einheit bildet die einzelne Batteriezelle, welche, um die Anforderungen zu erfüllen, zu Modulen verschaltet wird. Diese Module werden wiederum in Reihe verbunden, um ein Batteriepack zu bilden. Um ein aktuelles Batteriesystem eines Elektrofahrzeuges zu vervollständigen, benötigt es ein Batteriemanagementsystem, ein thermisches Management, ein mechanisch stabiles Gehäuse und einen Sicherungskasten.
Bei den verwendeten Zellen handelt es sich heute vor allem um Lithium-Ionen-Zellen, die in verschiedenen Bauformen verwendet werden. Die Grundlage bildet ein Zellwickel oder eine gestapelte Zelle aus positiver und negativer Elektrode, getrennt durch einen Separator. Diese Zellen werden durch verschiedene Gehäuse geschützt: Unterschieden werden zylindrische und prismatische Zellen mit festem Gehäuse und sogenannte Pouch-Bags mit flexibler Verbundfolie (Abbildung 3) [19]. Die Zellen werden in Modulen zusammengefasst; diese bestehen aus entsprechend den Energie- und Leistungsanforderungen in Reihe und parallel geschalteten Zel-

len. Dabei werden parallel geschaltete serielle Stränge und in Reihe geschaltete parallele Stränge unterschieden, auch Mischformen sind möglich. Die am häufigsten anzutreffende Form ist die Verschaltung der Zellen erst parallel und dann in Reihe, dadurch kann der Messaufwand reduziert werden, da nur der Gesamtstrom und die Spannungen der Parallelschaltungen gemessen werden. Somit bestehen die Module in den meisten Fällen aus 10 bis 16 Zellen bzw. Parallelsträngen, die in Reihe geschaltet werden. In den meisten Fällen wird darauf geachtet, die Schutzkleinspannung von 60 V für Installationen in Feuchträumen nicht zu überschreiten [19–21].

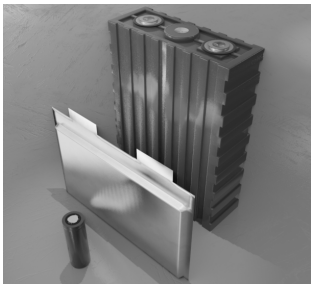


Abbildung 3: Verschiedene Zellbauformen (li. n. re.: zylindrische Zelle, Pouch-Bag-Zelle, prismatische Zelle)

Direkt an den Zellen befindet sich die Cell Monitoring Unit (CMU), darüber liegend befindet sich die Module Management Unit (MMU) und diese kommuniziert mit der Pack Management Unit (PMU). Die Einheiten bilden zusammen das Batteriemanagementsystem (BMS). Je nach Topologie oder Anwendung können die Einheiten zusammengefasst werden. Die in den meisten Anwendungen verwendete Topologie ist ein Master/Slave-BMS mit in der MMU integrierten CMUs (siehe Abbildung 4) [22–24].
Auf den verschiedenen Ebenen werden unterschiedliche Funktionalitäten übernommen. So übernehmen die CMUs die Messung der Zellspannungen, der Temperaturen und anderen Parameter und stellen ein Balancing auf Zellebene bereit. Die MMUs kontrollieren die CMUs und könnten zusätzliche Funktionen ausführen, jedoch ist es in den meisten Fällen so, dass die MMUs die Daten in entsprechende Datenpakete packen und diese an die PMU weiterschicken. Auch startet die MMU die Messungen der CMUs, wenn eine Anforderung vom PMU kam. Also reagiert die MMU auf die Befehle aus der darüber liegenden Ebene. Die meisten Funktionalitäten werden von der PMU ausgeführt. Zu den Funktionen eines BMS gehören die Datenerfassung, Datenspeicherung und -verarbeitung, elektrisches, thermisches und Sicherheitsmanagement sowie die Kommunikation mit anderen Steuergeräten in einem Fahrzeug [22–24].

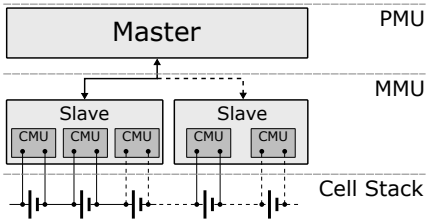


Abbildung 4: Ansicht eines BMS mit in der MMU integrierten CMUs, eigene Darstellung nach [23]

Zur Datenerfassung in einem BMS zählen die Messung der Zellspannung, der Packspannung, des Packstromes und verschiedener Temperaturen an verschiedenen Stellen des Packs. Des Weiteren werden Daten aus zusätzlicher Sensorik erfasst, wie die Feuchtigkeit im Pack. Insbesondere die Datenerfassung muss gegen starke elektromagnetische Interferenzen geschützt werden, um genaue Messungen sicherzustellen [22; 24].
Zur Verarbeitung der gemessenen Daten zählt zum Großteil die Bestimmung des Zustandes des Systems. Zu den Zuständen zählt der Ladezustand (State of Charge, SOC), der Alterungszustand (State of Health, SOH), die verfügbare Leistung (State of Available Power, SOAP) und die verbleibende Lebensdauer (Remaining Useful Life, RUL). Mittels verschiedener mehr oder weniger komplexer Algorithmen und eventueller Vorbearbeitung wie der Filterung der Messdaten, werden die genannten Zustände bestimmt – sowohl für Kurzzeit- als auch für Langzeitvoraussagen. Für Langzeitvoraussagen benötigt es neben der Bestimmung der Zustände die Speicherung einer Historie der Daten, um sie für Prädiktionen zu verwenden [23; 24].
Zur Steigerung der Batterielebensdauer und des Wirkungsgrads werden vom elektrischen Management des BMS die Lade- und Entladeprozesse kontrolliert. Die Lade- und Entladeströme werden so begrenzt, dass die Zellen auf Basis der vorhandenen Daten und Zustände nicht überlastet werden. Des Weiteren kann es zu Ungleichheiten im Ladezustand in seriell verschalteten Zellen kommen, welche durch den Balancingschaltkreis gesteuert und durch das elektrische Management minimiert werden sollen [22–24].
Damit die Zellen immer in einem sicheren Betriebsbereich gehalten werden können, wird in den meisten Anwendungen ein thermisches Management benötigt. Dieses gleicht thermische Gradienten im System aus, kühlt die Zellen und kann meistens auch heizen. Ein thermisches Management kann sowohl ein luftbasiertes als auch ein flüssigkeitsbasiertes System sein. Systeme mit Kühlflüssigkeit bieten häufig größere Kühlkapazitäten und können so mehr Wärme aus dem System abführen, um so zum Beispiel hohe Ladeströme zuzulassen [23; 25].

Lithium-Ionen-Batterien haben einen sehr strikt begrenzten Betriebsbereich in Bezug auf Spannung, Strom und Temperatur. Die zentrale Aufgabe des Sicherheitsmanagements ist die Überwachung dieser Variablen und der Schutz der Zellen vor gefährlichen Zuständen. Um das zu gewährleisten, steuert und kontrolliert das Sicherheitsmanagement zusätzlich die verschiedenen Sicherheitsvorrichtungen wie das Hauptrelais zur Freischaltung des Systems oder die Überwachungseinrichtung der Isolation zum Rest des Fahrzeuges. Im Falle eines kritischen Zustandes der Parameter muss das Sicherheitsmanagement eine Notfallabschaltung durchführen [20; 23].
Neben den Sicherheitsaspekten, der Zustandsbestimmung und den anderen Funktionalitäten müssen die Daten an andere Systeme der Anwendung übertragen werden, damit diese auf die Anforderung des BMS wiederum eingehen können. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn die Ladeleistung begrenzt werden soll, dann muss diese Nachricht an das Lademanagement weitergegeben werden. Aber auch andere Systeme schicken zusätzliche Daten zum BMS, wie Umgebungsbedingungen, Standortdaten oder dergleichen. Die Kommunikation kann mit verschiedenen Bussystemen umgesetzt werden [23].
Aktuelle Elektrofahrzeuge auf dem Markt sind zu einem großen Anteil nicht als reine Elektrofahrzeuge konzeptioniert und haben häufig dadurch begrenzte Räume, um das Batteriesystem und die zusätzliche Elektronik unterzubringen. Als reine Serienelektrofahrzeuge entwickelt wurden zum Beispiel die neuen Volkswagen ID-Modelle, die Modelle von Tesla und der BMW i3. In den meisten Fällen wird eine Lithium-Ionen-Zelle mit Mischoxidkathode aus Nickel, Mangan und Kobalt in der prismatischen Bauform verwendet. Prismatische Zellen hatten bis dato besonders bei europäischen Herstellern Anklang gefunden. Inzwischen scheinen jedoch die meisten neuen Entwicklungen in Richtung von Pouch-Bag-Zellen zu gehen, da mit dieser Bauform die Energiedichte und die Kühlmöglichkeiten verbessert werden. Zum Beispiel war der bisherige VW E-Golf mit prismatischen Zellen bestückt und bei den neuen ID-Modellen können sowohl Pouch-Bag- als auch prismatische Zellen verbaut werden. Tesla als ein reiner Elektrofahrzeughersteller setzt hingegen auf zylindrische Zellen im Format von 21700 (Durchmesser von 21 mm und einer Höhe von 70 mm) und eine Technologie mit erhöhtem Nickelanteil ($LiNiCoAlO_2$, NCA) und einem relativ geringen Kobaltanteil. Zylindrische Zellen verfügen über gute Sicherheit und eine hohe Energiedichte und sind bereits in der Massenfertigung. In allen auf dem Markt erhältlichen Systemen werden die Zellen zunächst parallel und dann in Reihe geschaltet, häufig bis zu 12 Zellen in Reihe. Die Module im neuen Tesla Model 3 dagegen bestehen aus 23 oder 25 Reihenschaltungen aus den Parallelschaltungen. Abgesehen von den verschiedenen Reihenschaltungen werden grundsätzlich gleiche Topologien verwendet, da in den meisten Fahrzeugen ein nichtverteiltes Master/Slave-BMS mit in der MMU integrierten CMUs verwendet wird. Tabelle 1 zeigt einen Vergleich verschiedener Fahrzeuge anhand ihrer Eck-

daten. Die meisten Systeme erreichen 130 $^{\mathrm{Wh}}/_{\mathrm{kg}}$, wobei einige wenige auch höhere Energiedichten erreichen. Die Daten können jedoch variieren, da nicht bekannt ist, worauf sich das Gewicht bezieht, z. B. auf das komplette System oder nur die Zellen mit den Verbindern.

Tabelle 1: Vergleich verschiedener Elektrofahrzeuge; pris. = prismatisches Zellformat, zyl. = zylindrisches Zellformat, PB = Pouch-Bag-Zellformat; „;“ steht für oder, da teilweise mehrere Varianten zur Verfügung stehen.

		Tesla Model 3	Nissan Leaf e+	Renault Zoe	BMW i3	Opel Ampera-e	Audi e-tron	VW MEB ID 3
Nennspannung	V	360	345	360	352	350	396	300–400
Energieinhalt	kWh	50;62;75	62	41	37,9	60	95	45;58;77
Batteriemasse	kg	ca. 364	ca. 400	300	230	430	700	500
Energiedichte	Wh/kg	137,36	155	136,6	164,78	139,53	135,7	90;116;154
Zellbauform	-	zyl.	PB	PB	pris.	pris.	PB	PB; pris.
Kapazität pro Zelle	Ah	3,27	64	64	94	ca. 60	60	-
Zellchemie	-	NCA	NMC	NMC	NMC	NMC	NMC	NMC
Zellanzahl	-	2976; ;4416	288	??	96	288	432	-

Neue Technologien

Wie bei den Anforderungen beschrieben sind mit Lithium-Ionen-Batterien in der Regel nur geringere Reichweiten als mit Verbrennern erreichbar. Ein Ziel der Forschung ist daher, Batterien mit höherer Energiedichte und damit größerer Reichweite bei gleichem Gewicht zu finden. Dies kann einerseits durch Veränderung der Materialien von Lithium-Ionen-Zellen (Kathode, Anode, Elektrolyt) oder durch neue Batterietechnologien wie beispielsweise Lithium-Schwefel- oder Metall-Luft-Batterien erreicht werden. Im Folgenden werden die wichtigsten Weiterentwicklungen beschrieben.

Forschung an Kathodenmaterialien

Der Trend für zukünftige Kathodenmaterialien einer Lithium-Ionen-Batterie führt zur nickelreichen Kathode. Sie versprechen eine höhere reversible Kapazität, größere Stromraten und geringe Kosten, da Nickel in Lithium-Ionen-Batterien Kobalt ersetzt, welches im Gegensatz zu Nickel relativ teuer ist. Bereits heute sind Kathoden mit leicht erhöhtem Nickelanteil (bisher max. 60 %) kommerziell erhältlich. Angestrebt werden Nickelanteile von mehr als 80 %. Mit erhöhtem Nickelanteil kommt es zu verschiedenen Problemen, z. B. erhöhter Gasung, Gelierung der Sus-

pension, thermischer Instabilität, erhöhter Kapazitätsverlust oder auch Änderung der Mikrostruktur [26–28].
Um nickelreiche Kathoden zur Kommerzialisierung zu bringen werden verschiedene Strategien verfolgt. Eine der Strategien ist die Dotierung der Kathode mit Materialien wie Al, Mg, Ti, Mo, Nb oder Na. Das Ziel der Dotierung ist die Struktur durch elektrochemische inaktive Elemente zu stabilisieren, den Phasenübergang weg von der Schichtstruktur zu unterdrücken und den Lithium-Ionen-Transport zu verbessern. Insbesondere Aluminium und Magnesium werden bevorzugt, da diese relativ günstig sind [26–28].
Die genannten Fortschritte und Verbesserungen wurden zum größten Teil noch nicht in die Praxis übertragen, da in den Laboren teilweise mit sehr geringen Elektroden- und Stromdichten gearbeitet wird und die Skalierung noch separat vorgenommen werden muss.

Forschung an Anodenmaterialien

Bei den Materialien der negativen Elektrode wird vor allem Silizium erforscht. Silizium ist nicht nur eins der am häufigsten vorkommenden Elemente auf der Erde, sondern ist auch chemisch äußerst beständig und nicht toxisch. Es zeichnet sich als potenzielles Anodenmaterial vor allem durch eine sehr hohe theoretische Kapazität von 4200 $^{\mathrm{mAh}}/_{\mathrm{g}}$ aus [29]. Im Vergleich dazu haben die aktuell am häufigsten verwendeten Graphit-Anoden nur eine theoretische Kapazität von 370 $^{\mathrm{mAh}}/_{\mathrm{g}}$ [30]. Vorteilhaft ist auch eine große Sicherheit des Materials und eine mit Graphitanoden vergleichbare Ladespannung. Allerdings weist Silizium auch gravierende Probleme auf. Die größte Hürde ist hierbei die Volumenexpansion beim Laden. Hierbei vergrößert sich das Volumen der Siliziumpartikel um den Faktor vier, was unweigerlich zu großem mechanischem Stress an der Anode und einer stark begrenzten Zyklenfestigkeit führt. Durch die starke Belastung kann es beim Zyklisieren zur Pulverisierung der Partikel und zu Kontaktverlust kommen. Außerdem muss in jedem Zyklus die SEI-Schicht neu gebildet werden, was zu starkem Verlust von Elektrolyt und freien Lithium-Ionen und damit unweigerlich zu Kapazitätsverlust führt.
Gegen Ende der 2000er Jahre wurden die ersten Schritte von 0D-Partikeln zu komplexeren Nanomaterialien wie 1D-Nanowires und porösen 3D-Strukturen durchgeführt (Abbildung 5). Diese Strukturen führten zu deutlich besseren Zyklenfestigkeiten, sind aber häufig nur unter Laborbedingungen und kostenintensiv herzustellen [31]. Erst in den letzten 10 Jahren wurde vermehrt nach Möglichkeiten gesucht, die Herstellungskosten von Siliziumanoden zu verringern.

Silizium/Graphit-Gemische mit Energiedichten von bis zu 3100 $^{mAh}/_{g}$ Anodenkapazität mit mehr als 80 % Kapazitätserhalt nach 500 Zyklen sind bereits erstellt worden. Dabei konnten die Volumenänderungen auf 10 % verringert werden.
Perspektivisch könnten eine Verringerung der Kosten von Nanomaterialen, neue Durchbrüche wie selbstheilende Polymere oder bessere Nano-Hohlstrukturen Silizium in der nahen Zukunft zu einem brauchbaren Anodenmaterial für Lithium-Ionen-Batterien machen [30].

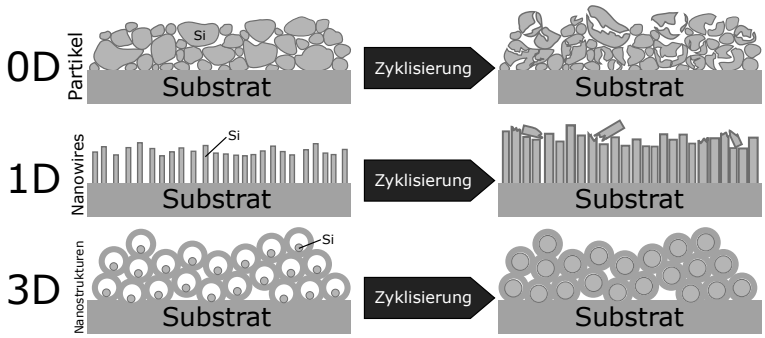


Abbildung 5: Verschiedene Ansätze zur Strukturierung von Silizium

Forschung an Elektrolytmaterialien

Die Suche eines geeigneten Elektrolyten für Lithium-Ion Batterien stellt durch die Reaktionsfreudigkeit von Lithium eine Herausforderung dar. Reaktionen der Lithium-Ionen mit Wasser verhindern die Verwendung eines wässrigen Elektrolyten, womit organische Elektrolyte damit die nächste logische Wahl sind. Durch das Spannungsfenster der Lithium-Ionen-Batterie wurde bisher kein Elektrolyt gefunden, der im oberen und unteren Betriebsbereich der Spannung stabil ist. Bei kommerziellen Zellen verwendete EC/DC- und EC/DMC-Elektrolyte zersetzen sich vor der Ladeschlussspannung handelsüblicher NMC-Lithium-Ionen-Batterien und bilden dabei die SEI-Schicht auf der Anodenoberfläche. Dieser Zersetzungsprozess ist einer der Hauptalterungsmechanismen von Lithium-Ionen-Batterien. Ein weiteres Problem bei organischen Lösungsmitteln als Elektrolyt ist die Entflammbarkeit.
Eine Lösung für die Probleme flüssiger Elektrolyte stellt die Verwendung von Feststoffelektrolyten dar. Sie haben nicht nur eine inhärent höhere Sicherheit, sondern ermöglichen auch die Verwendung von Materialien mit höheren Spannungsdifferenzen (5 V-Materialien) oder metallischem Lithiums, was einen deutlichen Sprung in der Energiedichte von Lithium-Batterien bedeutet. Das größte Problem bei Lithium-Metall-Anoden ist die unkontrollierte, dendritische Anlagerung. Feststoffelektrolyte können die Form der Anlagerung besser kontrollieren als Flüssigelek-

trolyte [32]. Der Separator kann ebenfalls eingespart werden, da die Feststoffelektrolyte diese Funktion übernehmen [33]. Weitere Vorteile von Feststoffelektrolyten sind ein größerer Temperaturbereich für den Zellbetrieb und kein Auslaufen von Zellen. Für die nächsten Entwicklungsstufen werden eine höhere Sicherheit, höhere Lebensdauer und eine höhere Energiedichte im Vergleich zu Flüssigelektrolytzellen erwartet [34].

Lithium-Schwefel-Batterien

Lithium-Schwefel-Batterien (LiS) versprechen zu vergleichsweise geringen Kosten eine hohe theoretische Energiedichte von 2500 $^{Wh}/_{kg}$ bzw. 2800 $^{Wh}/_{l}$. Dadurch würden sie sich gut für den Einsatz in Elektrofahrzeugen eignen, jedoch ist die Technologie noch einige Schritte von der Kommerzialisierung entfernt [35; 36].
Sie bestehen aus einer negativen Elektrode aus Lithiummetall und einer positiven Elektrode aus Schwefel (S_8) mit einem flüssigen Elektrolyten für die Ionenleitung. Während des Entladevorgangs der LiS bilden sich in mehreren Stufen lösliche Sulfide und Li_2S (das Endprodukt) setzt sich an der Kohlenstoffstruktur der positiven Schwefelelektrode ab. Die meisten Zwischenstufen sind im Elektrolyten löslich und können als Sulfat-Shuttle zur negativen Elektrode diffundieren und zur Selbstentladung führen. Die verschiedenen Stufen führen zu verschiedenen Spannungsebenen, siehe Abbildung 6 [35; 36].

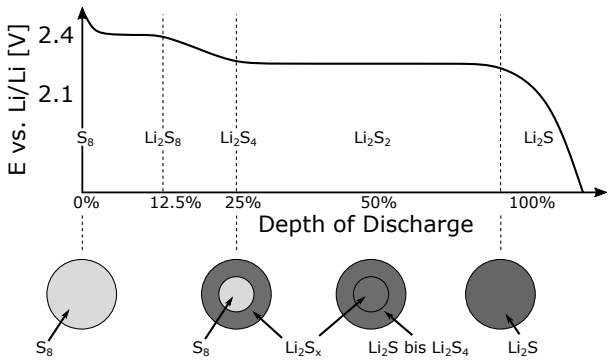


Abbildung 6: Spannungsstufen während der Entladung einer LiS Zelle, eigene Darstellung nach [36]

Beim Laden entsteht nicht wieder reiner Schwefel, sondern Polysulfat-Anionen S_x^{2-}, welche durch den Elektrolyten diffundieren und so ebenfalls zur Selbstentladung beitragen können.

Aufgrund dessen, dass Schwefel ein Isolator ist, bedarf es einer elektrisch leitenden Grundstruktur, die häufig aus Kohlenstoffpulvern oder Nanomaterialien hergestellt wird. Die Sulfide Li_2S_2 und Li_2S sind im Elektrolyten nicht löslich und bilden eine Passivierungsschicht auf der Lithium-Elektrode, wenn sie dorthin diffundieren. Aus diesem Grund muss in der Praxis die Entladetiefe begrenzt werden [35; 36].

Metall-Luft-Batterien

Metall-Luft-Batterien, wie z. B. Lithium-Luft oder Zink-Luft, nutzen den Sauerstoff aus der Umgebungsluft als Reaktionspartner, was das Gewicht der Batterie im geladenen Zustand absenkt und höhere Energiedichten verspricht [37].
Da die Reaktionsmechanismen der einzelnen Metall-Luft-Technologien noch nicht komplett verstanden sind oder irreversible Prozesse beinhalten und somit die Konzeptionierung einer wiederaufladbaren Variante erschweren, wird alternativ eine mechanisch aufladbare Metall-Luft-Konstruktion diskutiert, in der das verbrauchte Aktivmaterial durch mechanisches Austauschen ersetzt wird [38].
Lithium-Luft-Batterien gelten als vielversprechendste Variante der Metall-Luft-Technologie, da sie neben ihrer hohen Energiedichte günstig und umweltfreundlich hergestellt werden. Lithium-Luft-Batterien weisen die höchste theoretische Energiedichte mit etwa 13 000 $^{Wh}/_{kg}$ auf, was ungefähr der von fossilen Brennstoffen gleichkommt [39], und übertreffen damit alle anderen wiederaufladbaren Batterien [40]. Allerdings sind praktische Energiedichten sehr weit davon entfernt. Lithium-Luft-Batterien weisen nach wie vor einige Schwächen auf: Instabile Batterieelektrolyte, die sich nach einigen Batteriezyklen zersetzen, das Zusetzen der Poren in der Kathode mit Reaktionsprodukten (pore clogging), was den Innenwiderstand der Batteriezellen drastisch erhöht [41; 42], und das Ausbilden einer inaktiven Passivierungsschicht begleitet von Dendritenwachstum, also die Abscheidung metallischen Lithiums auf der Metallanode während des Ladevorgangs, sind einige Probleme, mit der diese Technologie zu kämpfen hat [43; 44]. Momentan finden zu allen Komponenten Forschungen statt, sodass davon auszugehen ist, dass es noch einige Jahre dauern wird, bis ein kommerzielles Produkt verfügbar sein wird [45].
Zink-Luft-Batterien haben eine theoretische spezifische Energiedichte von etwa 1350 $^{Wh}/_{kg}$ [46]. Als zuverlässige, stabile und preisgünstige Primärbatterien kommen sie schon lange in Hörgeräten aufgrund ihres fast konstanten Entladeverlaufes zum Einsatz. Um die Zelle wieder aufzuladen, muss die Batteriereaktion umgekehrt werden, was noch zu Problemen führt. Unkontrollierte Zinksedimentation, anodische Dendritenbildung, unvollständige und ungleichmäßige Zinkauflösung verbunden mit geringer Löslichkeit im Elektrolyten, größeres Lade- als Entladeüberpotential und unausgereifte Katalysatorforschung um den Sauerstoff aus den Entla-

deprodukten wieder freizusetzen [47] – auch hier wird noch viel Forschung nötig sein, um eine wirkliche Alternative zu Lithium-Ionen-Batterien zu schaffen.

Schlussfolgerung und Fazit

Batterien sind eine zentrale Komponente der Verkehrswende, allerdings stellt der Einsatz in Elektrofahrzeugen auch hohe Anforderungen an sie, vor allem bezüglich Gewicht, Ladegeschwindigkeit, Lebensdauer, Sicherheit und Kosten. Aktuell werden fast ausnahmslos Lithium-Ionen-Batterien dafür eingesetzt. Ihre Eigenschaften werden durch immer weitergehende Forschung laufend verbessert, es wird aber auch an neuen Technologien wie Lithium-Schwefel- oder Metall-Luft-Batterien gearbeitet. Diese versprechen vor allem mehr Energie pro Gewicht, haben allerdings im Moment noch einige Probleme vor allem hinsichtlich der Lebensdauer. Daher werden in den nächsten Jahren wohl eher verbesserte Lithium-Ionen-Batterien zum Einsatz kommen. Lithium-Ionen-Batterien haben auch bereits eine sehr gute Energiedichte (Energie pro Gewicht) und aktuelle Zellen erreichen sehr gute Lebensdauerwerte. Es gibt verschiedene Bauformen und Materialkombinationen, die unterschiedliche Eigenschaften haben. Um Lithium-Ionen-Batterien sicher betreiben zu können, sind einige zusätzliche Komponenten zur Überwachung und Temperierung notwendig. Das Batteriemanagementsystem steuert diese Komponenten und berechnet auch Zustandsinformationen über die Batterie, wie den Ladezustand und den Alterungszustand.

Literatur

[1] Henning, H.-M.; Palzer, A.: „A comprehensive model for the German electricity and heat sector in a future energy system with a dominant contribution from renewable energy technologies – Part I: Methodology". In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (Feb. 2014), S. 1003–1018. ISSN: 1364-0321. DOI: 10.1016/j.rser.2013.09.012.

[2] Chakraborty, S.; Vu, H.-N.; Hasan, M. M.; Tran, D.-D.; Baghdadi, M. E.; Hegazy, O.: „DC-DC Converter Topologies for Electric Vehicles, Plug-in Hybrid Electric Vehicles and Fast Charging Stations: State of the Art and Future Trends". In: *Energies* 12.8 (Apr. 2019), S. 1569. DOI: 10.3390/en12081569.

[3] Miao, Y.; Hynan, P.; Jouanne, A. von; Yokochi, A.: „Current Li-Ion Battery Technologies in Electric Vehicles and Opportunities for Advancements". In: *Energies* 12.6 (März 2019), S. 1074. DOI: 10.3390/en12061074.

[4] Baumann, U.: *So weit reicht eine Tankfüllung.* URL: https://www.auto-motor-und-sport.de/reise/tops-flops-bei-der-reichweite-so-weit-reicht-eine-tankfuellung/ (besucht am 09. 10. 2019).

[5] Team, U.: *Die 12 Elektroautos mit der größten Reichweite 2019.* URL: https://utopia.de/ratgeber/elektroautos-groesste-reichweite-top-modelle/ (besucht am 09. 10. 2019).

[6] KBA: *Erneut mehr Gesamtkilometer bei geringerer Jahresfahrleistung je Fahrzeug.* URL: https://www.kba.de/DE/Statistik/Kraftverkehr/VerkehrKilometer/verkehr_in_kilometern_uebersicht.html (besucht am 10. 10. 2019).

[7] newmotion: *Wie viele Kilometer mit einem EV gefahren werden können.* URL: https://newmotion.com/de_DE/wie-viele-kilometer-mit-einem-ev-gefahren-werden-koennen (besucht am 10. 10. 2019).

[8] Bento, A. M.; Roth, K. D.; Zuo, Y.: „Vehicle Lifetime Trends and Scrappage Behavior in the U.S. Used Car Market“. In: *SSRN Electronic Journal* (2013). doi: 10.2139/ssrn.2262593.

[9] Andwari, A. M.; Pesiridis, A.; Rajoo, S.; Martinez-Botas, R.; Esfahanian, V.: „A review of Battery Electric Vehicle technology and readiness levels“. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 78 (Okt. 2017), S. 414–430. doi: 10.1016/j.rser.2017.03.138.

[10] Jaguemont, J.; Boulon, L.; Dubé, Y.: „A comprehensive review of lithium-ion batteries used in hybrid and electric vehicles at cold temperatures“. In: *Applied Energy* 164 (Feb. 2016), S. 99–114. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.11.034.

[11] Tomaszewska, A.; Chu, Z.; Feng, X.; O'Kane, S.; Liu, X.; Chen, J.; Ji, C.; Endler, E.; Li, R.; Liu, L.; Li, Y.; Zheng, S.; Vetterlein, S.; Gao, M.; Du, J.; Parkes, M.; Ouyang, M.; Marinescu, M.; Offer, G.; Wu, B.: „Lithium-ion battery fast charging: A review“. In: *eTransportation* 1 (Aug. 2019), S. 100011. doi: 10.1016/j.etran.2019.100011.

[12] Nguyen, N.: *Electric Vehicles Safety Global Technical Regulation*. 60th GRSP, 2016. url: https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2016/wp29grsp/GRSP-60-20e.pdf.

[13] Meintz, A.; Zhang, J.; Vijayagopal, R.; Kreutzer, C.; Ahmed, S.; Bloom, I.; Burnham, A.; Carlson, R. B.; Dias, F.; Dufek, E. J.; Francfort, J.; Hardy, K.; Jansen, A. N.; Keyser, M.; Markel, A.; Michelbacher, C.; Mohanpurkar, M.; Pesaran, A.; Scoffield, D.; Shirk, M.; Stephens, T.; Tanim, T.: „Enabling fast charging – Vehicle considerations“. In: *Journal of Power Sources* 367 (Nov. 2017), S. 216–227. doi: 10.1016/j.jpowsour.2017.07.093.

[14] Burnham, A.; Dufek, E. J.; Stephens, T.; Francfort, J.; Michelbacher, C.; Carlson, R. B.; Zhang, J.; Vijayagopal, R.; Dias, F.; Mohanpurkar, M.; Scoffield, D.; Hardy, K.; Shirk, M.; Hovsapian, R.; Ahmed, S.; Bloom, I.; Jansen, A. N.; Keyser, M.; Kreuzer, C.; Markel, A.; Meintz, A.; Pesaran, A.; Tanim, T. R.: „Enabling fast charging – Infrastructure and economic considerations“. In: *Journal of Power Sources* 367 (Nov. 2017), S. 237–249. doi: 10.1016/j.jpowsour.2017.06.079.

[15] Ahmed, S.; Bloom, I.; Jansen, A. N.; Tanim, T.; Dufek, E. J.; Pesaran, A.; Burnham, A.; Carlson, R. B.; Dias, F.; Hardy, K.; Keyser, M.; Kreuzer, C.; Markel, A.; Meintz, A.; Michelbacher, C.; Mohanpurkar, M.; Nelson, P. A.; Robertson, D. C.; Scoffield, D.; Shirk, M.; Stephens, T.; Vijayagopal, R.; Zhang, J.: „Enabling fast charging – A battery technology gap assessment“. In: *Journal of Power Sources* 367 (Nov. 2017), S. 250–262. doi: 10.1016/j.jpowsour.2017.06.055.

[16] Zeng, X.; Li, M.; El-Hady, D. A.; Alshitari, W.; Al-Bogami, A. S.; Lu, J.; Amine, K.: „Commercialization of Lithium Battery Technologies for Electric Vehicles“. In: *Advanced Energy Materials* 9.27 (Juni 2019), S. 1900161. doi: 10.1002/aenm.201900161.

[17] Kreusch, M.; Ponte, M.; Ponte, H.; Kaminari, N.; Marino, C.; Mymrin, V.: „Technological improvements in automotive battery recycling“. In: *Resources, Conservation and Recycling* 52.2 (Dez. 2007), S. 368–380. doi: 10.1016/j.resconrec.2007.05.004.

[18] Huang, B.; Pan, Z.; Su, X.; An, L.: „Recycling of lithium-ion batteries: Recent advances and perspectives“. In: *Journal of Power Sources* 399.2 (Sep. 2018), S. 274–286. doi: 10.1016/j.jpowsour.2018.07.116.

[19] Perner, A.; Vetter, J.: „Lithium-ion batteries for hybrid electric vehicles and battery electric vehicles“. In: *Advances in Battery Technologies for Electric Vehicles*. Elsevier, 2015, S. 173–190. doi: 10.1016/B978-1-78242-377-5.00008-X.

[20] Lelie, M.; Braun, T.; Knips, M.; Nordmann, H.; Ringbeck, F.; Zappen, H.; Sauer, D.: „Battery Management System Hardware Concepts: An Overview“. In: *Applied Sciences* 8.4 (März 2018), S. 534. doi: 10.3390/app8040534.

[21] Linse, C.; Kuhn, R.: „Design of high-voltage battery packs for electric vehicles“. In: (2015), S. 245–263. doi: 10.1016/B978-1-78242-377-5.00010-8.

[22] Brandl, M.; Gall, H.; Wenger, M.; Lorentz, V.; Giegerich, M.; Baronti, F.; Fantechi, G.; Fanucci, L.; Roncella, R.; Saletti, R.; Saponara, S.; Thaler, A.; Cifrain, M.; Prochazka, W.: „Batteries and battery management systems for electric vehicles“. In: *2012 Design, Automation & Test in Europe Conference & Exhibition (DATE)*. IEEE, März 2012. doi: 10.1109/date.2012.6176637.

[23] Hauser, A.; Kuhn, R.: „High-voltage battery management systems (BMS) for electric vehicles“. In: *Advances in Battery Technologies for Electric Vehicles*. Elsevier, 2015, S. 265–282. doi: 10.1016/B978-1-78242-377-5.00011-X.

[24] Vezzini, A.: „Lithium-Ion Battery Management“. In: (2014), S. 345–360. doi: 10.1016/B978-0-444-59513-3.00015-7.

[25] Kirchev, A.: „Battery Management and Battery Diagnostics“. In: *Electrochemical Energy Storage for Renewable Sources and Grid Balancing*. Elsevier, 2015, S. 411–435. doi: 10.1016/B978-0-444-62616-5.00020-6.

[26] Kim, J.; Lee, H.; Cha, H.; Yoon, M.; Park, M.; Cho, J.: „Prospect and Reality of Ni-Rich Cathode for Commercialization“. In: *Advanced Energy Materials* 8.6 (Nov. 2017), S. 1702028. doi: 10.1002/aenm.201702028.

[27] Manthiram, A.; Song, B.; Li, W.: „A perspective on nickel-rich layered oxide cathodes for lithium-ion batteries“. In: *Energy Storage Materials* 6 (Jan. 2017), S. 125–139. doi: 10.1016/j.ensm.2016.10.007.

[28] Myung, S.-T.; Maglia, F.; Park, K.-J.; Yoon, C. S.; Lamp, P.; Kim, S.-J.; Sun, Y.-K.: „Nickel-Rich Layered Cathode Materials for Automotive Lithium-Ion Batteries: Achievements and Perspectives“. In: *ACS Energy Letters* 2.1 (Dez. 2016), S. 196–223. doi: 10.1021/acsenergylett.6b00594.

[29] Feng, K.; Li, M.; Liu, W.; Kashkooli, A. G.; Xiao, X.; Cai, M.; Chen, Z.: „Silicon-Based Anodes for Lithium-Ion Batteries: From Fundamentals to Practical Applications“. In: *Small* 14.8 (Jan. 2018), S. 1702737. doi: 10.1002/smll.201702737.

[30] Lu, J.; Chen, Z.; Pan, F.; Cui, Y.; Amine, K.: „High-Performance Anode Materials for Rechargeable Lithium-Ion Batteries“. In: *Electrochemical Energy Reviews* 1.1 (März 2018), S. 35–53. doi: 10.1007/s41918-018-0001-4.

[31] Zuo, X.; Zhu, J.; Müller-Buschbaum, P.; Cheng, Y.-J.: „Silicon based lithium-ion battery anodes: A chronicle perspective review“. In: *Nano Energy* 31 (Jan. 2017), S. 113–143. doi: 10.1016/j.nanoen.2016.11.013.

[32] Janek, J.; Zeier, W. G.: „A solid future for battery development“. In: *Nature Energy* 1.9 (Sep. 2016). doi: 10.1038/nenergy.2016.141.

[33] Forsyth, M.; Porcarelli, L.; Wang, X.; Goujon, N.; Mecerreyes, D.: „Innovative Electrolytes Based on Ionic Liquids and Polymers for Next-Generation Solid-State Batteries“. In: *Accounts of Chemical Research* 52.3 (Feb. 2019), S. 686–694. doi: 10.1021/acs.accounts.8b00566.

[34] Riphaus, N.; Stiaszny, B.; Beyer, H.; Indris, S.; Gasteiger, H. A.; Sedlmaier, S. J.: „Understanding Chemical Stability Issues between Different Solid Electrolytes in All-Solid-State Batteries“. In: *Journal of The Electrochemical Society* 166.6 (2019), A975–A983. doi: 10.1149/2.0351906jes.

[35] Cheon, S.-E.; Ko, K.-S.; Cho, J.-H.; Kim, S.-W.; Chin, E.-Y.; Kim, H.-T.: „Rechargeable Lithium Sulfur Battery“. In: *Journal of The Electrochemical Society* 150.6 (2003), A796. doi: 10.1149/1.1571532.

[36] Kurzweil, P.; Garche, J.: „Overview of batteries for future automobiles“. In: *Lead-Acid Batteries for Future Automobiles*. Elsevier, 2017, S. 27–96. doi: 10.1016/B978-0-444-63700-0.00002-7.

[37] Armand, M.; Tarascon, J.-M.: „Building better batteries“. In: *Nature* 451.7179 (Feb. 2008), S. 652–657. doi: 10.1038/451652a.

[38] Liu, Y.; Sun, Q.; Li, W.; Adair, K. R.; Li, J.; Sun, X.: „A comprehensive review on recent progress in aluminum-air batteries“. In: *Green Energy & Environment* 2.3 (Juli 2017), S. 246–277. doi: 10.1016/j.gee.2017.06.006.

[39] Girishkumar, G.; McCloskey, B.; Luntz, A. C.; Swanson, S.; Wilcke, W.: „Lithium-Air Battery: Promise and Challenges“. In: *The Journal of Physical Chemistry Letters* 1.14 (Juli 2010), S. 2193–2203. doi: 10.1021/jz1005384.

[40] Lee, J.-S.; Kim, S. T.; Cao, R.; Choi, N.-S.; Liu, M.; Lee, K. T.; Cho, J.: „Metal-Air Batteries with High Energy Density: Li-Air versus Zn-Air“. In: *Advanced Energy Materials* 1.1 (Dez. 2010), S. 34–50. doi: 10.1002/aenm.201000010.

[41] Xu, K.: „Nonaqueous Liquid Electrolytes for Lithium-Based Rechargeable Batteries“. In: *Chemical Reviews* 104.10 (Okt. 2004), S. 4303–4418. doi: 10.1021/cr030203g.

[42] Abraham, K. M.: „A Polymer Electrolyte-Based Rechargeable Lithium/Oxygen Battery“. In: *Journal of The Electrochemical Society* 143.1 (1996), S. 1. doi: 10.1149/1.1836378.

[43] Kraytsberg, A.; Ein-Eli, Y.: „Review on Li-air batteries – Opportunities, limitations and perspective“. In: *Journal of Power Sources* 196.3 (Feb. 2011), S. 886–893. doi: 10.1016/j.jpowsour.2010.09.031.

[44] Zhang, T.; Imanishi, N.; Shimonishi, Y.; Hirano, A.; Takeda, Y.; Yamamoto, O.; Sammes, N.: „A novel high energy density rechargeable lithium/air battery“. In: *Chemical Communications* 46.10 (2010), S. 1661. doi: 10.1039/b920012f.

[45] Wang, C.; Xie, Z.; Zhou, Z.: „Lithium-air batteries: Challenges coexist with opportunities“. In: *APL Materials* 7.4 (Apr. 2019), S. 040701. doi: 10.1063/1.5091444.

[46] Goldstein, J.; Brown, I.; Koretz, B.: „New developments in the Electric Fuel Ltd. zinc/air system“. In: *Journal of Power Sources* 80.1-2 (Juli 1999), S. 171–179. doi: 10.1016/S0378-7753(98)00260-2.

[47] David Linden, T. R.: *Handbook of Batteries*. McGraw-Hill Education - Europe, 11. Apr. 2008. 1200 S. isbn: 0-07-135978-8. url: https://www.ebook.de/de/product/4031512/david_linden_thomas_reddy_handbook_of_batteries.html.

Biografische Notizen

Julian Marscheider ist seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebietes Elektrische Energiespeichertechnik der TU Berlin und beschäftigt sich neben seinen Lehraufgaben hauptsächlich mit dem Thema Plating in Lithium-Ionen-Batterien.

Steven Neupert ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Elektrische Energiespeichertechnik der TU Berlin. Sein Forschungsschwerpunkt liegt in der Zustandsbestimmung sowie der Modellierung und Simulation von Batteriesystemen. Er hat Roland Baar während eines Brainstorming-Meetings zum EIT Urban Mobility als ehrgeizigen und innovativen Professor kennengelernt, der es auch nicht scheut, vermeintlich positive Trends in Frage zu stellen.

Dennis Meiling hat von 2012 bis 2017 Chemie studiert und bearbeitet seit Ende 2017 ein DFG-Projekt im Fachgebiet Elektrische Energiespeichertechnik (EET) zu Lithium-Luft-Batterien und untersucht den Einfluss verschiedener materialspezifischer Parameter auf die Zellperformance von Lithium-Luft-Batterien.

Julia Kowal ist Professorin für Elektrische Energiespeichertechnik an der TU Berlin. Sie kannte Roland Baar über den gemeinsamen Studiengang Automotive Systems und gemeinsame Projektanträge. Insbesondere ist sie ihm dankbar für die Initiierung eines Graduiertenkollegs, das sie gerne mit ihm zusammen eingereicht hätte und schließlich ohne ihn einreichen musste.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Variable Statorgeometrie und Teilbeaufschlagung zur Effizienzsteigerung einer Axialturbine im Teillastbereich eines Brennstoffzellenstacks

Mohamad Said El Nakschabandi

Moderne Antriebstechnologien sollen die Anforderung erfüllen, negative Einflüsse auf Umwelt und Mensch zu minimieren. In diesem Zuge findet Wasserstoff auf unterschiedliche Weise Anwendung. Zusätzlich zur hohen Energiedichte, gleicht eine Herstellung mithilfe erneuerbarer Energien einer Alternative zu Diesel und Benzin. Neben dem möglichen Gebrauch von Wasserstoff in einem Verbrennungsmotor etabliert sich auch die Anwendung im Brennstoffzellenbetrieb, mit dem direkten Vorteil der schadstofffreien kalten Verbrennung. Als Erweiterung des Portfolios des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin wird eine axiale Turbine für den Einsatz in Brennstoffzellen vorgestellt. Neben der mathematischen Auslegung wird mit CFD-Simulationen eine strömungstechnische Bewertung durchgeführt. Abschließend soll eine Effizienzsteigerung der Turbine im Teillastbetrieb mithilfe einer variablen Statorgeometrie und einer Teilbeaufschlagung untersucht werden.

Einleitung

Für den Betrieb von Brennstoffzellen ist es erforderlich, die Drücke von Wasserstoff und Luft zu kontrollieren und zu regulieren. Aus Sicherheitsgründen ist dafür der Wasserstoffdruck mit einem um bis zu 0,2 bar höheren Druck gegenüber der Luft wünschenswert. Im Volllastbereich können für die Luft- und Wasserstoffseite Druckwerte von 2 bar bis 3 bar erreicht werden. Das Wasserstofftanksystem bietet dafür einen Druck von 350 bar oder 700 bar bei vollem Tank an [1], was eine Vereinfachung der Druckregelung durch ein Ventil ermöglicht. Kathodenseitig wird die Luft mit einem teil- oder vollelektrischen Verdichter komprimiert. Der Verdichter stellt gleichzeitig den größten Nebenverbraucher im Brennstoffzellensystem dar. Im unteren Teillastbereich werden bis zu 50 % der von der Brennstoffzelle abgegebenen Leistung vom Verdichter aufgenommen [2], um den benötigten Druck aufrecht zu erhalten. Eine Senkung der notwendigen Leistung des Verdichters kann sowohl über weitere strömungstechnische Optimierungen des Verdichters, als auch mit der Rekuperation der Abgasenergie kathodenseitig realisiert werden.

Bei Fahrzeugen, die mit Brennstoffzellentechnologie angetrieben werden, werden in der Regel Turbolader, welche aus der Entwicklung von Verbrennungsmotoren übernommen wurden, eingesetzt. In diesen werden Radialturbinen gebraucht, die jedoch für einen optimalen Betrieb deutlich höhere Temperaturen benötigen. Die Studie soll sich daher mit der Auslegung einer axialen Turbine beschäftigen, unter der Annahme, dass Temperatur, Druck und Massenstrom eher mit dem Charakteristikum einer axialen Turbine in Verbindung gebracht werden können. Die Berechnung hierfür soll sich auf eine grobe Auslegung der Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt des Laufrades fokussieren. In einem zweiten Schritt wird die erstellte Turbine mit Hilfe von CFD-Simulationen strömungstechnisch analysiert. Abschließend erfolgt eine qualitative Untersuchung der Effizienzsteigerung im unteren Teillastbereich mit einer variablen Statorgeometrie und Teilbeaufschlagung.

Turbinenauslegung

Als Rahmenbedingungen für die Auslegung dienen die Eckdaten aus Tabelle 1. Der Massenstrom ist eine vom Betrieb abhängige Größe und soll im Folgenden mit einem Maximalwert von 0,1 $^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{s}}$ festgelegt werden.

Tabelle 1: Rahmenbedingungen für die Auslegung der Turbine

Beschreibung	**Wert**	**Einheit**
Massenstrom $\dot{m}$	0,1	$^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{s}}$
Druck p_{vT}	2,5	bar
Temperatur T	80	°C
rel. Luftfeuchtigkeit φ	100	%
Drehzahl n	95 000	$^{1}/_{\mathrm{min}}$
Außenradius r_{a}	15	mm
Innenradius r_{i}	10	mm

Wie zuvor erklärt, wird ein Luftdruck von 2 bar bis 3 bar benötigt. Eine Feuchtigkeit von 100 % gibt dabei die vollständige Sättigung der Luft an. Im realen Betrieb kann darüber hinaus flüssiges Wasser im Abgas enthalten sein. In der Praxis wird dieses jedoch vor Eintritt in der Turbine mittels eines Wasserabscheiders abgetrennt. Die Dichte der feuchten Luft setzt sich aus den beiden Dichten von trockener Luft und Wasserdampf bei gegebener Temperatur zusammen [3]. Über der idealen Gasgleichung kann ersteres abgeschätzt werden. Für den Wasserdampf muss zuvor der Partialdruck ermittelt werden, der sich annähernd mit der Magnus-Formel nach Gleichung (1) bestimmen lässt [4].

$$p_{\mathrm{WD}} = 611{,}2 \cdot e^{\frac{17{,}62 \cdot T}{243{,}12+T}}, \quad \text{mit } [T] = °\mathrm{C} \tag{1}$$

Um mit Ergebnissen verwandter Untersuchungen Vergleiche ziehen zu können, wurden Durchmesser ähnlicher Dimensionen zu den Studien hinzugezogen. Die maximale Drehzahl der Turbine, die sich antiproportional zum Durchmesser verhält, wird anhand der Laufradgeometrie bestimmt.
Für die Auslegung der Turbine müssen die Geschwindigkeiten der Strömung sowie die Winkel des Leit- und Laufrad determiniert werden. Da es sich um eine erste Berechnung handelt, müssen diverse Annahmen erhoben werden, um eine analytische Auslegung wie sie hier erfolgen soll, durchzuführen.

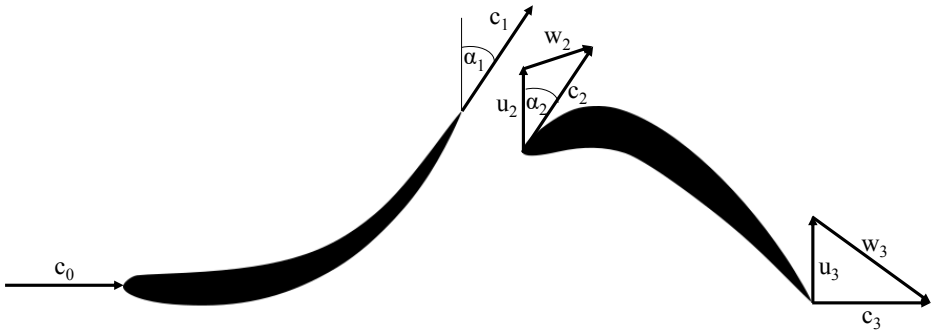


Abbildung 1: Aufteilung der Geschwindigkeitsanteile einer axialen Turbinenstufe nach [5, S. 25]

Entsprechend Abbildung 1 werden zunächst folgende Annahmen getroffen [5, S. 25]:

- axiale Zuströmung c_0 zur Turbine
- Geschwindigkeit c_1 und Winkel α_1 sind gleich c_2 und α_2
- axiale Abströmung der Geschwindigkeitskomponente c_3

Leitrad

Für das Leitrad beschränkt sich die Berechnung folglich auf den Winkel α_1, der Eingangsgeschwindigkeit c_0 und der Ausgangsgeschwindigkeit c_1. Während c_0 aus dem Querschnitt und Massenstrom berechnet wird, wird für c_1 die, über die Turbine abfallende Energie, die im Leitrad umgesetzt wird bemessen. Die Gesamtarbeit der Turbine, auch spezifische, adiabate Stutzenarbeit genannt, berechnet sich über [6, S. 16]:

$$Y_{\mathrm{ST}} = c_p \cdot T \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{\mathrm{nT}}}{p_{\mathrm{vT}}}\right)^{\frac{R_{\mathrm{s}}}{c_p}}\right) \tag{2}$$

$$Y_{\mathrm{LE}} = (1 - r) \cdot Y_{\mathrm{ST}} \tag{3}$$

Der Reaktionsgrad r gibt das Verhältnis aus Leitrad- und Laufradarbeit an. Er beschreibt, wie viel der Stutzenarbeit jeweils im Leit- und Laufrad abfällt [5, S. 26]. Da über die Höhe der Turbine unterschiedliche Profilformen gebraucht werden, ändert sich mit dieser ebenfalls der Reaktionsgrad. Die Schaufelformen werden in Aktions- und Reaktionsprofil unterteilt und unterscheiden sich grundsätzlich von der Impulsverteilung der Strömung. Bei einem Aktionsprofil ist der Eingangsimpuls stärker als der Ausgangsimpuls [7, S. 221]. Angestrebt wurde hier ein Reaktionsgrad von 0 % bis 25 % [5, S. 29].

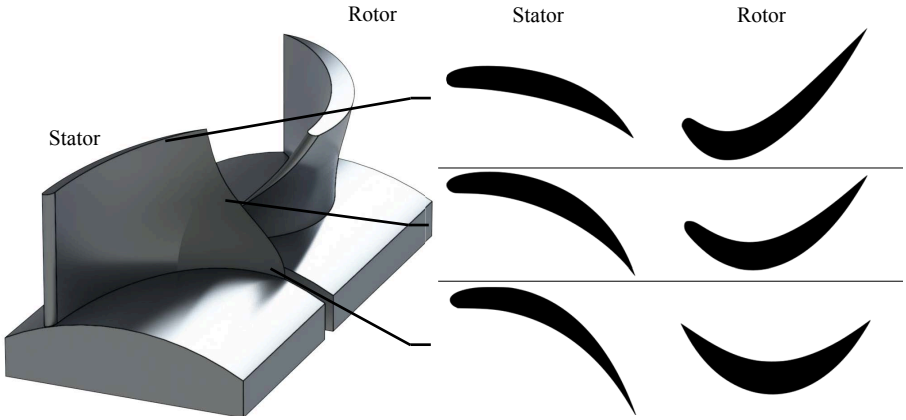


Abbildung 2: Querschnitt über Schaufelhöhe nach [6, S. 220]

Im Reaktionsprofil liegt der Reaktionsgrad idealerweise bei 50 % [5, S. 29]. Radial betrachtet an der Welle beginnt das Leitrad mit einem Reaktionsprofil und ändert sich mit zunehmender Höhe zu einem Aktionsprofil. Unterschiedliche Formen haben auch einen inhomogenen Druckabfall über die Turbinenhöhe zur Folge.

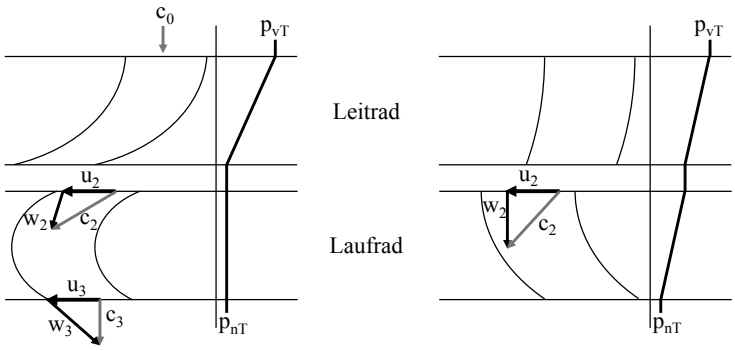


Abbildung 3: Durckabfall über Schaufelprofil. Links: Reaktionsprofil des Stators Rechts: Aktionsprofil des Stators nach [6, S. 51 f.]

In Wellennähe fällt der Druck schon nach dem Leitrad nahezu komplett ab, während am äußeren Ende der Schaufel der Druck jeweils zur Hälfte im Leitrad und im Laufrad abfällt [6, S. 52]. Dieses Phänomen, welches auch in Abbildung 3 dargestellt ist, spiegelt sich in den Simulationsergebnissen wider.
Mit der Leitradarbeit kann die Ausgangsgeschwindigkeit c_1 nach [5, S. 26] festgelegt werden:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \eta_{\mathrm{ST}} \cdot \left(Y_{\mathrm{LE}} + \frac{c_0^2}{2} \right)} \tag{4}$$

Der Stufenwirkungsgrad η_{ST} variiert zwischen 73 % und 92 % [5, S. 27].
Der Winkel α_1 ist nach den oben gestellten Annahmen gleich α_2. Folglich können beide Winkel anhand der Geschwindigkeit c_2 ermittelt werden.

Laufrad

Die Drehung des Laufrads erweitert die Berechnung um zwei weitere Größen zur Beschreibung der Strömung. Dabei wird nach Abbildung 3 im oberen Profil angenommen, dass die Relativgeschwindigkeit w_2 axial zum Laufrad sei [6, S. 52]. Daraus ergibt sich der obere Eintrittswinkel α_2. Gleichzeitig variieren die Winkel im unteren Profil und im Übergang zwischen 12° und 30° [5, S. 29]. Analog zur Berechnung der Geschwindigkeit am Leitradaustritt c_1 wird die Relativgeschwindigkeit w_3 am Laufradaustritt mit Gleichung (5) [5, S. 26] getroffen:

$$w_3 = \sqrt{2 \cdot \eta_{\mathrm{ST}} \cdot \left(Y_{\mathrm{LA}} + \frac{w_2^2}{2} \right)} \tag{5}$$

Die verbleibenden Winkel und Geschwindigkeiten können mittels Geometriebedingungen ermittelt werden.

Konstruktion

Aus den Berechnungen können Geschwindigkeitsdreiecke für den Ein- und Austritt des Laufrads abgeleitet werden, die in Abbildung 4 dargestellt sind.

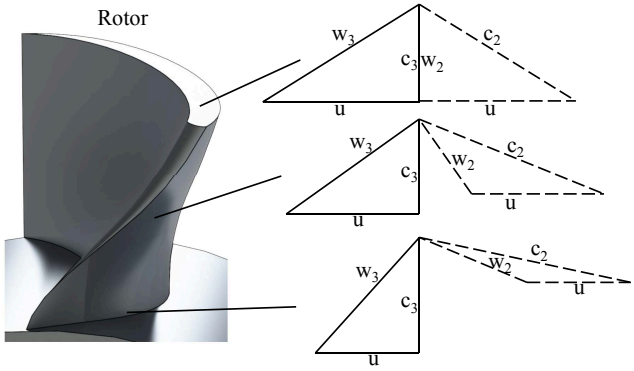


Abbildung 4: Geschwindigkeitsdreiecke über Schaufelhöhe

Doch neben den Geschwindigkeitsdreiecken müssen weiterhin die Schaufelanzahl und -form ausgelegt werden. Für Ersteres kann die Gleichung (6) nach [6, S. 407] angewandt werden:

$$z = 2\pi \cdot \frac{L}{a_\mathrm{m}} \cdot \frac{r_\mathrm{m}}{e} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)^2 \tag{6}$$

Die Auslegung der Schaufelform ist Bestandteil weiterer Simulationen. Grundlegend erfolgt die Konstruktion nach den folgenden Schritten [5, S. 31]:

- Teilungsverhältnis l/t bestimmen
- spitzer Zulauf am Aktionsprofil
- konstant gleicher Abstand zwischen den Schaufeln am Aktionsprofil
- kantenloser Übergang zwischen Ein- und Austritt

Um Resonanzen innerhalb der Turbine zu vermeiden, wurde eine unterschiedliche Schaufelzahl zwischen Leit- und Laufrad gewählt. Die in Abbildung 5 dargestellte Turbine stellt die Basis für die weiteren Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit dar.

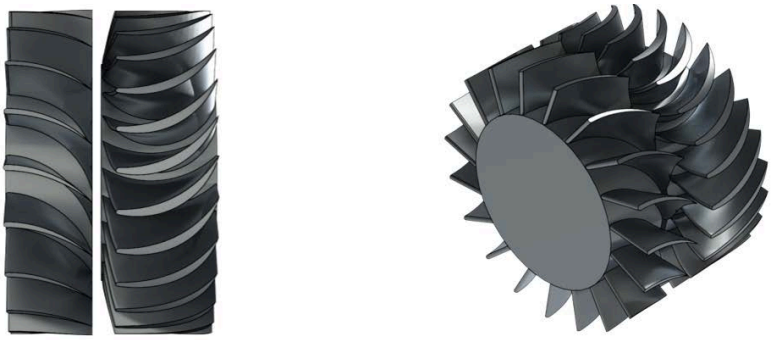


Abbildung 5: Seiten- und Isoansicht der Turbine

Weitere Optimierungen und Anpassungen der Turbine, einschließlich Vergleiche mit Messdaten sind notwendig, um eine konkrete Bewertung treffen zu können. Weiterfolgende Simulationen innerhalb dieser Studie lassen jedoch eine qualitative Aussage zu.

Simulation

Die Simulationen wurden in ANSYS 19.0 durchgeführt. Das Netz wurde mithilfe der innerhalb des Programms implementierten automatischen Methode erstellt, wobei eine feinere Netzstruktur in Wandnähe angebracht wurde. Als Turbulenzmodell wurde das RANS-SST Modell ausgewählt. Gleichzeitig wurde das Frozen-Rotor-Prinzip angewandt, in welchem durch eine Drehung des Koordinatensystems die Drehung des Laufrads simuliert wird. Der Vor- und Nachlauf der Turbine wurde soweit angepasst, dass homogene Zu- und Abströmungen wiederzuerkennen waren. Da es sich um eine erste Simulation handelt, wurden viele Parameter als ideal angenommen, sodass äußere Einflüsse wie beispielsweise Wandtemperaturen nicht berücksichtigt werden. Daraus resultiert ebenfalls, dass Verluste nicht vorhanden sind und die simulierten Leistungen höher sein werden als in der Realität. Die ermittelten Daten dienen aber zur Bestimmung einer Tendenz und ergeben die ungefähre Größenordnung, in denen sich Geschwindigkeiten, Temperaturen und Leistungen wiederfinden werden. Abschließend zur Vorbereitung der Simulation wurden Netz- und Zeitschrittsunabhängigkeitsstudien durchgeführt.
Abbildung 6 zeigt die Simulationsergebnisse bei 95 000 $^{1}/_{\mathrm{min}}$. Bei einem Eingangsmassenstrom von 0,1 $^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{s}}$ beschleunigt das Fluid auf ca. 350 $^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$ bei 1 bar Ausgangsdruck. Die Wellenleistung in diesem Betriebspunkt liegt bei ungefähr 4,1 kW. Verglichen zur Studie [8], in der eine vergleichbare Turbine simuliert wurde, befindet sich die abgegebene Leistung in einer ähnlichen Größenordnung unter den gleichen Rahmenbedingungen.

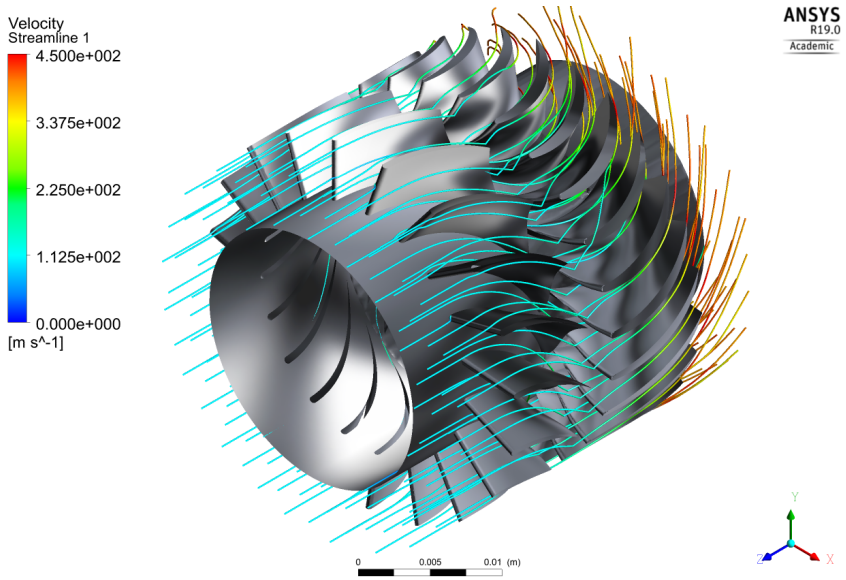


Abbildung 6: Simulationsergebnis

Variable Statorgeometrie

Turbinen werden für ihren Nennbetriebspunkt ausgelegt, so auch in dieser Studie. Betriebspunkte bei Teillast resultieren unweigerlich in einem Wirkungsgradverlust. Hingegen soll im nächsten Schritt durch Einsatz einer variablen Statorgeometrie (VSG) die Erhöhung des Wirkungsgrades in Teillast untersucht werden. Ähnlich zur variablen Turbinengeometrie (VTG) soll hierbei der Effekt einer Geschwindigkeitserhöhung des Fluids ausgenutzt werden, der durch das Schließen der Leitradschaufeln erfolgt.

Abbildung 7: Winkeländerung des Leitrads

Am größten Querschnitt des Leitrads wird die Schaufel in 5°-Schritten bis zu 15° geschlossen, wie in Abbildung 7 dargestellt. Mechanisch müssen die Leitradschaufeln frei gelagert sein, um beispielsweise mithilfe eines Außenrings, die Winkeländerungen durchführen zu können. Ähnliche Anwendungen finden Einsatz in Flugzeugtriebwerken auf der Verdichterseite.
Als Betriebspunkt wird 47 500 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ und ein Massenstrom von 0,05 $^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{s}}$ gewählt. Die Eingangstemperatur hierfür liegt bei 80 °C. Dabei ist es ausreichend, einen Schaufelkanal mit hinzugefügten Symmetriebedingungen zu simulieren. Der Unterschied zwischen den Simulationen der gesamten Turbine und des Schaufelkanals liegt bei ungefähr 3 %, jedoch verkürzt sich die Simulationsdauer signifikant.
Die Simulationsergebnisse sind in Tabelle 2 enthalten. Die Leistung steigt mit dem Schließen des Leitradwinkels kontinuierlich an. Bei einer Anpassung von 15° liegt die Leistungssteigerung bei knapp 48 %.

Tabelle 2: Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Leitradwinkel

Größe	**Standard**	**5°**	**10°**	**15°**	**Einheit**
P	815	895	990	1212	W
p_{vT}	1,48	1,5	1,6	1,9	bar
p_{nStator}	1,34	1,3	1,25	1,15	bar
T_{nT}	57	55	54	50	°C
v_{vT}	90	88	85	68	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$
v_{nT}	177	176	175	180	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$
v_{nStator}	135	154	156	223	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$

Größere Winkel konnten mechanisch nicht realisiert werden, da sich die Schaufeln ab diesem Punkt überschneiden würden. Wie auch in den Daten zu erkennen ist, beschleunigt mit angepasstem Winkel das Fluid im Stator stärker. Die Querschnittsverengung macht jedoch das Anliegen eines höheren Drucks vor der Turbine erforderlich, um den gleichen Massenstrom einhalten zu können. Bei 15° wird ein knapp 30 % höherer Druck benötigt. Die eben angesprochene Leistungssteigerung muss also in Relation zu der Mehrarbeit, die der Verdichter aufbringen muss, gehalten und mit dieser verglichen werden.
Die Geschwindigkeit nach Turbine ist bei allen Simulationen nahezu gleich und liegt im Mittel bei 177 $^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$. Resultierend aus der Querschnittsverengung und der veränderten Umlenkung erreicht das Laufrad somit eine höhere Wellenleistung hauptsächlich durch den höheren Eingangsimpuls. Zu sehen ist aber auch, dass die Temperatur nach Turbine stärker abfällt. Die größere Differenz zwischen den Temperaturen vor und nach Turbine deutet ebenfalls auf einen verbesserten Wir-

kungsgrad hin. Der größere Temperaturgradient resultiert auch aus der stärkeren Beschleunigung nach Stator. Da die Ausgangsgeschwindigkeit nahezu gleich ist, aber die Rotoreingangsgeschwindigkeit deutlich erhöht, entzieht das Leitrad dem Fluid mehr Energie.

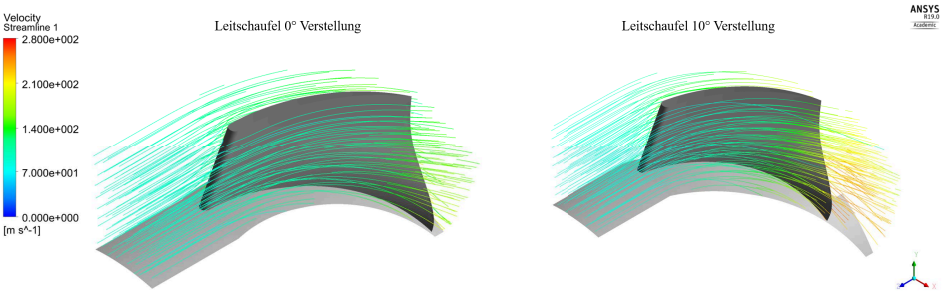


Abbildung 8: Strömungslinien bei unterschiedlichen Schaufelwinkel des Stators

In Abbildung 8 ist der Vergleich zwischen den Strömungslinien von der Ausgangsgeometrie und einer Winkelverstellung von 10° dargestellt. Es ist ebenfalls zu erkennen, dass die Strömungsgeschwindigkeiten entsprechend Tabelle 2 bei einer geschlossenen Schaufelstellung deutlich höhere Werte erreichen. Schon in diesem Anwendungsfall lässt sich jedoch erkennen, dass die Umlenkung der Strömung in Wellennähe bei fast 90° liegt. Derart starke Umlenkungen können eine Leistungsminderung zur Folge haben. Insgesamt dominiert aber die Leistungssteigerung durch die erhöhte Beschleunigung. Eine mehrstufige axiale Turbine könnte den starken Umlenkungen entgegenwirken, da innerhalb der einzelnen Stufen kleine Ausgangswinkel verwendet werden würden.

Teilbeaufschlagte Turbine

Eine weitere Möglichkeit, die Geschwindigkeit, jedoch nicht die Umlenkung, vor dem Laufrad anzupassen, ist die Teilbeaufschlagung. Durch Blockierung bzw. Schließung von Teilen des Eintritts des Stators wird der effektive Querschnitt gesenkt. Ähnlich zur VSG werden beim selben Betriebspunkt unterschiedliche Sperrungsgrade des Stators untersucht.

Abbildung 9: Aufbau einer teilbeaufschlagten Turbine

Mechanisch kann dies mit einem sich öffnendem Fächer vor dem Leitrad realisiert werden. Die Turbine soll dafür mit einem Stator mit 4, 7 und 15 Schaufeln untersucht werden. Da die Symmetriebedingung nicht mehr gilt, muss nicht nur ein Schaufelkanal, sondern auch die gesamte Turbine simuliert werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 hinterlegt.

Tabelle 3: Simulationsergebnisse bei unterschiedlicher Teilbeaufschlagung

Größe	Standard	15 Schaufel	7 Schaufel	4 Schaufel	Einheit
P	855	925	1217	1290	W
p_{vT}	1,48	1,6	2,8	4	bar
p_{nStator}	1,34	1,4	2,3	3,1	bar
T_{nT}	53	51	42	44	°C
v_{vT}	90	100	115	127	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$
v_{nT}	201	210	219	192	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$
v_{nStator}	133	147	180	205	$^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$

Hierbei wird ähnlich zur VSG erkennbar, dass mit größeren Blockierungen des Stators eine höhere Leistung erreichbar ist. Im Betrieb mit nur 4 Schaufeln liegt die Leistungssteigerung bei knapp 50 %. Der signifikante Unterschied zwischen der Teilbeaufschlagung und der VSG ist jedoch der Druck vor der Turbine. Für die größte Winkelanpassung wurde ein knapp 30 % höherer Druck benötigt. In diesem Fall wären es 270 %. Es ist davon auszugehen, dass die Arbeit des Verdichters dafür höher ist als die Energie, die rekuperiert werden kann. Der Systemwirkungsgrad kann bei einer so starken Erhöhung der Druckanforderung vor der Turbine nicht ansteigen. Aufgrund der Gefahr der Membranzerstörung werden Brennstoffzellen gleichzeitig nicht mit solch hohen Drücken betrieben.

Ein konkreterer Vergleich zwischen den beiden Varianten ist mit 10° Leitradverstellung und einer Teilbeaufschlagung von 15 Schaufeln möglich. Beide haben einen Eingangsdruck von 1,6 bar. Der wesentliche Unterschied liegt jedoch in den Geschwindigkeiten. Die Blockierung des Stators erfolgt mit einer erhöhten Beschleunigung bereits am Eingang des Stators. Während die stärkere Beschleunigung innerhalb des Stators bei der VSG realisiert wird. Die Leistung steigt mit der VSG jedoch um 21 % und bei Teilbeaufschlagung nur um 8 % an.

Zusammenfassung

In dieser Studie wurde die grundsätzliche Vorgehensweise zur Erstellung einer Turbine vorgestellt. Der Nennbetriebspunkt wurde dann mit einer Simulation untersucht und visualisiert. Zwei Varianten zur Erhöhung des Teillastwirkungsgrades wurden eingeführt. Sowohl die variable Statorgeometrie, als auch die Teilbeaufschlagung der Turbine hatten eine Leistungssteigerung zur Folge. Insgesamt erreicht die VSG aber eine höhere Leistung bei geringeren Eingangsdrücken. Die Aussage, ob bei beiden Varianten die Erhöhung der Leistung in Teillast auch eine Erhöhung des Systemwirkungsgrad des Brennstoffzellenantriebs bewirkt, kann nicht getroffen werden. Dafür ist eine genauere Untersuchung des Verhaltens des Verdichters notwendig.

Ausblick

Generell gilt, dass Turbinen mit zunehmender Größe einen besseren Wirkungsgrad haben. Ist die Turbine mit dem Verdichter starr gekoppelt, wird die Größe durch die angestrebten Drehzahlbereiche des Verdichters und die dadurch ausgelösten Umfangsgeschwindigkeiten begrenzt. Durch eine Entkopplung der Turbine vom Verdichter, in Verbindung mit der Nutzung eines Generators, ist die Dynamikanforderung jedoch nicht mehr vorhanden. Eine größere Turbine mit geringeren Drehzahlen kann nach demselben Schema, das hier vorgestellt wurde, ausgelegt und untersucht werden.
Mehrstufige Turbinen haben bei gleicher Leistungsaufnahme kleinere Strömungsumlenkungen innerhalb der jeweiligen Stufe. Mit dieser Änderung der Turbine kann sich die Freiheit der Winkelanpassung erhöhen, während die Umlenkung gering bleibt, wie in dieser Studie bei kleineren Winkeln festgestellt wurde.
Alle Simulationen in dieser Studie wurden unter idealen Einstellungen vollzogen. Eine Implementierung von Wandtemperaturen und Wärmegradienten erlauben genauere Aussagen über das Verhalten der Turbine. Zudem ist die Erstellung eines Prototyps und die Messung im Prüfstand unumgänglich, um die Simulation validieren zu können.

Literatur

[1] Xi, M.; Xiangmin, P.; Zhiyong, L.; Jianxin, M.: „Research progress of fast filling of high pressure hydrogen for fuel cell vehicles“. In: *2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering*. IEEE, 2011, S. 2545–2548. ISBN: 978-1-4244-8036-4. DOI: 10.1109/ICEICE.2011.5777132.

[2] Naylor, S. M.; Pickert, V.; Atkinson, D. J.: „Optimization of Compressor Power Supply and Control Systems for Automotive Fuel Cell Drive Train Applications“. In: *2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. IEEE, 2006, S. 1–5. ISBN: 1-4244-0158-5. DOI: 10.1109/VPPC.2006.364316.

[3] Lampinen, M. J.; Seppälä, A.: *Kostean ilman termodynamiikka, tilapiirrokset ja reaalikaasut Markku J. Lampinen ja Ari Seppälä*. Bd. 154. Helsinki University of Technology, Laboratory of Applied Thermodynamics. Otaniemi: Teknillinen korkeakoulu, sovellettu termodynamiikka, 2008. ISBN: 978-9-512-29236-3.

[4] Sonntag, D.: „Important new values of the physical constants of 1986, vapor pressure formulations based on the ITS-90 and psychrometer formulae“. In: *Zeitschrift für Meteorologie* 40 (5 1990), S. 340–344.

[5] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 2: Berechnung und Konstruktion*. 7. Aufl. Kamprath-Reihe. Würzburg: Vogel, 2005. ISBN: 978-3-8343-3028-4.

[6] Pfleiderer, C.; Petermann, H.: *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl. Klassiker der Technik. Berlin: Springer, 2005. ISBN: 978-3-540-22173-9.

[7] Bräunling, W. J. G.: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. 4. Aufl. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 978-3-642-34538-8. DOI: 10.1007/978-3-642-34539-5.

[8] Fischer, T.; Willers, O. W.; Seume, J. R.: „Preliminary design of a partial admission turbine for waste heat recovery in fuel cells“. In: *The 13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. London, UK: Institution of Mechanical Engineers, 2018. ISBN: 978-0-9956263-3-1.

Biographische Notiz

Mohamad Said El Nakschabandi ist Student des Masterstudiengangs Automotive Systems der Technischen Universität Berlin und als wissenschaftliche Hilfskraft am Fachgebiet Fahrzeugantriebe tätig. Im Rahmen seiner Anstellung wurde mit Prof. Baar ein Masterandenprogramm ausgearbeitet, mit dem Verlauf und Ziel der Ausbildung an der Universität so angepasst wurden, dass für die Zukunft relevante Themen der Fahrzeugantriebe in den Fokus gerückt wurden. Dem hinzufügend wurde ein Projekt erstellt, dass innerhalb der vier Semester des Studiums durchgängig bearbeitet wurde und mit einer – für Masterstudierende eher untypischen – Veröffentlichung enden soll. Die Möglichkeiten, die Prof. Baar ihm mit diesem Programm gegeben hat, und das Vertrauen, als erster dieses auch bewältigen zu dürfen, wird er immer in Erinnerung behalten und dafür dankbar sein.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Development of a coordinated control strategy in an engine starting process for HEV

Xin Wei, Dengfeng Shen, Clemens Gühmann

Since a parallel hybrid electric vehicle (HEV) is propelled only by its electric motor in electric driving mode, the engine starting process is more complicated compared with conventional vehicles because a coordinated control of engine, clutch, and electric motor is necessary. Moreover, for a double clutch transmission (DCT) based parallel HEV, the engine starting process accompanied with a gear upshifting demand is even more complex. In order to improve the ride comfort and shorten shifting time during the engine starting process, a novel coordinated control strategy is proposed in this paper. Firstly, the simulation platform of a DCT-based parallel HEV is set up. Secondly, the gear upshifting and the engine starting process are analyzed. Thirdly, a novel coordinated control strategy is developed to solve the issue that engine start and gear upshifting are activated simultaneously. Finally, the simulation results are assessed. The proposed coordinated control strategy obtains a better shift quality and can indeed reduce the jerk significantly.

Introduction

The parallel HEV, equipped with a single electric motor (EM) between internal combustion engine (ICE) and gearbox, is regarded as an alternative to a conventional vehicle. By adopting regenerative braking, a lower fuel consumption can be achieved [1, p. 930]. However, due to the mechanical coupling between ICE and EM, the mode transition from the electric driving mode to the hybrid driving mode involves an engine starting process, which is more difficult to put into practice than for a conventional vehicle.

Some studies investigated only parallel HEV with automatic transmission or automatic manual transmission. Song et al. [1] proposed a motor control algorithm. Minh and Rashid [2] adopted a fuzzy logic control approach for fast clutch engagement with low jerk. Yang et al. [3] demonstrated the use of a coordinated torque control for the mode switching process. A smooth engine start control strategy for parallel HEV has been proposed, which uses a clutch-slipping control of the DCT and also works in a low state of charge [4].

However, the aforementioned studies only focus on the engine starting process without considering the gear upshifting process. Since these two processes can be activated simultaneously during acceleration, a new control strategy needs to be developed for these complex cirumstances.
Since the mode transition from electric mode to hybrid mode is usually activated while the vehicle speed is increasing, the gear upshifting process may be triggered at the same time. This leads to a challenging problem because in total there are two power sources (ICE and EM) and three clutches (mode clutch and two DCT clutches) to be controlled. To resolve that issue of simultaneous engine start and gear upshift, a slipping of the DCT clutch is used to reduce shock and shift time. In this paper, a novel coordinated control strategy is proposed, which combines the engine starting and the gear upshifting process in a way that cannot only reduce the shift time but also improve the ride comfort effectively. The remaining sections of this paper are organized as follows: After introducing the mechanical structure, the kinetic and kinematic model including transmission model, engine resistance torque, and clutch model are presented. The next section deals with the gear upshifting and engine starting process. Subsequently, the new coordinated control strategy is detailed. Finally, the effectiveness of this coordinated control strategy is validated by simulation and compared with common coordinated control strategies.

Kinetic and kinematic model

Mechanical structure

The schematic structure of a parallel HEV, which is examined in this study, is illustrated in figure 1. Compared with a conventional vehicle's powertrain, there are only a few modifications, which became popular among the automotive industry due to low integration costs and better dynamic performance.

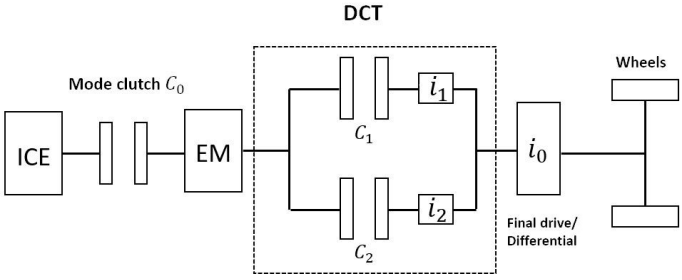


Figure 1: Simplified parallel HEV structure

At low speed, the vehicle is usually driven only by the EM, and the mode clutch C_0 is unlocked. When a higher speed is demanded, the engine starting process is triggered and the vehicle switches from electric mode to hybrid mode. In hybrid mode, the ICE and the EM will propel the vehicle concurrently while the mode clutch is locked.

Driveline model

The kinetic and kinematic analysis of the overall vehicle can be split into EV and HEV mode due to their different systems. The mathematical model will be established for the electric mode and the hybrid mode respectively [1]. The equations valid for the electric mode are as follows:

$$T_\mathrm{m} - T_{\mathrm{C}_1} = J_\mathrm{m}\alpha_\mathrm{m}, \tag{1}$$

$$i_1 T_{\mathrm{C}_1} - \frac{T_\mathrm{f}}{i_0} = J_\mathrm{eq}\alpha_\mathrm{o}, \tag{2}$$

$$\alpha_\mathrm{m} = \frac{\ddot{x}_\mathrm{veh}}{r_\mathrm{tire}} i_0 i_\mathrm{g}, \tag{3}$$

$$\omega_\mathrm{m} = i_1\omega_\mathrm{o}, \tag{4}$$

$$\dot{\omega}_\mathrm{m} = i_1\dot{\omega}_\mathrm{o}, \tag{5}$$

where T_m is the torque of the electric motor, T_{C_1} is the transmitted torque of the clutch C_1, T_f is the friction torque, J_m is the moment of inertia of the electric motor, J_eq is the equivalent moment of inertia at the gearbox output shaft, α_m is the angular acceleration of the electric motor, ω_m is the angular velocity of the electric motor, $\dot{\omega}_\mathrm{o}$ is the angular acceleration of the gearbox output shaft, x_veh is the vehicle driving distance, i_0 is the gear ratio of the main reducer, i_1 is the gear ratio of the first gear, r_tire is the radius of the tire, and ω_0 is the angular velocity at the gearbox output shaft.
In hybrid mode, the ICE and the EM are rigidly connected via the mode clutch C_0. Referring to equations 1 and 2, for the electric mode equation 2 remains the same while equation 1 is modified to:

$$T_\mathrm{m} + T_\mathrm{e} - T_{\mathrm{C}_1} = (J_\mathrm{m} + J_\mathrm{e})\alpha_\mathrm{m}, \tag{6}$$

where J_e is the moment of inertia of the engine, and T_e is the drive torque of the engine.

Engine ripple torque model

During the engine starting process, the electric motor has to deliver an additional torque to compensate for the engine ripple torque which consists of pumping

torque, piston and valve torque, reciprocating inertia torque, and load torque [5]. The ripple torque depends on the engine speed and the engine angle as illustrated in figure 2.

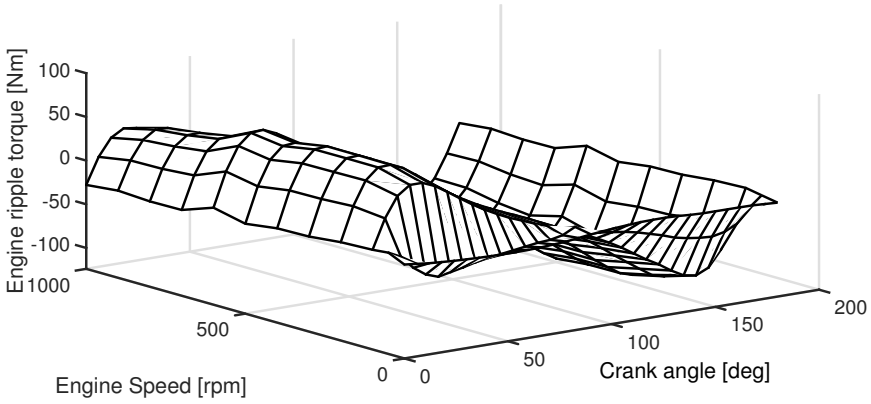


Figure 2: Engine ripple torque during ignition

Its mathematical model for the ignition and dragging phase is expressed as:

$$T_{\mathrm{e,o}} = T_{\mathrm{e}} - T_{\mathrm{e,ripp}} - J_{\mathrm{e}}\alpha_{\mathrm{e}}, \tag{7}$$

where $T_{\mathrm{e,o}}$ is the output torque of the engine, and $T_{\mathrm{e,ripp}}$ is the ripple torque of the engine.

Clutch torque model

The wet clutch has three states: disengaged, slipping and engaged. The clutch can only deliver torque while slipping or being engaged. In the slipping phase the maximum torque that the clutch is capable of is being transmitted. While the clutch is fully engaged, the incoming torque is being transferred, which does not exceed the maximum torque determined by $\mu_s pSZR$ as stated in equation 8.
In principle, a clutch consists of two disks: the driving disk and the driven disk. The incoming torque is always transmitted from the driving disk to the driven disk.
Based on the relationship between oil pressure and transmitted torque, its working status can be expressed as follows:

$$T_{\mathrm{cl}} = \begin{cases} 0, & \text{disengaged} \\ \mathrm{sign}(\Delta\omega)\mu_{\mathrm{k}} pSZR, & \text{slipping} \\ T_{\mathrm{in}} (\leq \mu_{\mathrm{s}} pSZR), & \text{engaged} \end{cases} \tag{8}$$

where $\Delta\omega$ is the angular velocity difference between the driving disk and the driven disk, p is the clutch application hydraulic pressure, S is the effective area, Z is the number of friction pairs, R is the effective radius of the clutch operating area, μ_{k} is the kinetic friction coefficient, μ_{s} is the static friction coefficient, and T_{in} is the incoming torque at the driving disk of the clutch.

Analysis of gear upshifting process and engine starting process

Modelling of the gear upshifting process

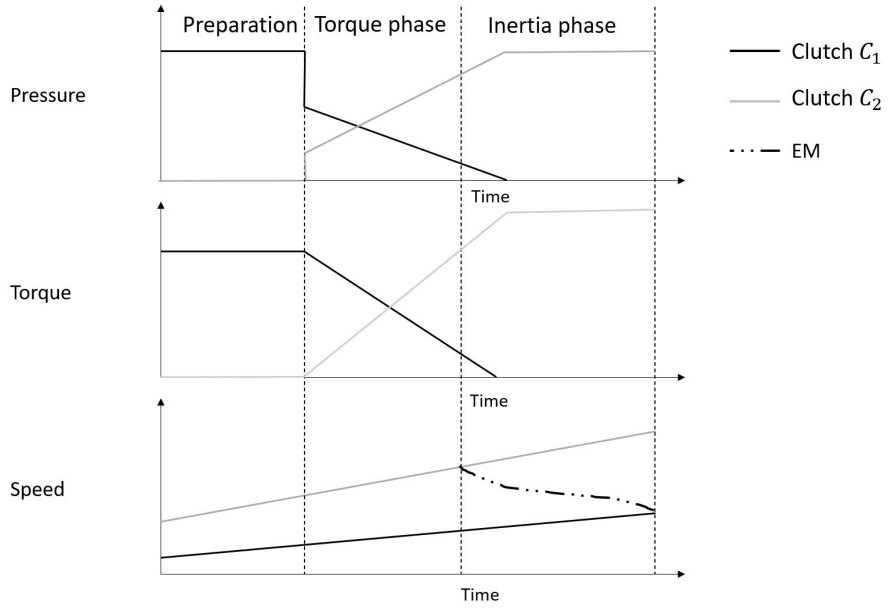


Figure 3: A gear upshifting process

The gear upshifting process is implemented by engagement of one clutch and disengagement of another clutch at the same time. By accurately controlling two clutches in parallel, no torque interruption during upshifting should be possible. As shown in figure 3, the gear upshifting process is divided into the following phases [6]:

Preparation phase: As shown in figure 3, clutch C_1 remains locked and clutch C_2 is released. When the transmission control unit (TCU) receives the gear upshifting command, clutch C_2 is prefilled to the kisspoint, which is the hydraulic pressure value at which a friction clutch begins to transmit torque.

Torque phase: During torque phase, clutch C_1 remains engaged and clutch C_2 starts slipping. The torque control for the clutch is implemented by regulating the oil pressure. The pressure of C_1 drops from high constant pressure to the safety point and is then reduced gradually while the C_2 level is increased continuously. The safety point is the minimum value that keeps C_1 from slipping.
Inertia phase: Since now the torque transmitted by clutch C_1 is quite small compared with C_2, the power flow through C_1 can be cut off and C_1 is released to avoid vibration. The pressure of C_2 is increased continuously and the torque is fully transmitted by the slipping clutch C_2. The EM is separated by clutch C_1 and needs to be engaged by C_2 so that the rotational speed of the EM is adjusted to that of C_2. When the rotational speed of the EM and C_2 are synchronized, C_2 is engaged and its oil pressure is increased to a constant value.

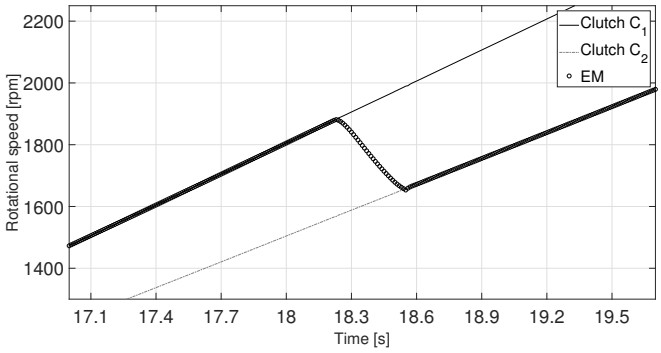


Figure 4: Rotational speed change during gear upshifting

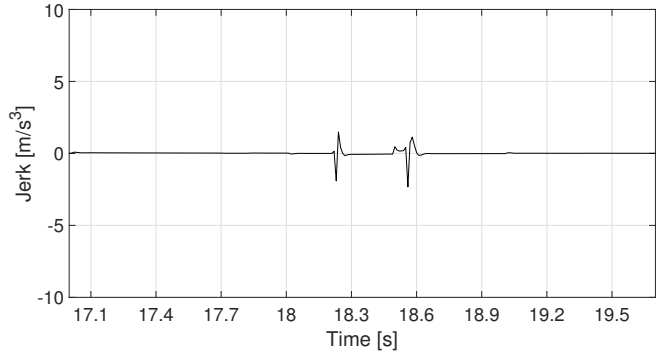


Figure 5: Jerk during gear upshifting

The entire upshifting process lasts about 0.8 s. The simulation results for a gear upshifting process are shown in figure 4. The jerk of this process is shown in figure 5. The peak at around 18.2 s is induced by the disengagement of clutch C_1 at the end of the torque phase and the speed regulation of the EM. The second peak at around 18.6 s is caused by the engagement of clutch C_2. The jerk is the derivative of the vehicle acceleration and can be expressed as:

$$j = \frac{\mathrm{d}\ddot{x}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2\dot{x}}{\mathrm{d}t^2}, \tag{9}$$

where x is the distance.

Modelling of the engine starting process

The transition from EV to HEV mode involves the engine starting process. However, without an integrated starter generator this process is difficult to realize since the EM should provide the torque to propel the HEV and to start the engine simultaneously. Additionally, by engaging mode clutch C_0 between ICE and EM a severe change in torque cannot be avoided, which has a negative influence on the ride comfort. Consequently, a coordinated control strategy is needed for a smooth engine starting process, which can be divided into 6 stages:

1. When the hybrid control unit (HCU) detects that the engine start is triggered, it will send out a command to prefill the oil of clutch C_0 up to the kisspoint in order to eliminate any clearance.
2. The pressure of clutch C_0 is increased and it starts to transfer torque from EM to ICE in slipping state. As a result, the ICE is dragged to rotate and its rotational speed n_e is increased.
3. When n_e reaches the minimum ignition speed, the electronic control unit (ECU) receives an ignition command from the HCU. Meanwhile, the clutch C_0 is released to avoid that any disturbance can be transmitted through it.
4. When the speed of the ICE is at least as high as that of the EM (i.e. $n_e - n_m \geq 150\,\mathrm{min}^{-1}$), the target torque of the ICE is reset to a smaller constant value (e.g. 5 Nm) and the ICE speed begins to drop. Clutch C_0 is slipping to regulate the ICE's speed.
5. When the speed of the ICE is close to that of the EM (i.e. $n_e - n_m \leq 50\,\mathrm{min}^{-1}$), the oil pressure of clutch C_0 is rapidly increased and C_0 is engaged.
6. The target torque is redistributed between the ICE and the EM. Now the vehicle is driven by both the ICE and the EM.

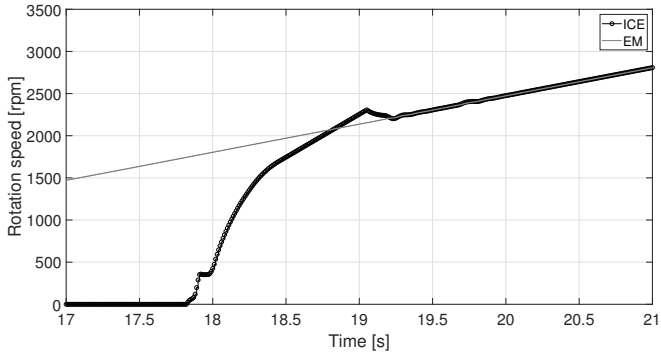


Figure 6: Rotational speed change during engine start

The whole engine starting process lasts about 1.95 s. The simulation results for the engine starting process are shown in figure 6. Figure 7 shows the jerk during the engine starting process. It is to be noticed that there are two significant jerk peaks at around 19.3 s and 19.7 s, which are caused by the vibration during the C_0 engagement and the torque redistribution phase respectively, while the shock during the ICE dragging phase is eliminated quickly. On the whole, the compensation function of the EM is not optimal.

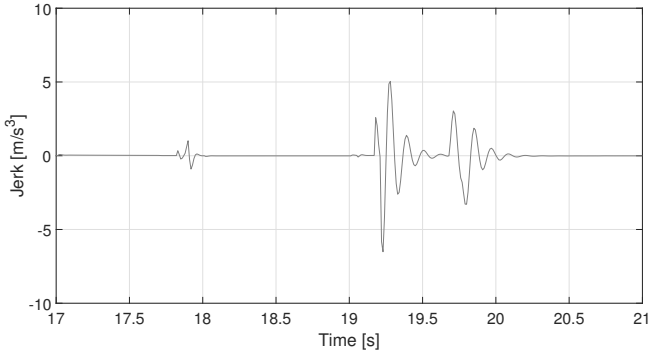


Figure 7: Jerk during engine start

There are two main reasons why the jerk cannot be completely compensated: Firstly, in a real vehicle system a signal delay is unavoidable, which means that the target torque of the EM cannot immediately react to the clutch torque. Secondly, due to the aging of the components, the torque calculation based on the mathematical clutch model becomes inaccurate over time. Therefore, a new coordinated control strategy is needed to overcome these drawbacks.

Development of a coordinated control strategy

Control strategy

Based on the slipping clutch characteristics, a slipping DCT can be regarded as a vibration filter. Assuming that the engagement process of clutch C_0 occurs under the condition that the DCT clutch is slipping, the torque variation cannot be passed through the transmission to the vehicle. The transmitted torque is only controlled through the oil pressure of the slipping clutch.
Considering that the gear upshifting process is normally shorter than the engine starting process, the slipping of clutch C_2 should be timed appropriately with respect to the engine starting process. In other words, to guarantee a smooth engine starting process, the engine start should be covered up with the slipping of clutch C_2. A new coordinated control strategy for an engine start in combination with a gear upshift according to figure 8 is presented below:

1. When the target shift condition is reached, the clutch C_0 will be filled with oil to the kisspoint value.
2. Clutch C_0 starts slipping and drags the ICE to rotate while the torque is transmitted from EM to ICE through clutch C_0.
3. When the ICE reaches the minimal ignition speed, an ignition command is sent to the ICE from the HCU. Meanwhile, clutch C_0 is released again to avoid vibration during ignition. Then the ICE begins to accelerate with a small constant target torque to catch up with the EM.
4. When the ICE speed is higher than that of the EM, the torque phase of the DCT begins. The clutch torque exchange between clutch C_1 and C_2 is accompanied with a slipping of clutch C_2 and an increase in the ICE speed.
5. Once the ICE speed exceeds the EM speed by 150 rpm ($n_e - n_m \geq 150\,\mathrm{min}^{-1}$), the ICE target torque is reset to a smaller constant value (e.g. 5 Nm) in order to be synchronized with the EM. At the same time, clutch C_2 is still slipping.
6. When the speed difference between ICE and EM is small enough for clutch C_0 to be engaged ($n_e - n_m \leq 50\,\mathrm{min}^{-1}$), the torque to propel the vehicle is provided only by the slipping of clutch C_2 while C_1 is released to ensure that no rigid coupling exists. The pressure of clutch C_0 is increased rapidly to a high constant value.
7. Once clutch C_0 is engaged, the torque distribution between ICE and EM starts while the clutch C_2 is slipping.
8. The engine start process has finished. The goal of this stage is to harmonize ICE and EM speed so that clutch C_2 can be engaged.

9. When the speed of the driving disk is equal to that of the driven disk of clutch C_2, which means it is ready for being engaged, the oil pressure of C_2 is increased quickly to a sufficient constant value.

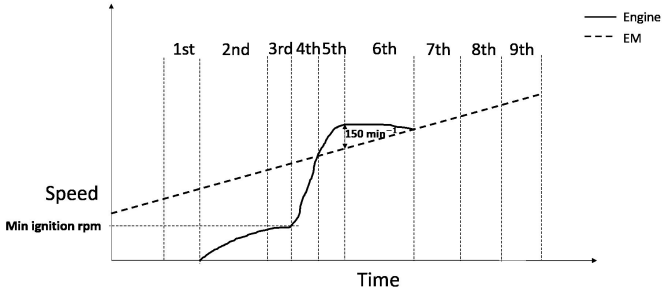


Figure 8: Theoretical coordinated control strategy

Control system architecture

The hybrid control unit (HCU) is the master controller of the overall vehicle control structure. Its main task is the coordination of processes in the powertrain, such as torque distribution, performing gear shifting, activating mode transition, etc. The HCU receives the torque demand coming from the driver module and the vehicle feedback signal indicating the actual velocity, the motor speed, and the transmitted torque of the clutch. The HCU processes the input signal and distributes the generated control commands to each powertrain controller.

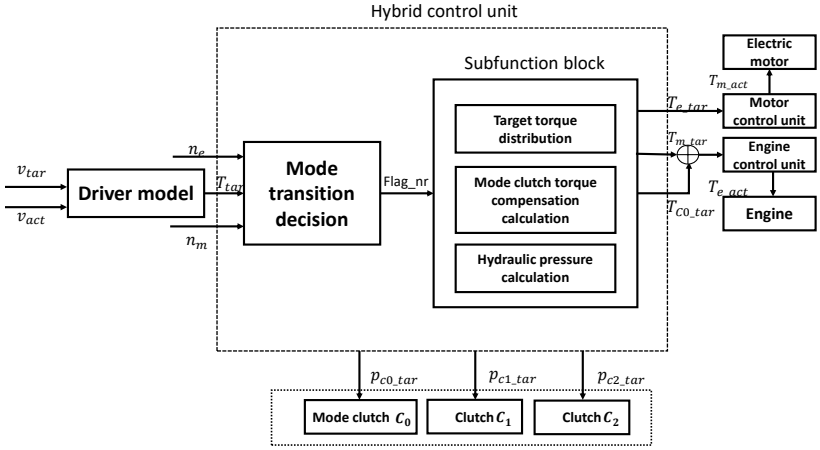


Figure 9: Control system architecture

As shown in figure 9, the mode transition decision block provides a flag number that indicates the active stage and consequently activates the corresponding subfunction block. Within the new coordinated control strategy, each subfunction block has three main tasks: Firstly, it will distribute the demanded torque between ICE and EM depending on the vehicle state (e.g. in the 7th stage). Secondly, the EM has to provide an additional torque to compensate for the mode clutch under some circumstances (e.g. in the 2nd stage). Thirdly, the control of the transmission model, which includes the mode clutch and DCT, is implemented (e.g. in the 6th stage).
There are two purposes of the driver module: Firstly, it has to determine the acceleration pedal position based on the difference between the actual and the target velocity, and secondly, it has to calculate the target torque demand depending on the acceleration pedal position and the state of the vehicle.

Simulation results

Considering that the engine starting and gear upshifting processes are separated, two different possible control strategies are treated in this section: executing the engine start after gear upshifting and executing the engine start before gear upshifting. Subsequently, the benefit of the proposed new coordinated control strategy using a slipping DCT clutch is verified. Compared with previous approaches, the new strategy shows improved ride comfort. The simulation results of the engine jerk are shown in figure 10 for the cases of gear upshifting after, before and during engine start.

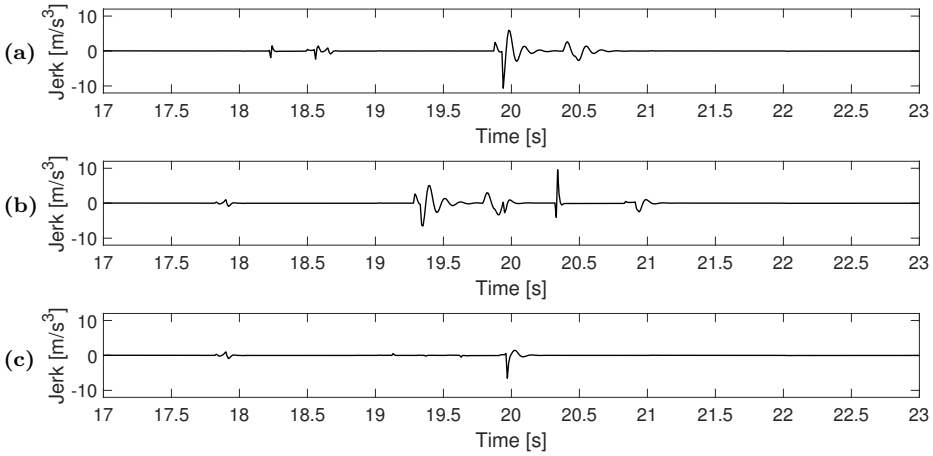


Figure 10: Jerk of gear upshifting (a) after, (b) before and (c) during engine start

Engine start after gear upshifting

As visible in the first plot of figure 10, the absolute peak jerk appears during the engine starting process with 10.639 $\mathrm{m/s^3}$. The cumulative root mean square (RMS) value of jerk j_{RMS} is 0.394 $\mathrm{m/s^3}$.
Compared with the jerk of the engine start from 19.7 s to 21 s, the jerk of the gear upshifting from 18.2 s to 19 s is relatively small. This is due to the fact that the maximum value is caused by the disengagement of clutch $\mathrm{C_0}$, which is accompanied by a torque change in the powertrain that cannot be fully compensated. The DCT clutch in slipping state works as a filter during gear upshifting, ensuring a smooth torque transition.

Engine start before gear upshifting

As shown in the middle of figure 10, the absolute peak jerk value is 9.568 $\mathrm{m/s^3}$ and the cumulative RMS value is 0.436 $\mathrm{m/s^3}$. The jerk peak between 20 s and 20.5 s refers to the end of the torque phase. At that moment, the sudden increase of transmitted torque through clutch $\mathrm{C_2}$ and the speed regulation of the EM and the ICE have a negative impact on ride comfort. As a result, the transmitted torque to the vehicle body changes drastically.
Compared with the previous case, the RMS value is increased significantly, which means that more vibration is generated. Since the gear upshifting process happened after the engine starting process, the speed of the EM and the ICE need to be adjusted simultaneously. The control of the ICE speed is much more difficult than that of the EM because of different mechanical structures. Therefore, this method results in more vibration during the gear upshifting process.

Engine start during gear upshifting

The jerk of simultaneous engine start and gear upshifting is presented at the bottom of figure 10. By comparison, the jerk during engine start is greatly reduced. Since the vibration caused by the torque change during the engine starting process is reduced by the slipping clutch $\mathrm{C_2}$, the disturbance is not passed through the DCT, which can be regarded as a filter while clutch $\mathrm{C_2}$ is slipping and clutch $\mathrm{C_1}$ is disengaged. The only sudden peak at 20 s is caused by clutch $\mathrm{C_2}$ engaging. Before $\mathrm{C_2}$ is engaged, its driving disk is rotating faster than its driven disk. Before two disks engage, the speed difference between them should be reduced, but it is not possible to synchronize both sides completely. As a result, this peak is unavoidable due to the nonlinear mechanical structure of the clutch.

Conclusion

As mentioned earlier, previous contributions focus mainly on the development of control strategies for the engine starting process without the gear upshifting process, which is more difficult to realize due to a different mechanical structure. In this paper, a new coordinated control strategy is introduced for dealing with the complex case that the engine starting process and the gear upshifting process are activated simultaneously. The resulting shift duration, absolute peak jerk value, and cumulative RMS value are listed in table 1.

Table 1: Comparison of the strategies with regard to jerk and the duration of the gear shift process combined with the engine restart

Strategy	**Duration**	**Peak value**	**RMS value**
–	s	m/s^3	m/s^3
After gear upshift	2.65	10.64	0.394
Before gear upshift	3.09	9.57	0.436
During gear upshift	2.14	6.53	0.160

Since the gear upshifting process is appropriately timed with respect to the engine starting process, the duration is reduced. The jerk is diminished due to a slip control of the DCT clutch.
In conclusion, the new coordinated control strategy in combination with a slipping DCT clutch can provide a smooth engine start during gear upshifting. The shift duration, peak jerk value, and cumulative RMS value are effectively reduced. The results show that the new coordinated control strategy leads to better ride comfort and shift quality.

References

[1] Song, M.; Oh, J.; Choi, S.; Kim, Y.; Kim, H.: "Motor Control of a Parallel Hybrid Electric Vehicle during Mode Change without an Integrated Starter Generator". In: *Journal of Electrical Engineering and Technology* 8 (July 2013), pp. 930–937. doi: 10.5370/JEET.2013.8.4.930.

[2] Minh, V. T.; Rashid, A. A.: "Automatic control of clutches and simulations for parallel hybrid vehicles". In: *International Journal of Automotive Technology* 13.4 (June 2012), pp. 645–651. issn: 1976-3832. doi: 10.1007/s12239-012-0063-y.

[3] Yang, Y.; Huang, J.; Qin, D.; Su, L.: "Control Strategy for Operation Mode Switch of Dual-clutch Hybrid Electric Vehicle". In: *Automotive Engineering* 35.8 (2013), pp. 723–730.

[4] Shi, G.; Liu, Y.; Li, S. L.; Zhao, S. Q.; Xu, X. Y.; Dong, P.: "Smooth engine start control strategy for P2 HEV". In: *2018 IEEE International Conference on Smart Manufacturing, Industrial Logistics Engineering (SMILE)*. Feb. 2018, pp. 58–63. doi: 10.1109/SMILE.2018.8353982.

[5] Shen, D.; Guehmann, C.; Zhang, T.: "Coordinated Mode Transition Control for a Novel Compound Power-Split Hybrid Electric Vehicle". In: *SAE International* (Apr. 2019). issn: 0148-7191. doi: 10.4271/2019-01-1306.

[6] Song, Y.: "Research on Drive and Shift Control Technology for Electric Vehicle with Two Speed Dual Clutch Transmission". PhD thesis. Jilin University, Dec. 2013, p. 56.

Biographic Notes

Xin Wei has successfully graduated from Technical University Berlin. He has finished his master thesis at the chair of Electric Measurement and Diagnostic Technology. The focus of his research is the control strategy in HEV. He knew Roland Baar from Prof. Baar's excellent leadership at the ILS (Institut für Land- und Seeverkehr) of TU Berlin and his remarkable research in the engine field.

Dengfeng Shen is currently working as a research assistant and pursuing the Dr.-Ing. degree at the chair of Electric Measurement and Diagnostic Technology. His main research topic includes the development and optimization of control strategies for hybrid electric vehicles. He knew Prof. Baar from attending his classes and reading his publications.

Clemens Gühmann is professor, head of chair of Electric Measurement and Diagnostic Technology at Technical University Berlin. His research topics include pattern recognition and diagnosis. He cooperated with Prof. Baar for many years in the field of automotive technologies. He remembers Prof. Baar as a respectful, responsible and reliable project partner.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Virtual RDE-testing using a microscopic traffic simulation

Sören Krebs, Harald Stoffels, Carsten Weber, Clemens Biet, Shan-An Kao,
Jan Mehring, Christian Hofmann

A microscopic traffic simulation is a state-of-the-art tool for analysing interactions between different road users in order to optimize, for example, traffic flow or safety. In this article, a traffic simulation is coupled with a detailed powertrain simulation, using Matlab/Simulink and TraCi4Matlab. The powertrain model includes a crank-angle-resolved engine model for realistic fuel consumption, emissions and torque build-up characteristics, thermal models for the warm-up phase and an advanced mechanical model to evaluate the driveability as well. This approach makes it possible to conduct virtual real-world testing including a driveability evaluation in a very early development phase of a vehicle. In the first part, the component models of the powertrain are described briefly. The second part illustrates the traffic modelling and the interconnection between the models. Finally, sample results are presented to illustrate the overall benefits of the new modelling approach.

Introduction

With the Commission Regulation 2016/427 [1], the European Commission introduced boundary conditions for real driving emission (RDE) tests that are not based on a fixed velocity profile but on real-world vehicle operation. This implies that every single test is not only affected by the capability of the particular test vehicle, but by traffic dynamics around it. Consequently, RDE tests cannot be conducted until a prototype or at least a very similar vehicle is available, which is usually very late in the development.

A powertrain simulation that covers all use-case-relevant vehicle dynamics is a possibility to shift these tests to an earlier phase within the development process. Thus, a simulation approach should be used that supports an optimum energy-management system and a corresponding state machine that does not only consider fuel economy but also driveability and comfort aspects, such as noise and vibrations (NVH).

A microscopic traffic simulation is an appropriate tool to adopt the traffic boundary conditions. In order to get the full advantage of both simulation methods, the powertrain simulation and the traffic simulation can be coupled and run in a

cosimulation. The following sections line out the powertrain architecture, describe a methodology to create such a model and present sample results.

Powertrain architecture

The 48 V P2 mHEV powertrain modelled in this contribution was developed and tested within the THOMSON-project [2] and implemented in a demonstrator vehicle with a total mass of 1800 kg. The 48-volt system includes an electric motor with an electrical power of 12 kW, an electric compressor to improve low-end torque and driveability as well as an electrically heated catalytic converter. This heater is used for a fast heat-up of the catalyst to lower toxic emissions, especially during the cold-start phase of the CNG internal combustion engine (ICE).
This architecture provides the option to drive all-electric with a disengaged ICE, to recuperate kinetic energy by regenerative braking, and to recharge the battery using ICE load-point shifting.

Modelling approach

To model this powertrain in an appropriate depth, each form of energy needs to be included. In an automotive powertrain these forms are mechanical, electrical and chemical energy as well as heat. An important characteristic of the overall system, especially of the internal combustion engine, is its heat-up behaviour. It affects the efficiency, the emissions and the comfort. As a result, most of the models include thermal characteristics. This approach was proposed in [3] and is described in this section in further detail.

Internal combustion engine

The internal combustion engine is, in this particular case, the main part of the powertrain, since it provides the majority of the effective power. In addition to that, it is the most complex component, since it combines all forms of energy that are considered in this simulation approach. Hence, most of the modelling effort is spent on the ICE in order to be able to provide accurate results for the predicted fuel consumption.
The transient engine behaviour is a key factor for the drive cycle simulation, especially in terms of drivability and NVH. In order to take this into account, the engine model is crank-angle-resolved and the airpath is resolved in one dimension, which enables the simulation to cover effects caused by gas dynamics [4]. Effects that cannot be modelled via this one-dimensional model without serious effort, e.g. hydrocarbon emissions, are saved into static engine maps.

The thermal engine model, illustrated in figure 1, is based on a coolant circuit flow model that is connected with thermal masses representing the metal parts of the engine, e.g. block or piston. The lubricant oil is only modelled as a single thermal mass due to a lack of available data.

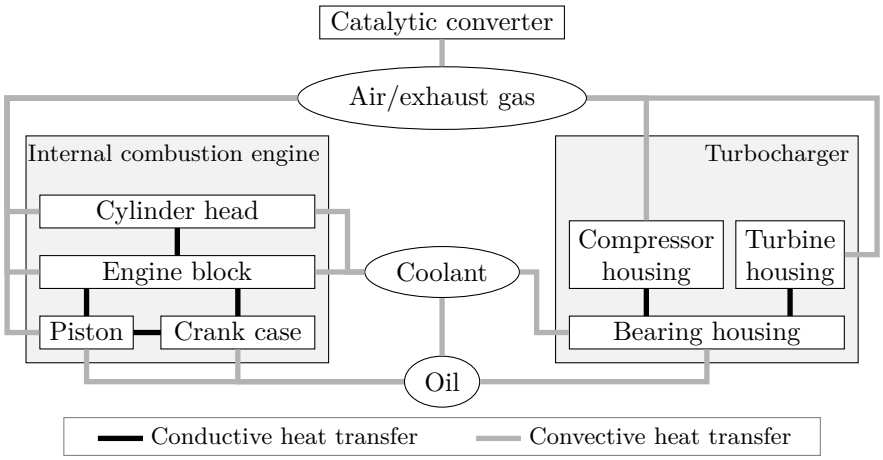


Figure 1: Schematic view of the thermal model, including the coolant circuit and the airpath connections to the thermal masses

The turbocharger is part of the coolant circuit as well. As a result, the basic thermal model is expanded into a thermal model based on nodes. The correction approach from [5] is used to eliminate the heat flows from the measured efficiency maps. The necessary requirement for the hot gas test was an accurate turbine outlet temperature measurement to calculate the adiabatic turbine efficiency directly. With this approach, the turbocharger model is more accurate from an aerodynamical point of view. In a second step, the thermal behaviour is added to the model again, using heat flows and thermal masses.

Electrically heated catalytic converter

The last component related to the internal combustion engine that is important for the energy management is the electrically heated catalytic converter (EHC). The catalytic converter requires a minimum temperature to start the conversion of the main emissions, i.e. hydrocarbons, carbon monoxide and nitrogen oxides. This temperature needs to be reached as fast as possible in every drive cycle to ensure low tail-pipe emissions. The electrical heater has the potential to shorten that heat-up time significantly [6].

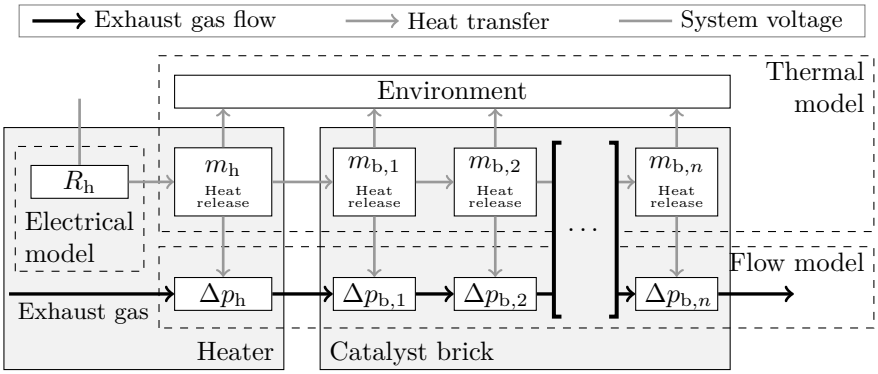


Figure 2: Schematic view of the electrically heated catalyst model with a fluid, a thermal, and an electrical domain

The modelling approach, depicted in figure 2, covers the pressure loss due to the exhaust gas flow, the heat transfer between gas and catalyst brick, the electrical behaviour of the heater using the electrical resistance, and the conversion of the emissions based on temperature-dependent curves. The conversion additionally generates a heat release inside the brick. The EHC is discretized in the axial dimension because the temperature is not constant in this direction [7]. That way, many identical smaller models are connected in series.

Overall powertrain model

The remaining components of the powertrain have simple modelling approaches, which are mostly based on maps (e.g. electric motor, battery, belt drive efficiency) or simple physical relations (e.g. transmission, vehicle, clutches). The overall model is shown in figure 3.
To control the powertrain, a control-based operating strategy is used, which has the state of the internal combustion engine as one of its main outputs. While very low loads are demanded, especially during launch, the ICE is disabled due to its low efficiency in that operation range. The vehicle drives all-electric in these cases. Phases with negative load demand or standstill cause a cooldown of the exhaust gas aftertreatment system if the engine is dragged. Consequently, it is disengaged and disabled in these phases as well. This approach also increases the gain of electrical energy through recuperation since the ICE drag torque is zero. Finally, load-point shifting is implemented to recharge the battery at a moderate state of charge (SOC). The amount of additional torque that has to be provided by the ICE is inversely proportional to the SOC to ensure availability of electrical energy in every situation.

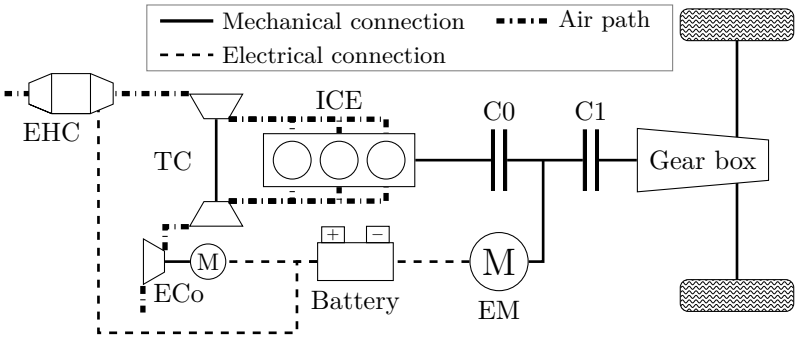


Figure 3: Schematic view of the overall powertrain model with its main components

Advanced mechanical model

The trade-off between fuel consumption, driveability and NVH requires a holistic consideration of the powertrain that goes beyond energy balances. For that reason, the overall model is augmented with the mechanical behaviour of the vehicle and the powertrain. With the augmented model, the influence of measures for reducing fuel consumption on driveability and comfort can be investigated.

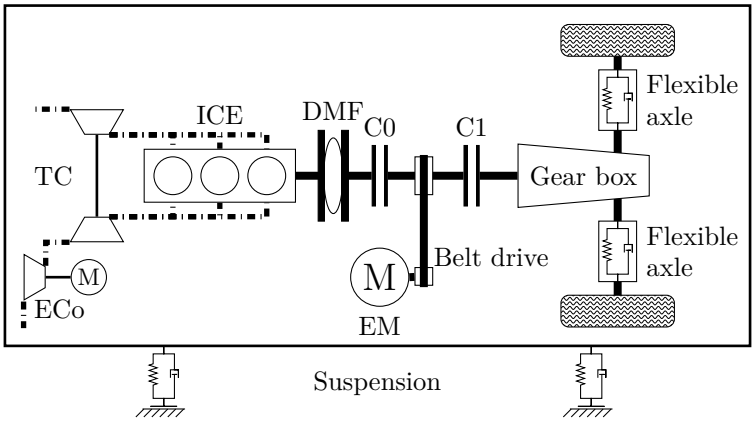


Figure 4: Schematic view of the advanced mechanical powertrain model including all relevant component models

The torque oscillations of the ICE generated by the individual combustion events and the overall piston-machine characteristics are decoupled using a dual-mass flywheel (DMF). To introduce this damping behaviour as well as the resulting

friction, the DMF is modelled with an arc-spring system. This model contains fixed friction, centrifugal-force-dependent friction, and load-dependent friction [8]. In order to cover the longitudinal oscillations within the model, the shafts of the powertrain need to be modelled as flexible parts. Additionally, the standard vehicle model, which includes only driving resistances, is augmented with a suspension model, which allows vertical and longitudinal oscillations and, consequently, a pitch movement. The parameters required for this model are taken from an existing 3D vehicle-dynamics model.

Virtual real-world testing using a traffic simulation

The simulation approach first defined in [3] introduces a virtual real-world testing that employs a microscopic traffic simulation to generate specific velocity profiles of a vehicle in inner-city traffic. This use case is particularly relevant for the operational strategy of mild hybrid electric vehicles since low average loads and many acceleration and deceleration phases offer a high potential for saving energy. For this traffic simulation, a representative route through Berlin was found based on available traffic counting and light-signal system data. The route contains areas with rush-hour traffic as well as low-traffic zones. The chosen route is shown in figure 5 together with a visualisation of a crossing in the traffic simulation.

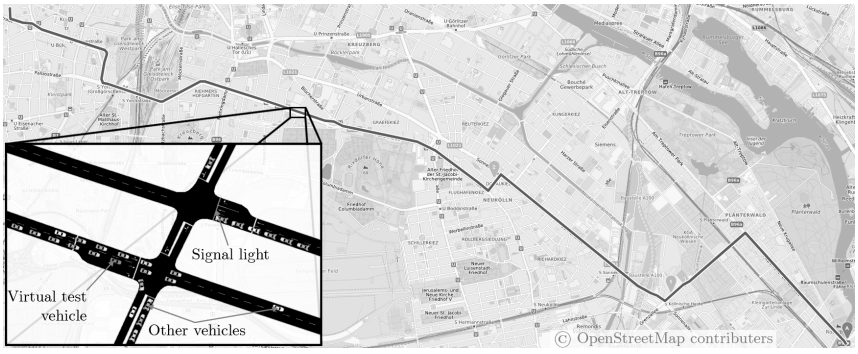


Figure 5: Map [9] with the route of the virtual test vehicle and a detail view of a crossing in the traffic simulation

The modelling process consists of the modelling of the streets with all accessible lanes and of the light-signal system. It also takes the correct scaling of the traffic countings into account. The scaling is mandatory since the countings were not performed at the same day and time and so the traffic flows might be inconsistent. This data also contains the distribution of the vehicle types within the traffic. The vehicle behaviour is controlled employing the following model [10]. In addition to

the vehicles that are present due to the traffic data, which choose their routes based on probabilities, a single test vehicle is included in the simulation. This vehicle is only allowed to drive on the predefined route and the vehicle parameters are set in accordance with the vehicle model.

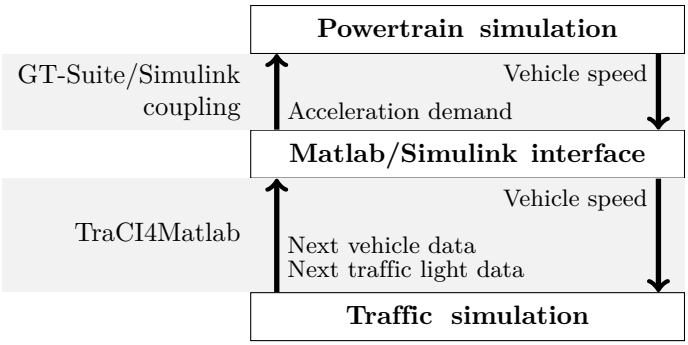


Figure 6: Model interface with standard GT-Suite/Simulink coupling and TraCI4Matlab

This approach is improved by direct coupling of the traffic simulation with the advanced powertrain model using TraCI4Matlab [11] and Matlab, which leads to a more realistic acceleration behaviour that takes necessary gear shifts and engine restarts into account. The interface provides data with the time-step frequency of the traffic simulation, which in this case is 10 Hz. The input of the powertrain model is the acceleration demand $\ddot{x}$, which is calculated using equation 1 from the Intelligent Driver Model [12], where index 0 belongs to desired quantities and Δ belongs to the difference to the vehicle in front. The distance to the vehicle in front or the traffic light Δx_0, the desired vehicle speed x_0, and other data is provided by TraCI4Matlab. The traffic simulation input is the actual vehicle speed $\dot{x}$ calculated in the powertrain model. This coupling interface is illustrated in figure 6.

$$\ddot{x} = a \left(1 - \left(\frac{\dot{x}}{\dot{x}_0} \right)^4 - \left(\frac{\Delta x_0 + \dot{x}\Delta t_0 + \frac{\dot{x}\Delta\dot{x}}{2\sqrt{ab}}}{\Delta x} \right)^2 \right) \tag{1}$$

The driveability attribute

Driveability of a vehicle is a pivotal attribute affecting driving comfort and, as a consequence of driving habits triggered by the driver's perception, also driving style and thus fuel economy and emissions. There are numerous driving manoeuvres specified and characterized. These are either defined for an appropriate

characterisation of the vehicle or based on corporate standards. Additonally, commercially developed driveability evaluation tools are available, which provide a multitude of manoeuvres as well [13]. This article is focused on selected manoeuvres that involve a longitudinal acceleration of the vehicle. The main manoeuvres, serving as key driveability criteria, are depicted in figure 7.
The individual driveability criteria and their relevance for the powertrain topology presented in this paper can be described as follows:

Response delay: The time the driver recognizes a response from the vehicle after actuating the accelerator pedal (tip-in), e.g. the timespan τ that elapses until a just noticeable difference of the vehicle longitudinal acceleration $a_x > 0$ is achieved. The response delay should be as short as possible to avoid irritation of the driver.
This criterion is crucial in a tip-in that causes a restart of the ICE in a hybrid powertrain when leaving a stop or a coasting phase [14]. Additionally, the boost-pressure build-up characteristics of turbo-/supercharged ICE-equipped vehicles can cause a response delay [15].

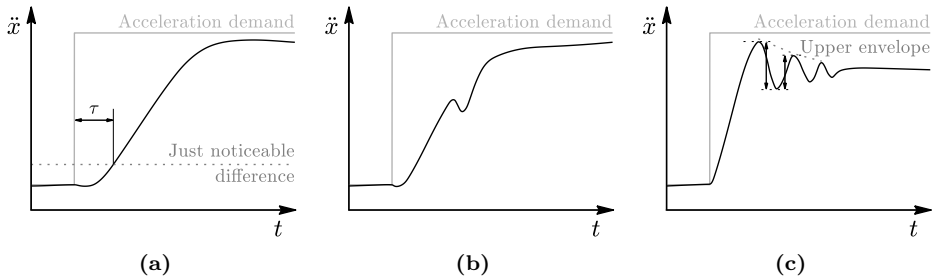


Figure 7: Longitudinal-acceleration-based driveability criteria considered in this paper: (a) response delay τ, (b) acceleration smoothness, (c) shuffle

Acceleration smoothness: After the tip-in, the propulsion system delivers torque to the driveline and the wheels, which thus accelerating the vehicle. Torque characteristics should be smooth, without any perceiveable disturbances, caused by e.g. turbo lag [16], gear shifts, blending of torque sources or reengagement of torque sources in the powertrain [16; 17].
Especially during high power demand, acceleration smoothness can be affected by ICE restart and reengagement characteristics [16] or, in high gears below approx. $n_{\mathrm{ICE}} = 1700\,\mathrm{min}^{-1}$, by the turbo lag [16; 18; 19].

Shuffle: The powertrain mounted in the vehicle can be considered as a flexible system. For modelling purposes, this can be described by a spring-mass-damper system with degrees of freedom chosen appropriately [17]. In any case, torque discontinuities can excite relevant eigenmodes of the powertrain-vehicle system, resulting in a vibratory response of the system in a gear-ratio-dependent frequency range from 2.5 Hz to 8 Hz. One countermeasure for shuffle might be an appropriate antijerk control approach. However, this solution comes at the cost of transient response caused by the corresponding torque shaping [19].
During positive load changes and change-of-mind manoeuvres (e.g. by an aborted tip-in), shuffle can be evoked in the powertrain architecture as described in this paper.

Consequently, the powertrain in the vehicle needs to be modelled as a flexible system, reproducing the relevant eigenmodes correctly to reflect the described driveability criteria. A minimum level of modelling depth of a powertrain would be a three-mass system only having the torsional degree of freedom. By such a simple model, most driveability issues can be reflected [17]. Figure 8 depicts such a free-free mounted three-mass system with its three eigenfrequencies and mode shapes as e.g. used in [19–21].

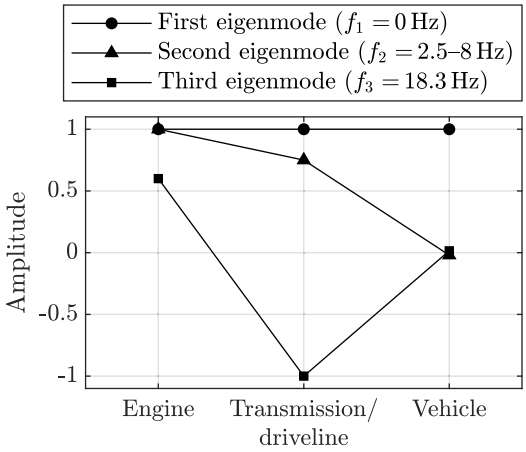


Figure 8: Simple three-mass, torsional-degree-of-freedom model of a vehicle system used for driveability analysis

According to figure 8, beside the first eigenmode that reflects the free-free system-related rigid mode at $f_1 = 0$ Hz, the vehicle vibrates at f_2 in phase opposition to driveline and engine/propulsion system in a gear-dependent frequency range.

This mode can be used to characterise the driveability issue of shuffle [17]. At f_3 the transmission and driveline system vibrate in phase opposition to engine and vehicle. This frequency can usually be found in the driving range above the idle speed of an ICE and is excited by its corresponding firing order [21]. However, with the application of a DMF this frequency can be reduced significantly, allowing an overcritical operation of the powertrain system [21; 22]. Consequently, an advanced mechanical model of the powertrain and vehicle was developed to support the trade-off analysis of fuel consumption, emissions and driveability.

Results

To evaluate the presented approach, several simulations with varying minimum catalyst temperature were conducted. The different energy demands of the heater and, therefore, different overall energy demands cause a change in tail-pipe emission concentrations. The influence on the overall system behaviour, i.e. the vehicle speed, should be negligible. Only the maximum acceleration capability might be reduced in cases where a low SOC requires the generation mode.

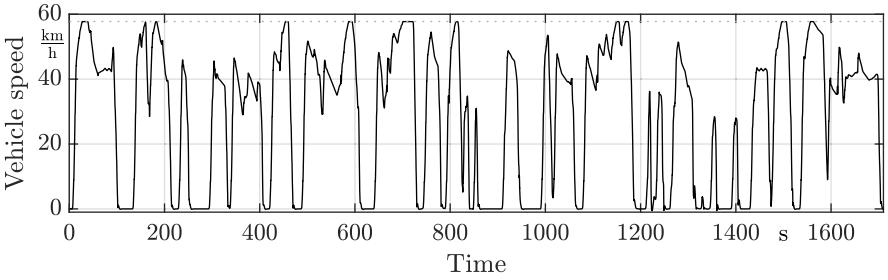


Figure 9: Test-vehicle speed in the cosimulation with a desired speed of 58 km/h

Table 1: Requirements for a valid result based on [1]

	Minimum	Sample	Maximum
Average vehicle speed	15 km/h	28.4 km/h	40 km/h
Maximum vehicle speed		57.7 km/h	60 km/h
Standstill	6 %	25.6 %	30 %
Duration	26.1 min	28.9 min	52.8 min

Figure 9 shows the resulting vehicle speed over time. At a few points the desired speed was reached, so the vehicle was not affected by the traffic. However, most of the time the interaction with other vehicles was dominant, which is indicated by a lower speed. This simulation run includes only a short stop-and-go phase starting at 1300 s. Nevertheless, the standstill time of more than 25 % is quite high. Other relevant results are summarised and compared with RDE requirements [1] in table 1.

Other key outputs of the simulation are the tail-pipe emissions of the vehicle. Figure 10 shows the relevant emission results of simulations with varied lower EHC temperature threshold. Below this heater activation temperature, the heater is enabled. The carbon dioxide emissions are constant up to 450 °C, where they start to increase linearly with temperature. This is caused by the abovementioned higher energy demand of the heater. Obviously, the demand is higher than the recuperated energy, so fuel energy has to be converted into electrical energy by switching to generation mode. The hydrocarbon emissions are decreasing with temperature with a decreasing gradient. This result is expected since hydrocarbon conversion increases with temperature. Carbon monoxide and nitrogen oxide emissions are decreasing strongly between 25 °C and 100 °C and remain almost constant above this range. The nitrogen oxide and carbon dioxide emissions increase slightly due to a higher total amount of emissions and higher engine loads.

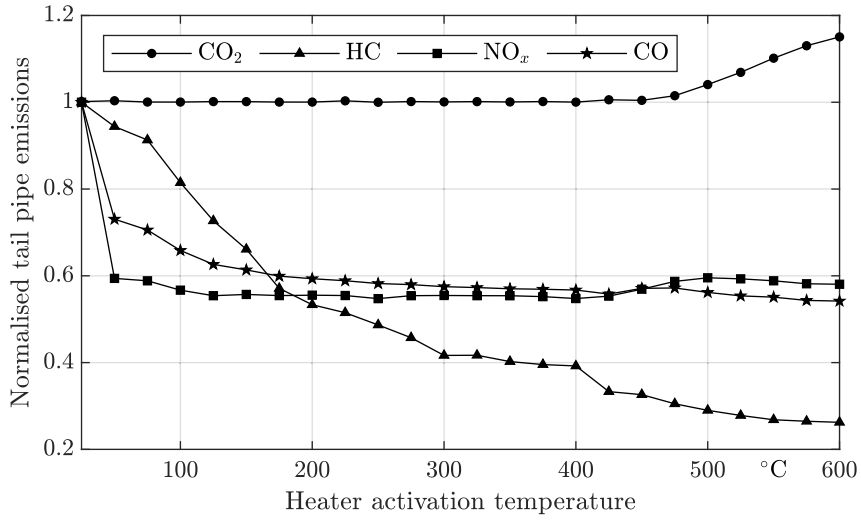


Figure 10: Relevant emissions of the virtual test vehicle cumulated over a complete test run with different heater activation temperatures

To prove the assumption of a higher energy demand and insufficient recuperation energy, the electrical energy demands of different processes were determined. The resulting distribution is depicted in figure 11 for different heater activation temperatures. The electrical energy is normalised with the maximum recuperated energy over all simulations. Each electrical load within the 48 V system is associated with an area in this diagram. The area of the electrical motor is again divided into the corresponding operation modes.
The energy demands of the electrical compressor and the all-electric driving operation are constant. This is reasonable since the velocity profile is identical and the electrical compressor is only used during acceleration phases and at high load demands at low engine speed (low-end torque), whereas the generation mode is used in more constant operation phases. It also implies that all-electric driving is never stopped due to the lower SOC threshold.

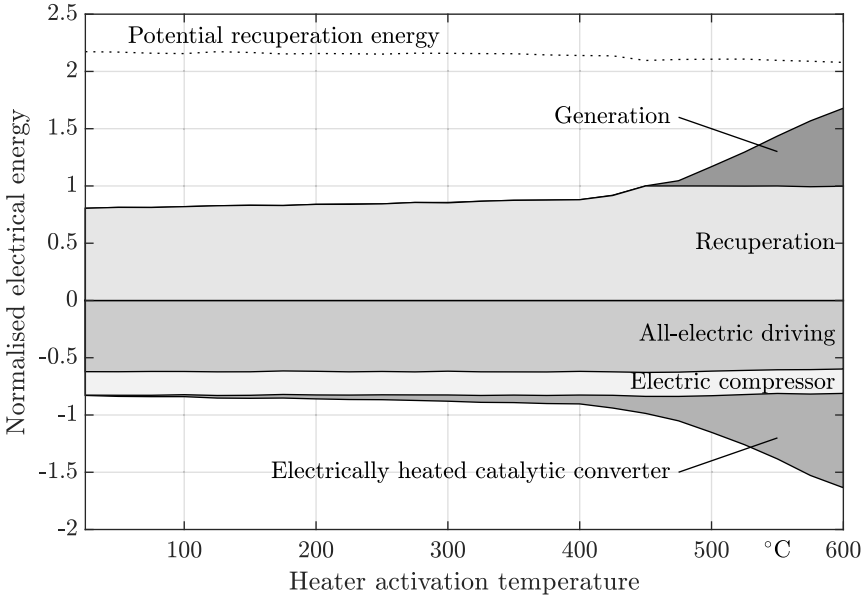


Figure 11: Energy distribution of the virtual test vehicle over a complete test run with different heater activation temperatures

The energy demand of the heater increases with activation temperature. At first the gradient is low, but it starts increasing at 400 °C. The recuperation energy distribution appears to be similar. At 450 °C, the recuperation energy reaches its maximum while the energy demand of the heater still increases. Subsequently, the generation mode has to be used to secure a neutral SOC over the simulation

run. The recuperation energy is mainly limited by the maximum power of the electric motor. At lower activation temperatures, the recuperation mode has to be disabled due to the SOC being near 100 %.
These results point to a heater activation temperature of 450 °C as a reasonable choice for this particular use case because at this point the recuperation energy suffices and the generation mode is not required. This keeps the hydrocarbon emissions on a lower level than those of the reference (25 °C) without increasing fuel consumption.
In order to illustrate the driveability analysis, an acceleration process is depicted in figure 12. Besides the acceleration demand, three different acceleration signals are shown. The 0 N·m signal corresponds to a heater activation temperature of 25 °C, the 10 N·m signal to 475 °C, and the 20 N·m signal to 600 °C. The tip-in, from which the acceleration demand escalates, defines the origin of the axis of abscissas. Up to this point the vehicle operates in the all-electric drive mode and consequently the three signals are coincident.

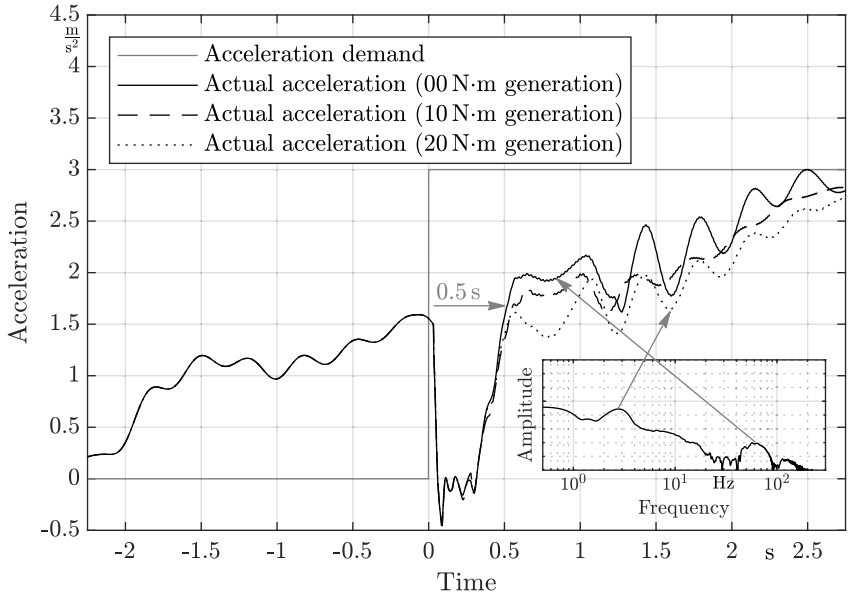


Figure 12: Acceleration process including an engine restart at different generation torque levels

After the tip-in, an engine restart is required, so the clutch is opening and the acceleration decreases to zero. The engine restart takes approximately 0.5 s and so the response delay is in this time scale as well. Once the engine is started, the

acceleration signals start to diverge. A higher generation torque leads to a lower vehicle acceleration due to the lower transmission input torque. The following oscillations can be related to their corresponding phenomena with the help of the frequency spectrum that is also included in figure 12. The low-frequency oscillation at approximately 2.8 Hz is related to shuffle. The maximum amplitude as well as the duration of the oscillation decreases with an increasing generation torque. A second characteristic frequency range can be seen from 40 Hz to 90 Hz. This oscillation is related to the combustion frequency and has a significantly smaller amplitude because of the damping behaviour of the dual-mass flywheel. The typical DMF-related oscillations are not discernible in this test.

Conclusion

The simulation approach presented in this article includes a crank-angle-resolved powertrain simulation combining thermal and mechanical models. It is coupled to an inner-city traffic simulation. This offers the opportunity to evaluate the system behaviour not only in predefined drive cycles but also in virtual real-world tests that create unique and realistic driving situations depending on the system dynamics. Using the presented modelling depth, the entire system behaviour, e.g. warm-up, emissions and driveability, can be analysed. For different simulation objectives, the modelling depth can be adjusted accordingly to save computation time and validation effort or to improve the prediction quality or the specific component models. Particularly, the static engine-emission maps could be replaced with more advanced models in the future. With this approach, the system dimensioning or the operation strategy calibration can be shifted to an earlier development phase and still take real-world driving under consideration without available physical prototypes.

Acknowledgements

The work presented here was sponsored by European Union's funding: THOMSON (GA no. 724037). This support is gratefully acknowledged.

References

[1] COMMISSION, E.: *COMMISSION REGULATION (EU) 2016/427*. Mar. 2016. (Visited on 01/05/2020).

[2] Innovation and Networks Executive Agency: *THOMSON*. URL: https://ec.europa.eu/inea/en/horizon-2020/projects/h2020-transport/green-vehicles/thomson (visited on 05/20/2020).

[3] Lauer, S.; Krebs, S.; Stoffels, H.; Wechler, S.: *Definition of the energy management system for the total vehicle model*. Report THOMSON H2020-GC-03-2016. 2017.

[4] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. deutsch. 3rd ed. Der Fahrzeugantrieb. Springer, 2009. ISBN: 978-3-211-99276-0.

[5] Savic, B.; Zimmermann, R.; Jander, B.; Baar, R.: "New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger Directly from Hot Gas Test Data". In: *12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. Jan. 2017. doi: 10.29008/ETC2017-258.

[6] Kim, C.; Paratore, M.; Gonze, E.; Solbrig, C.; Smith, S.: "Electrically Heated Catalysts for Cold-Start Emissions in Diesel Aftertreatment". In: *SAE 2012 World Congress & Exhibition*. Apr. 2012. doi: 10.4271/2012-01-1092.

[7] Kirchner, T.; Eigenberger, G.: "Optimization of the cold-start behaviour of automotive catalysts using an electrically heated pre-catalyst". In: *Chemical Engineering Science* 51 (10 1996). Chemical Reaction Engineering: From Fundamentals to Commercial Plants and Products, pp. 2409–2418. issn: 0009-2509. doi: 10.1016/0009-2509(96)00097-8.

[8] Schaper, U.; Sawodny, O.; Mahl, T.; Blessing, U.: "Modeling and torque estimation of an automotive Dual Mass Flywheel". In: *2009 American Control Conference*. IEEE, June 2009, pp. 1207–1212. doi: 10.1109/ACC.2009.5160136.

[9] OpenStreetMap contributors: *OpenStreetMaps.org*. licensed as CC BY-SA. 2020. url: https://www.openstreetmap.org/copyright.

[10] Krauss, S.: "Microscopic Modeling of Traffic Flow: Investigation of Collision Free Vehicle Dynamics". Dissertation. Universität zu Köln, Apr. 1998.

[11] Acosta, A. F.; Espinosa, J. E.; Espinosa, J.: "TraCI4Matlab: Enabling the Integration of the SUMO Road Traffic Simulator and Matlab® Through a Software Re-engineering Process". In: *Modeling Mobility with Open Data*. Cham: Springer International Publishing, 2015, pp. 155–170. isbn: 978-3-319-15024-6. doi: 10.1007/978-3-319-15024-6_9.

[12] Treiber, M.; Hennecke, A.; Helbing, D.: "Congested traffic states in empirical observations and microscopic simulations". In: *Physical Review E* 62 (2 Aug. 2000), pp. 1805–1824. doi: 10.1103/PhysRevE.62.1805.

[13] Nybacka, M.; Holmlund, D.; Danner, C.: *AVL-DRIVE pre-study report*. https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:997615/FULLTEXT01.pdf. Sept. 2009.

[14] Stoffels, H.; Kao, S.-A.; Frenken, M.: "Optimal Engine Re-Start Strategy on a Mild Hybrid Powertrain by Means of Up-Front Modelling". In: *14th International Conference on Engines & Vehicles*. SAE International, 2019. doi: 10.4271/2019-24-0206.

[15] Stoffels, H.; Quiring, S.; Pingen, B.: "Analysis of Transient Operation of Turbo Charged Engines". In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2 2010), pp. 438–447. issn: 1946-3944. doi: 10.4271/2010-32-0005.

[16] Stoffels, H.; Weber, C.; Graf, F.; Lauer, S.; Ehrhard, J.; Moretti, M.; Neveling, M.: "The Methane Fuel Based Turbocharged Direct Injection Engine in a Hybrid Powertrain – An Efficient Synergy". In: *14th International Conference on Engines & Vehicles*. SAE International, 2019. doi: 10.4271/2019-24-0201.

[17] Stoffels, H.: "Balancing driveability, NVH, and fuel consumption on automotive powertrains using integrated simulation techniques". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 231.3 (2017), pp. 556–567. doi: 10.1177/1464419317715844.

[18] Stoffels, H.; Springer, M.; Kramer, U.; Weber, C.: "Hybrid powertrain with methane engine - the consequent evolution". In: *Der Antrieb von morgen 2019*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, pp. 103–119. doi: 10.1007/978-3-658-26056-9_7.

[19] Stoffels, H.; Wojahn, J.; Brinkmann, F.; Grieser, K.; Hohenboeken, K.; Konieczny, T.; Weber, C.: "Vehicle Application of a Parallel-Sequentially Turbocharged Gasoline Engine, equipped with switchable exhaust valves". In: *13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. 2018, pp. 595–609. isbn: 978-1-5108-7387-2.

[20] Laschet, A.: *Simulation von Antriebssystemen*. Springer-Verlag, 1988. isbn: 978-3-540-19464-4.

[21] Willumeit, H.-P.: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugtechnik*. Teubner Verlag, 1998. isbn: 978-3-663-12248-7.

[22] Ligier, J.-L.; Baron, E.: *Acyclisme et Vibrations*. Editions OPHRYS, 2002. isbn: 978-2-710-80817-6.

Biografische Notizen

Sören Krebs ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge an der Technischen Universität Berlin. Er schloss sein Studium der Physikalischen Ingenieurwissenschaft mit einer experimentellen Masterarbeit am Fachgebiet Fahrzeugantriebe ab und begann dort Ende 2016 seine Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter mit dem Schwerpunkt Antriebsstrangsimulation. Im Januar 2019 wechselte er an das von Herrn Baar initiierte, neu gegründete Fachgebiet.
Herr Baar weckte durch seinen mitreißenden Vorlesungsstil erst mein Interesse für Fahrzeugantriebe, und auch in persönlichen Gesprächen verstand er es, motivierende Worte zu finden und konstruktive Kritik zu üben.

Dr. Harald Stoffels ist bei der Ford Werke GmbH im Bereich Energy, Propulsion und Sustainability R&A fachlicher Leiter für Systemintegration und Abstimmung von Antriebskonzepten. Im Rahmen des EU H2020 geförderten Projektes THOMSON leitete er das Arbeitspaket „Fahrzeugkonzept mit Methanmotor und P2 mHEV“. Akademische Ausbildung: Dipl.-Ing. in Konstruktionstechnik (RWTH Aachen), Promotion (PhD) an der University of Cambridge, U.K., zum Thema NVH-Aspekte von kompressionsgezündeten Ottomotoren.
Ich lernte Prof. Baar im Rahmen der FVV sowie verschiedener Projekte als einen inspirierenden, zupackenden und humorvollen Menschen kennen und erinnere mich gerne noch an unser letztes Gespräch im Rahmen der IMechE-Turbocharger-Konferenz im Mai 2018 sowie den anschließenden E-Mail Austausch. Sein Tod ist ein unermesslicher Verlust.

Carsten Weber schloss das Studium an der RWTH Aachen im Jahr 1994 im Fachbereich der angewandten Thermodynamik mit dem Diplom ab. Seit dem Eintritt in die Firma Ford besetzte er verschiedene Funktionen in der Produktentwicklung. Derzeit leitet er die europäische Forschung und Vorentwicklung im Bereich Motor & Antrieb. Während dieser Zeit initiierte und leitete er unterschiedliche Forschungsvorhaben mit dem Fachbereich von Herrn Roland Baar.
Es war mir eine große Ehre und besondere Freude, mit Herrn Prof. Baar arbeiten zu dürfen. Tief beeindruckt hat mich seine konzentrierte, detaillierte Arbeitsweise gepaart mit technologischem Wissen und Weitblick. Die sehr gute und verlässliche Zusammenarbeit sowie die inspirierenden Gespräche werde ich stets in guter Erinnerung behalten.

Clemens Biet war zwischen 2012 und 2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigte sich mit vielfältigen Forschungsfragen rund um den Abgasturbolader. Er promovierte 2017 zum Thema „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Seit 2018 hat Clemens Biet die an das Fachgebiet Fahrzeugantriebe angegliederte Juniorprofessur „Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge“ inne, welche von Prof. Baar initiiert worden war.
Prof. Baar prägte mich mit seiner zielstrebigen, jedoch gleichzeitig besonnenen Art und verbleibt in vielerlei Hinsicht ein Vorbild für meine jetzige wissenschaftliche Tätigkeit. Ich empfinde große Dankbarkeit für sein Vertrauen, seine Unterstützung und vor allem für die vielfältigen durch ihn offenbarten Möglichkeiten, zu denen nicht zuletzt auch die Juniorprofessur zählt. Gern hätte ich die Forschung und Lehre an der Technischen Universität Berlin gemeinsam mit ihm gestaltet.

Shan-An Kao arbeitet seit Anfang 2017 bei Ford in der Forschung und Vorentwicklung. Er ist für Antriebsstrang-Simulationen in den Bereichen Fahrbarkeit und NVH zuständig. Zuvor erlangte er den M. Sc. für Fahrzeugtechnik und Transport an der RWTH Aachen.

Jan Mehring studierte an der RWTH Aachen und schloss das Studium im Jahr 1994 im Fachbereich Fahrzeugtechnik mit dem Diplom ab. Im Anschluss war er zwei Jahre bei der RWTÜV Fahrzeug GmbH beschäftigt, wo er Projekte zur Entwicklung von Abgasuntersuchungen durchführte. Seit dem Eintritt bei der Ford Werke GmbH 1996 war er in unterschiedlichen Bereichen der Antriebstrangentwicklung tätig. Zurzeit ist er innerhalb der Forschung und Vorentwicklung für die Entwicklung von Thermomanagementtechnologien verantwortlich. Dabei hat er auch Professor Baar kennen und schätzen gelernt. Leider konnte ich Herrn Professor Baar nur im Rahmen eines Projektes persönlich kennenlernen. Dabei schätzte ich besonders seine offene und ehrliche Art der Zusammenarbeit.

Christian Hofmann Christian Hofmann schloss das Maschinenbau Studium an der RWTH Aachen im Jahr 2011 mit dem Diplom ab. Derzeit arbeitet er bei der Firma Ford als CAE-Ingenieur in der Forschung und Vorentwicklung im Bereich Motor & Antrieb.

Konventionelle Antriebssysteme

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Technologietrends für den Pkw-Dieselmotor zur Erfüllung von RDE-Anforderungen

Helmut Tschöke, Frank Bunar, Elisa-Maria Moser

Die europäische Pkw-Abgasgesetzgebung trägt massiv zur Verbesserung der Luftqualität bei. Es werden im vorliegenden Beitrag neben den Grundlagen der RDE-Gesetzgebung technologische Lösungsansätze für RDE-Anforderungen beschrieben. Bei Pkw-Dieselmotoren erfolgt aktuell im Markt eine Anpassung an die RDE-Gesetzgebung. Innovative Auflade- und Abgasrückführungskonzepte tragen zur Begrenzung der NO_x-Rohmissionen bei. Optimierte Brennräume ermöglichen unter Beachtung des Ruß-NO_x-Trade-Offs einen AGR-Einsatz bis an die Volllast. Den Hauptanteil der Schadstoffreduktion leistet die Abgasnachbehandlung mit Oxidations- und mehrstufigen $DeNO_x$-Katalysatoren sowie Partikelfiltern. Die Minimierung der thermischen Masse im Abgassystem gewinnt zunehmend an Bedeutung. Ein aktives ANB-Thermomanagement ist dabei die Schlüsseltechnologie. Die 48 V-Elektrifizierung des Antriebes ist beim Dieselmotor eine Möglichkeit, sowohl die Systemeffizienz, d. h. Senkung der Treibhausgasemissionen, als auch die Emissionsrobustheit zu verbessern.

Hintergrund und Motivation

Die Qualität der uns umgebenden Luft hängt in starkem Maße vom Eintrag der Emissionen (natürliche und anthropogene) in diese ab. Wir unterscheiden schädliche (toxische, gesundheitsgefährdende) und klimarelevante Emissionen. Nach Verdünnungs-, Transport- und Verteilungsprozessen stellt sich eine auf den Menschen und die Natur wirkende Luftverunreinigung (Immission) ein. Aufgrund der komplexen Transmissionsvorgänge der Schadstoffkomponenten kann es trotz zurückgehender Emissionen lokal zu unzulässigen Überschreitungen der Grenzwerte für die Luftqualität kommen. Der Gesetzgeber hat deshalb sowohl für die Emissionen als auch für die Immissionen Grenzwerte festgelegt. Hinzu kommen noch z. B. topografische Gegebenheiten und extreme Verkehrsdichten, die die Luftqualität stark beeinflussen können. Nachfolgend betrachten wir ausschließlich die primären anthropogenen Emissionen aus dem Straßenverkehr und speziell die aus dem Verbrennungsprozess von Dieselmotoren: Partikel (PM-Partikelmasse,

PN-Partikelanzahl) sowie Stickstoffoxide (NO_x) als Schadstoffe und Kohlenstoffdioxid (CO_2) als Verbrauchsgröße und klimarelevante Emission und die daraus resultierenden Immissionen. Abbildung 1 und 2 zeigen die Staub- und Stickstoffoxidemissionen nach Verursachern.

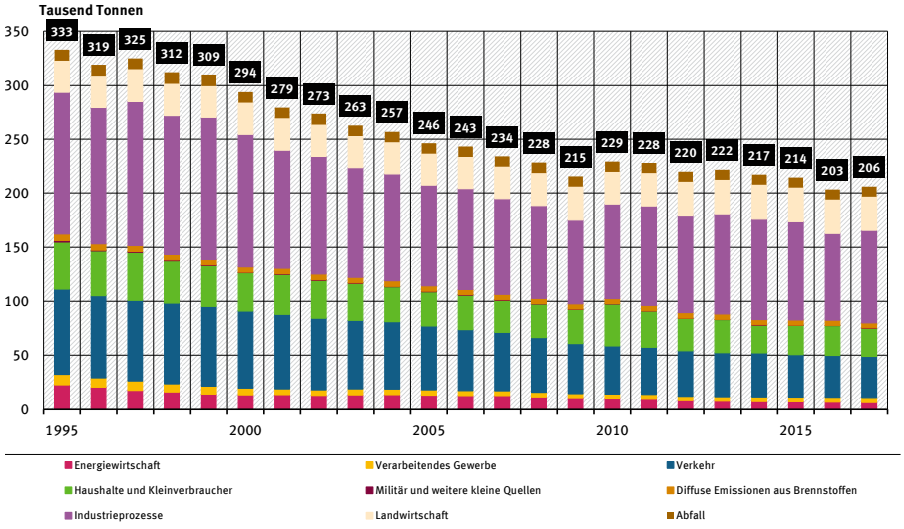


Abbildung 1: Entwicklung der PM10-Emissionen nach Verursachern [1]; Verkehr: ohne land- und forstwirtschaftlichen Verkehr, einschl. Abrieb von Reifen, Bremsen, Straßen; Haushalte und Kleinverbraucher: mit Militär und weiteren kleinen Quellen (u. a. land- und forstwirtschaftlichem Verkehr); Industrieprozesse: einschl. diffuse Emissionen von Gewerbe und Handel sowie Schüttgutemissionen; Lösemittel- und andere Produktverwendung: Feuerwerk, Zigaretten, Grillfeuer

Bei der Analyse der Ursachen zeigt sich, dass der Verbrennungsmotor, egal ob Diesel- oder Ottomotor, einen untergeordneten Anteil an der Feinstaubbelastung hat. Der verbrennungsbedingte Partikelanteil des Verkehrs an den PM10 liegt im einstelligen Prozent-Bereich der gesamten Feinstaubemissionen; die Schätzungen liegen bei 4 % bis 7 % in der EU. Dies ist u. a. auf die Weiterentwicklung der Hochdruckeinspritztechnik und besonders auf den Diesel-Partikelfilter zurückzuführen, der seit etwa 2005 für einen Teil der Euro-4 sowie für die meisten Euro-5 und Euro-6-Fahrzeuge angewandt wird. Eine unzulässige Feinstaubbelastung kann also durch ein Dieselverbot nicht reduziert werden. Hauptursachen sind u. a. die hohe Verkehrsdichte, Aufwirbelungen, Hausfeuerungsanlagen, Inversionswetterlagen sowie der Brems- und Reifenabrieb.

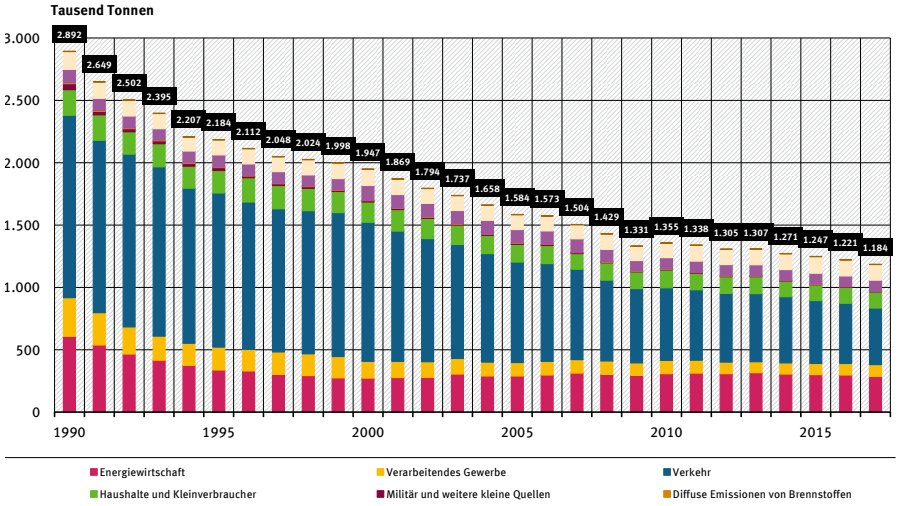


Abbildung 2: Entwicklung der NO_x-Emissionen nach Verursachern [2]; Verkehr: ohne land- und forstwirtschaftlichen Verkehr; Haushalte und Kleinverbraucher: mit Militär und weiteren kleinen Quellen (u. a. land- und forstwirtschaftlichem Verkehr)

Anders sieht es dagegen bei den Stickstoffoxiden aus: Hier haben die dieselmotorisch angetriebenen Fahrzeuge (Pkw und Nfz) gegenüber den anderen Verursachern einen Anteil von knapp 40 %. Mit der flächendeckenden Einführung der sogenannten DeNO$_x$-Systeme (Selective Catalytic Reduction SCR und/oder NO$_x$-Storage-Catalyst NSC), welche die innermotorischen Maßnahmen wie z. B. Hoch- und Niederdruck-AGR unterstützen, ist die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte auch unter Realbedingungen zu erreichen. Die neuen Dieselmotoren-Generationen bestätigen das [3].

Unter Immission wird die Luftqualität an einem bestimmten (lokalen) Ort definiert, dabei betrachten wir hier ausschließlich die Luftbelastung durch Partikel, d. h. Partikelmasse PM10 oder PM2,5 und Stickstoffoxide, d. h. als NO_2-Massenäquivalent. Für beide Schadstoffkomponenten sind maximal zulässige Konzentrationen festgelegt, [4]. Trotz starker Verringerung der Emissionsgrenzwerte, z. B. für Diesel-Pkw von Euro-3 (2001) zu Euro-6 (2015) um den Faktor 6,25 für NO_x und 11 für die Partikelmasse, hat sich die Luftqualität nicht in gleichem Maße verbessert. Es besteht eine Diskrepanz in der Entwicklung der Emissionsgrenzwerte für die Fahrzeuge und der lokalen Luftbelastung (Immission) durch schädliche Abgaskomponenten. Dies ist sowohl in der zunehmenden Verkehrsdichte als auch in der Messung der Schadstoffemissionen auf der Basis einer wenig realitätsnahen Be-

triebsweise (synthetische Fahrzyklen) des Fahrzeugs inklusive der Randbedingungen (z. B. Temperaturen, optimierter Fahrzeugzustand) begründet. Abbildung 3 zeigt den Unterschied zwischen dem gesetzlichen Grenzwert unter den Bedingungen des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) und den unter realen Fahrbedingungen gemessenen NO_x-Emissionen von Euro-3 bis Euro-6 für Diesel-Pkw. Der Vergrößerungsfaktor zwischen Test und Realität betrug im Jahr 2000 im Mittel etwa 2 und für Euro-6 Fahrzeuge etwa 5,5, ohne dass die Realemissionen höher geworden wären, diese sind sogar um etwa 60 % gegenüber Euro-3 gesunken. Die Gesetzgebung hat sich im gleichen Zeitraum jedoch deutlich schneller verschärft (84 % Reduzierung von Euro-3 zu Euro-6) als die Verbesserung in der Realität eintraten.

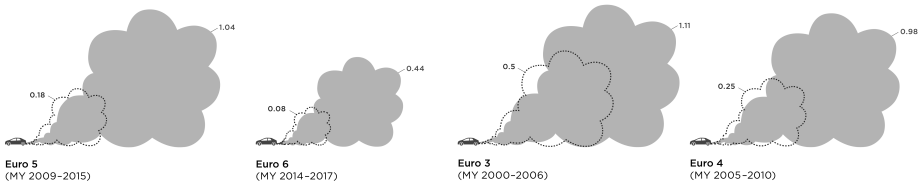
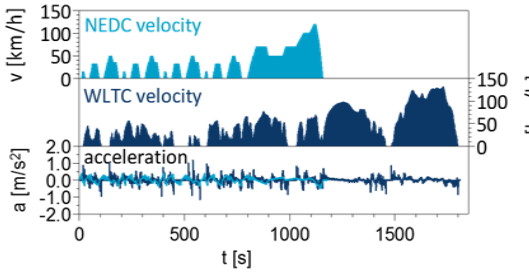


Abbildung 3: Vergleich der Emissionsgrenzwerte und der Realemissionen [4]

Grundsätzlich war es immer die Absicht, bei der Definition der Testzyklen und des Prüfverfahrens Fahrzustände aus der Praxis zu abstrahieren, allerdings standen die Reproduzierbarkeit und die Vergleichbarkeit der Ergebnisse an erster Stelle. Die strenge Einhaltung der Vorschriften, die Konditionierung der Fahrzeuge und die technischen Möglichkeiten der Abgasmessung führten zu Applikationsmessungen und Zertifizierungs-Prüfläufen auf dem Rollenprüfstand. Während in den USA z. B. für den FTP-75-Testzyklus Fahrkurvenanteile aus realen Fahrten zusammengesetzt wurden, bestand der Modifizierte Neue Europäische Fahrzyklus (M)NEFZ aus der synthetischen Kombination verschiedener Betriebsphasen: Konstante Beschleunigung und Verzögerung, Leerlauf sowie konstante Geschwindigkeit. Am 1. September 2017 wurde die sogenannte Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Procedure (WLTP) mit dem Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Cycle (WLTC) eingeführt. Abbildung 4 zeigt den Vergleich zwischen NEFZ und WLTC. Letzterer ist wesentlich dynamischer und entspricht deutlich besser dem tatsächlichen Fahrverhalten. Die fortdauernde Diskrepanz zwischen den Schadstoffemissionen und der Luftbelastung, insbesondere durch die Stickoxidemissionen führte dazu, dass die Europäische Kommission bereits 2010 beschloss, mit realitätsnahen Prüfverfahren die laborgestützten Verfahren zu ergänzen.



	NEDC	WLTC
Distance [km]	11.013	23.141
Duration [s]	1180	1800
v_{mean} [km/h]	33.6	46.3
v_{max} [km/h]	120	131
a_{max} [m/s²]	1.04	1.88
Standstill time [s]	280	227
Standstill proportion [%]	23.7	12.6

Abbildung 4: Vergleich des NEFZ mit dem WLTC [5]

Am 03.02.2016 hat das Europaparlament die Einführung des Real Driving Emissions Test (RDE) mit entsprechenden „Übereinstimmungsfaktoren (Konformitätsfaktoren) für die zulässigen Emissionen im Realbetrieb gegenüber den Grenzwerten von Euro-6c, die wiederum mit der WLTP eingehalten werden müssen, festgelegt, siehe Abschnitt RDE Gesetzgebung – Grundlagen. Die Kombination von WLTP und RDE ist in der Abgasnorm Euro-6d festgelegt. Zunächst gelten die Realmessungen für die Stickstoffoxidemissionen, die Partikelanzahl, die Kaltstartemissionen und die Emissionen von Hybridfahrzeugen. Abbildung 5 zeigt beispielhaft einen Vergleich der Betriebspunkte im Motorkennfeld der drei Zyklen NEFZ, WLTC und RDE. Der RDE Zyklus ist nicht absolut reproduzierbar aufgrund unterschiedlicher Streckenführung (z. B. Steigung), Verkehrssituation, Temperaturen, Fahrer usw. und deckt deutlich größere Bereiche des Drehzahl-Last-Kollektives ab als die standardisierten Zyklen.

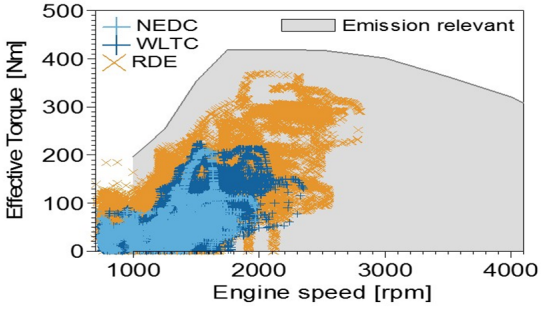


Abbildung 5: Beispiel für die Betriebsbereiche im Motorkennfeld eines Pkw-Dieselmotors für den NEFZ, WLTC und RDE-Zyklus [5]

RDE Gesetzgebung – Grundlagen

Der allgemeine Werdegang der RDE-Gesetzgebung ist schematisch in Abbildung 6 dargestellt.

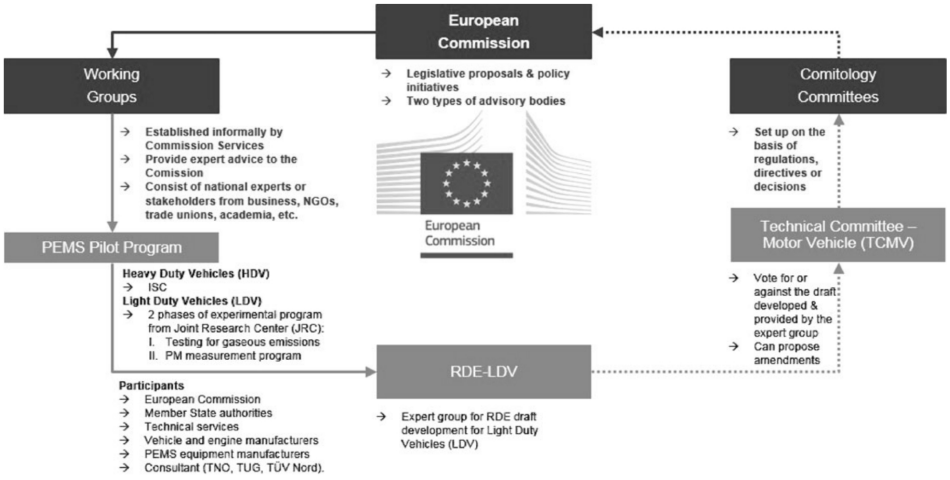


Abbildung 6: Beteiligte Institutionen am RDE-Gesetzgebungsverfahren und deren Interaktion [5]

Die Europäische Kommission (European Commission, EC) hat in der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 festgehalten, dass sowohl die Verfahren und Prüfungen als auch die Anforderungen für die Typgenehmigung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 zu überprüfen sind. Mit dieser Vorgabe der Europäischen Kommission wurde eine Arbeitsgruppe gegründet, welche sich zunächst mit dem Thema intensiv auseinandersetzt. Teilnehmende Parteien in dieser RDE-Arbeitsgruppe sind Experten und Vertreter aus der Industrie, externe Berater und verschiedene Nichtregierungsorganisationen (NGO).
In Abbildung 7 sind ausgewählte wichtige Meilensteine der RDE-Gesetzesentwicklung dargestellt. Zur Strukturierung des Vorgangs der Gesetzesentwicklung werden sogenannte RDE Pakete festgelegt. Dies sind Gesetzesentwürfe mit unterschiedlichen Meilensteinen, welche in dem jeweiligen Paket zu erreichen waren und damit den Fokus der jeweiligen Studien darstellten. Die gesetzten Hauptpunkte der Pakete sind ebenfalls in Abbildung 7 dargestellt.

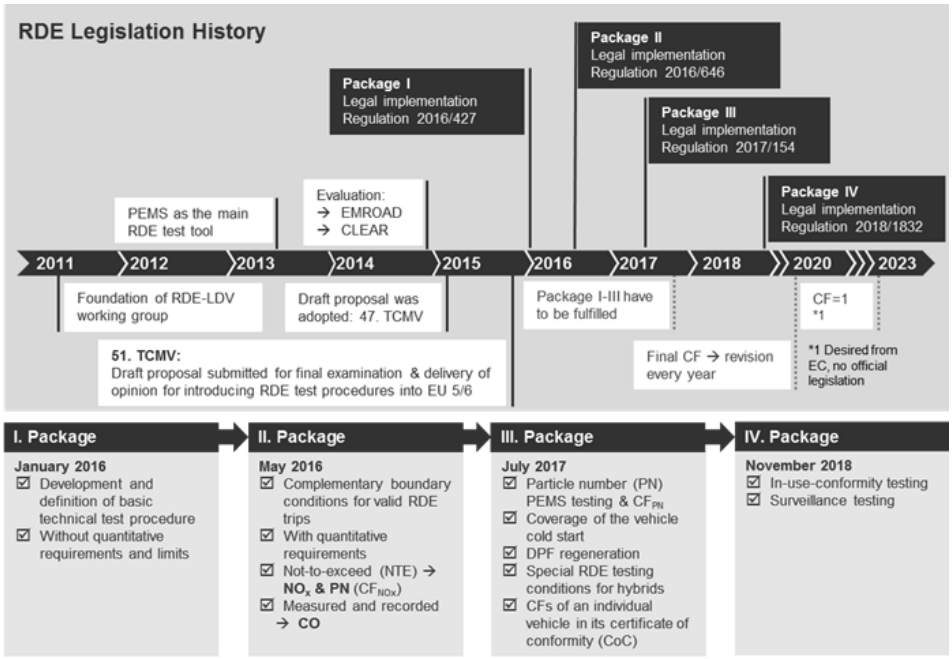


Abbildung 7: RDE-Gesetzgebungshistorie, Gesetzespakete und RDE-Meilensteine [5]

Die Abbildung 8 zeigt die Zeitpunkte der Einführung der RDE-Gesetzgebung in Kombination mit der WLTP-Gesetzgebung. Die Fahrzeugtypbezeichnungen sind hier im Falle der WLTP-Gesetzgebung dargestellt, für die zuvor gültige NEFZ-Zertifizierung galten andere Abkürzungen. Die Darstellung gilt nur für Fahrzeuge mit Fremdzündungsmotor (Plug Ignition – PI) und Selbstzündungsmotor (Compression Ignition – CI) in Kombination mit der OBD Norm 6-2, welche sowohl die vollständigen OBD-Anforderungen der OBD-Norm Euro-6, als auch die endgültigen OBD-Schwellenwerte enthält. Die Emissionsnorm Euro-6c ist eine Übergangsphase, in der zwar die vollständigen Emissionsanforderungen der Emissionsnorm Euro-6d gelten und der WLTC bereits Anwendung findet, jedoch die RDE-Prüfung lediglich zu Überwachungszwecken durchgeführt wird. Die gültigen Grenzwerte für die in der EU rechtskräftige Euro-6-Norm sind für Diesel- und Ottofahrzeuge in Tabelle 1 zusammengestellt. Bis zum Inkrafttreten von Euro-6d-Temp befand sich das RDE-Testverfahren in einer Monitoring-Phase, in der keine Anwendung von Emissionsgrenzwerten stattfindet. Für die Emissionsnorm Euro-6d-Temp sind mit Ausnahme der RDE-Emissionen die vollständigen Anforderungen der Euro-6d-Norm einzuhalten.

In der Phase 2 der RDE-Einführung ist die RDE-Prüfung mit den vorläufigen Übereinstimmungsfaktoren (Conformity Factor, CF) von 2,1 für NO_x und 1,5 für PN einzuhalten. Dieser Faktor beschreibt die maximal zulässige Überschreitung des jeweiligen Grenzwertes nach der Auswertung. Er setzt sich zusammen aus dem Faktor 1 und einer Toleranz, welche die zusätzlichen Messunsicherheiten durch die PEMS-Ausrüstung berücksichtigt.

Tabelle 1: Emissionsgrenzwerte der Euro-6-Norm für Diesel- und Ottofahrzeuge [5]

EU Norm	OBD Norm	Emissionsgrenzen in mg/km													
		CO		THC		NMHC		NO_x		THC + NO_x		PM		PN	
		PI	CI	PI	CI	PI	CI	PI	CI	PI	CI	PI [8]	CI	PI	CI
EU 6d-TEMP [5]	EU 6-2	1000	500	100	-	68	-	60	80	-	170	4,5	4,5	$6{,}0*10^{11}$	$6{,}0*10^{11}$
Euro 6d-TEMP-EVAP [6]	EU 6-2	1000	500	100	-	68	-	60	80	-	170	4,5	4,5	$6{,}0*10^{11}$	$6{,}0*10^{11}$
EU 6d [7]	EU 6-2	1000	500	100	-	68	-	60	80	-	170	4,5	4,5	$6{,}0*10^{11}$	$6{,}0*10^{11}$

PI = Fremdzündungsmotor, CI = Selbstzündungsmotor
[5] RDE-NO_x-Prüfung mit vorläufigen Übereinstimmungsfaktoren, vollständige Auspuffemissionsanforderungen der Emissionsnorm ‚EURO 6' (einschließlich PN-RDE)
[6] RDE-NO_x-Prüfung mit vorläufigen Übereinstimmungsfaktoren, vollständige Auspuffemissionsanforderungen der Emissionsnorm ‚EURO 6' (einschließlich PN-RDE) & überarbeitetes Prüfverfahren für Verdunstungsemissionen
[7] RDE-Prüfung mit endgültigen Übereinstimmungsfaktoren, vollständige Auspuffemissionsanforderungen der Emissionsnorm ‚EURO 6' , überarbeitetes Prüfverfahren für Verdunstungsemissionen
[8] Gilt nur für Fahrzeuge mit Direkteinspritzung

Sie wird jährlich überprüft und bei einer Verbesserung der Qualität des PEMS-Verfahrens oder technischem Fortschritt dementsprechend revidiert. Mit der Emissionsnorm Euro-6d beginnt die dritte RDE-Phase. Somit sind in der RDE-Prüfung die zunächst endgültig festgelegten Übereinstimmungsfaktoren von 1,43 für NO_x und 1,5 für PN anzuwenden. Der Zusatz EVAP steht für die Einführung eines überarbeiteten Prüfverfahrens für die Verdunstungsemissionen. Hier wird aufgrund des geänderten Verfahrens jeweils ein zusätzlicher Aufschub von zumeist einem Jahr gewährt. Die geänderten und angepassten Einführungsdaten sind der Ergänzung der Verordnung (EU) 2017/1347 zu entnehmen. Die dunkelblauen Balken der Abbildung 8 symbolisieren die Einführungszeiträume für die Fahrzeugklassen M1 und N1 Klasse I. Die der Fahrzeugklassen N1 Klasse II und III sowie N2 sind hellgrau dargestellt. Die weiß markierten Dreiecke kennzeichnen die verpflichtenden Einführungszeitpunkte für neue Typen (Type Approval – TA) und für alle Neufahrzeuge (All) sowie die letzten gültigen Zulassungszeitpunkte. Seit dem 01.09.2017 sind bei neuer Typenzulassung für die Fahrzeugklassen M1 und N1 Klasse I der WLTP als Prüfzyklus zu verwenden und die temporären CF für NO_x und PN einzuhalten. Die Fahrzeugklassen N1 Klasse II und III sowie N2 haben diese Bedingungen erst ein Jahr später im September 2018 zu erfüllen. Spätestens ab Januar 2022 haben alle neuen Fahrzeuge unabhängig von der Klasse die vorerst endgültigen RDE-Grenzwerte einzuhalten. Hier sei angemerkt, dass die Europäische Kommission offiziell verlauten ließ, bis 2023 den CF für NO_x von 1,43 auf 1,0 abzusenken. Hierzu gibt es jedoch aktuell noch keine verbindliche Gesetzesgrundlage.

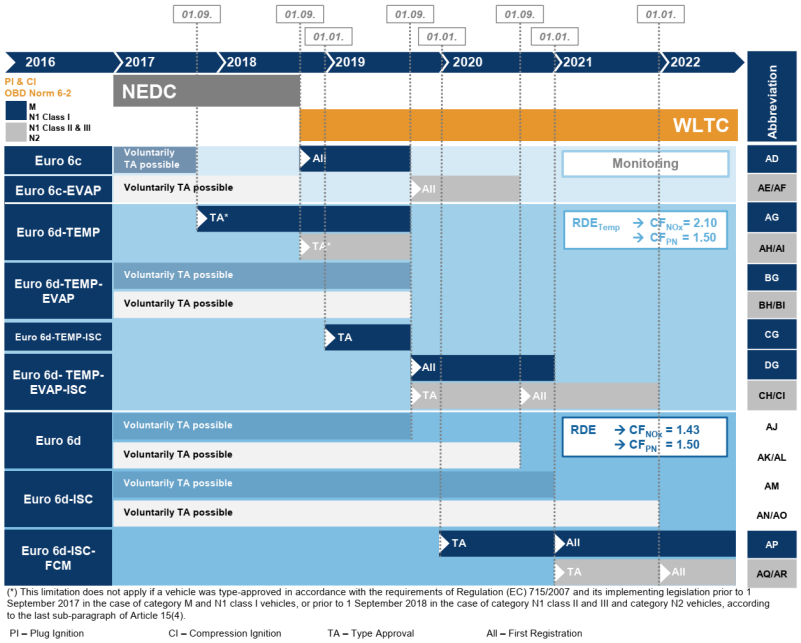


Abbildung 8: RDE-Einführungszeitpunkte für verschiedene Fahrzeugklassen mit WLTC [5]

Zuerst sind die zu testenden Fahrzeuge auszuwählen. Auf Grundlage derer sind anschließend die allgemeinen Testbedingungen, die Fahrzeugbedingungen sowie die Umgebungsbedingungen auf RDE-Vorgaben zu überprüfen. Sind diese alle konform, kann eine Fahrroute auf Basis einer geeigneten Landkarte entwickelt werden, die Anforderungen dafür sind in Abbildung 9 dargestellt.

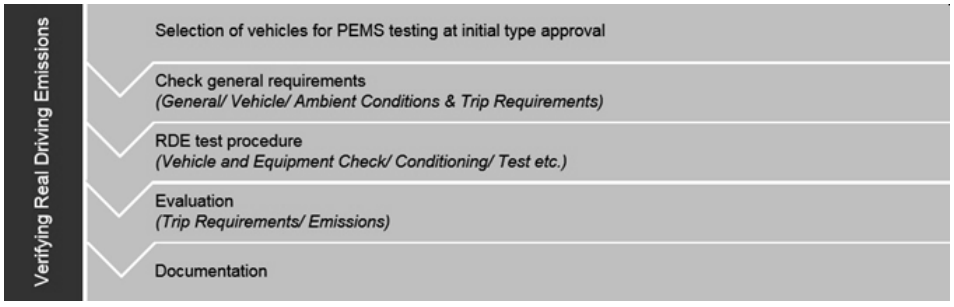


Abbildung 9: Ablauf des RDE-Testverfahrens [5]

Danach erfolgt der eigentliche Testvorgang, bei dem zuvor die Geräte installiert werden und deren Funktion überprüft wird. Außerdem erfolgen in diesem Schritt eine Konditionierung und ein erster Datencheck. Im Anschluss sind die ermittelten Daten, sofern gültig, mit unterschiedlichen Tools auszuwerten und auf ihre Dynamik hin zu prüfen. Erst dann kann festgestellt werden, ob die RDE-Testfahrt die Routenbedingungen erfüllt. Dieser Schritt soll den Einfluss des Fahrers normalisieren, indem eine Gewichtung der Fahrzustände erfolgt. Als letzter Punkt ist eine umfangreiche Dokumentation durchzuführen und zur Verfügung zu stellen.
PEMS-Prüfungen sind nicht für jeden Fahrzeugemissionstyp durchzuführen. Der Hersteller hat die Möglichkeit, mehrere Fahrzeugemissionstypen zu einer PEMS-Prüffamilie zusammenzufassen. Die Fahrzeuge einer PEMS-Prüffamilie sollen ähnliche Emissionsmerkmale aufweisen, wodurch sie in bestimmten Kriterien (z. B. Typ des Antriebes, verwendeter Kraftstoff, Arbeitsverfahren des Motors, Anzahl der Zylinder, Motorhubvolumen) übereinstimmen müssen. Neben den technischen Kriterien gibt es auch verwaltungstechnische Kriterien. Es ist möglich, bestehende PEMS-Familien zu erweitern und weitere Fahrzeuge in diese aufzunehmen. Zudem besteht für den Fahrzeughersteller die Möglichkeit, eine PEMS-Familie festzulegen, welche mit einem einzigen Fahrzeugemissionstyp identisch ist. Im Normalfall wird von dem Fahrzeughersteller ein repräsentatives Fahrzeug der PEMS-Prüffamilie ausgewählt und der Behörde vorgeführt. Dieses Fahrzeug wird anschließend von einem technischen Dienst überprüft. Eine PEMS-Prüfung soll nachweisen, dass das Fahrzeug die Anforderungen erfüllt. Anschließend wählt die Behörde nach den entsprechenden Anforderungen weitere Fahrzeuge für PEMS-Prüfungen durch einen technischen Dienst aus. Dabei werden die technischen Kriterien für die Auswahl dieser zusätzlichen Fahrzeuge mit den Prüfergebnissen aufgezeichnet. Sofern die Behörde zustimmt, können PEMS-Prüfungen auch von einer dritten Stelle durchgeführt werden. Hierbei gilt die Voraussetzung, dass wenigstens die für PMRH- (höchstes Leistungsgewicht aller Fahrzeuge in der PEMS-Prüffamilie) sowie die für PMRL-Werte (niedrigstes Leistungsgewicht aller Fahrzeuge in der PEMS-Prüffamilie) repräsentativen Fahrzeugprüfungen und mindestens 50 % der verlangten PEMS-Prüfungen zur Validierung der PEMS-Prüffamilie von einem technischen Dienst gefahren werden. Der technische Dienst bleibt jedoch für die ordnungsgemäße Durchführung aller PEMS-Prüfungen verantwortlich. Wie viele Fahrzeuge zu prüfen sind, hängt von den für die Schadstoffemissionen maßgeblichen technischen Merkmalen ab. So muss mindestens ein Fahrzeug für jedes in der PEMS-Familie mögliche technische Hauptmerkmal ausgewählt werden. Diese sind z. B. Kraftstofftyp, Getriebetyp, Vierradantrieb, Hubraum, Anzahl eingebauter Abgasnachbehandlungsbauteile sowie PMRH und PMRL. Unabhängig von diesen Voraussetzungen ist eine Mindestanzahl NT für PEMS-Prüfungen auszuwählen. Damit die Emissionen auch bei Fahrten mit Warmstart bewertet werden können, ist mindestens ein Fahrzeug pro PEMS-Prüfungsfamilie ohne Konditionie-

rung des Fahrzeugs mit warmem Motor zu prüfen. Der Kaltstart ist unabhängig von der Umgebungstemperatur definiert und umfasst 300 s nach dem ersten Start des Verbrennungsmotors. Wenn die Temperatur des Kühlmittels bestimmt wird, endet der Kaltstartzeitraum bei erstmaligem Erreichen einer Kühlmitteltemperatur von 70 °C, sofern diese vor 300 s erreicht wird. Des Weiteren werden bestimmte Anforderungen an die Fahrt, den Betrieb, das Schmieröl, den Kraftstoff sowie das Reagens (z. B. AdBlue) gestellt.
Für die Überprüfung des Emissionsverhaltens im tatsächlichen Fahrbetrieb ist das Fahrzeug auf der Straße unter normalen Fahrmustern und -bedingungen und mit normaler Nutzlast zu betreiben. Es ist nachzuweisen, dass die getesteten Fahrzeuge und Bedingungen für tatsächliche Fahrtrouten mit normaler Belastung und für die PEMS-Familie repräsentativ sind. Die Prüfstrecke wird von der Genehmigungsbehörde vorgeschlagen. Die Abschnitte, in denen Stadtverkehrs-, Landstraßen- oder Autobahnbedingungen vorliegen, sind zuvor anhand der topografischen Karte festzulegen. Eine durchgeführte PEMS-Prüfung kann von der Genehmigungsbehörde unter Angaben der Prüfungsdaten und Gründe jederzeit für ungültig erklärt werden, sofern die Datenqualität oder die Ergebnisse der Validierung für die Genehmigungsbehörde nicht zufriedenstellend sind. Damit ein einheitliches Verständnis von normalen Belastungszuständen bei RDE-Fahrten vorliegt, wurden in der Entwicklung des Testverfahrens diverse Bedingungen definiert. Die wesentlichen Testbedingungen für z. B. Routenauswahl und Umgebungsbedingungen sind für die Fahrzeugklassen M1 und N1 Klasse I, II und III definiert, siehe auch [5]. Diese allgemeinen Randbedingungen schränken den Bereich der zulässigen Umgebungsbedingungen, dynamischen Bedingungen sowie den Zustand und den Betrieb des Fahrzeuges ein. Für die Umgebungsbedingungen ist eine Übergangsregelung festgelegt. Während des Zeitraums vom Geltungsbeginn verbindlicher NTE (Not to Exceed)-Emissionsgrenzwerte bis fünf Jahre nach den Zeitpunkten, welche in Art. 10, Abs. 4 und 5 der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 festgelegt sind, liegt der gemäßigte Temperaturbereich zwischen 3 °C und 30 °C und der erweiterte zwischen −2 °C und 30 °C. Befinden sich die Umgebungsbedingungen während der Prüfung außerhalb der normalen und erweiterten Umweltbedingungen, so ist der Test als ungültig zu betrachten. Die Überprüfung einiger Anforderungen, wie zum Beispiel der dynamischen Bedingungen, kann erst zum Testende erfolgen und ist damit Teil der Emissions- und Fahrtauswertung.
Das Vorgehen des Prüfverfahrens für Fahrzeugemissionsprüfungen mit einem portablen Emissionsmesssystem ist in fünf Zwischenschritte untergliedert, welche sich wiederum in einzelne Teilschritte aufteilen. Vor der eigentlichen Prüfung sind diverse Maßnahmen zu treffen, welche als Vorprüfverfahren zusammengefasst werden können. Sie untersuchen die korrekte Funktionsweise der einzelnen Systemteile (z. B. PEMS-Messsystem oder Datenrecorder), damit ein fehlerhafter Einbau ausgeschlossen werden kann. Zusätzlich findet eine Kalibrierung und Systemvorbe-

reitung statt. Damit vergleichbare Bedingungen im Fahrzeug herrschen, ist dieses nach den Vortestverfahren zu konditionieren. Dafür ist das Fahrzeug mindestens 30 Minuten zu fahren und im Anschluss hat es mit geschlossenen Türen und geschlossener Motorhaube bei ausgeschaltetem Motor mindestens 6 Stunden und maximal 56 Stunden zu parken. Dabei müssen die Umgebungsbedingungen innerhalb der mittleren oder erweiterten Höhen- und Temperaturwerte liegen. Extreme Witterungsbedingungen (starke Schneefälle, Sturm und Hagel) sowie übermäßige Staubmengen sind zu vermeiden. Fahrzeug und Ausrüstung sind vor dem Prüfbeginn in Bezug auf Schäden und Warnsignale zu überprüfen. Nach der Konditionierung erfolgt die eigentliche RDE-Testfahrt und damit die Durchführung der Emissionsprüfung, bestehend aus Prüfbeginn, -verlauf und -ende. Das PEMS-System wird direkt vor dem Test in Betrieb genommen und aufgewärmt; dieser Prozess nimmt zirka eine Stunde in Anspruch. Danach werden bei der Gas-PEMS die Null- und Endpunkte mit Kalibriergas neu gesetzt, beim externen Messsystem EFM (Exhaust Mass Flow Meter) wird der Nullpunkt bei abgestelltem Motor kalibriert. Für den Prüfbeginn ist wichtig, dass sowohl Probenahme als auch Messung und Aufzeichnung der Parameter vor dem Starten des Motors erfolgen. Die Straßenfahrt ist spätestens 30 min nach der Kalibrierung zu beginnen. Probenahme, Messung und Aufzeichnung der Parameter haben durchgängig zu erfolgen, ein Motorneustart ist jedoch erlaubt. Für die PEMS-Messung auf der Straße ist es unerheblich, ob eine Fahrt die RDE-Kriterien erfüllt, dies wird erst im Nachhinein überprüft. Es ist eine Parameter-Datenvollständigkeit von über 99 % zu erreichen. Zulässig sind Unterbrechungen der Datenmessung und -aufzeichnung nur bei unbeabsichtigtem Signalverlust oder PEMS-Wartung, sofern der Unterbrechungszeitraum unter 1 % der Gesamtfahrdauer beträgt und dieser zusammenhängend nicht länger als 30 s dauert. Hat das Fahrzeug die Fahrt abgeschlossen und ist der Verbrennungsmotor ausgeschaltet, so ist das Prüfende erreicht. Nach Fahrtabschluss sind übermäßige Leerlaufzeiten des Motors zu vermeiden und die Datenaufzeichnung ist bis zum Ende der Ansprechzeit des Probenentnahmesystems fortzusetzen. Wie vor der Testfahrt sind auch nach dem Test Prüfungen durchzuführen, welche als Nachtestverfahren zusammengefasst werden können. Sie stellen die korrekte Funktionsweise und Kalibrierung während des eigentlichen Testverlaufs sicher. Eine Validierung des installierten PEMS auf einem Rollenprüfstand wird einmal für jede PEMS-Fahrzeug-Kombination vor der RDE-Prüfung oder – alternativ – nach Abschluss einer Prüfung empfohlen.

RDE-Konzepte Diesel-Pkw

Zur Umsetzung der funktionalen Anforderungen steht eine Vielzahl von Technologiebausteinen zur Verfügung. Abbildung 10 zeigt eine Übersicht verschiedener technologischer Maßnahmen zur Reduktion von Schadstoff- und CO_2-Emissionen.

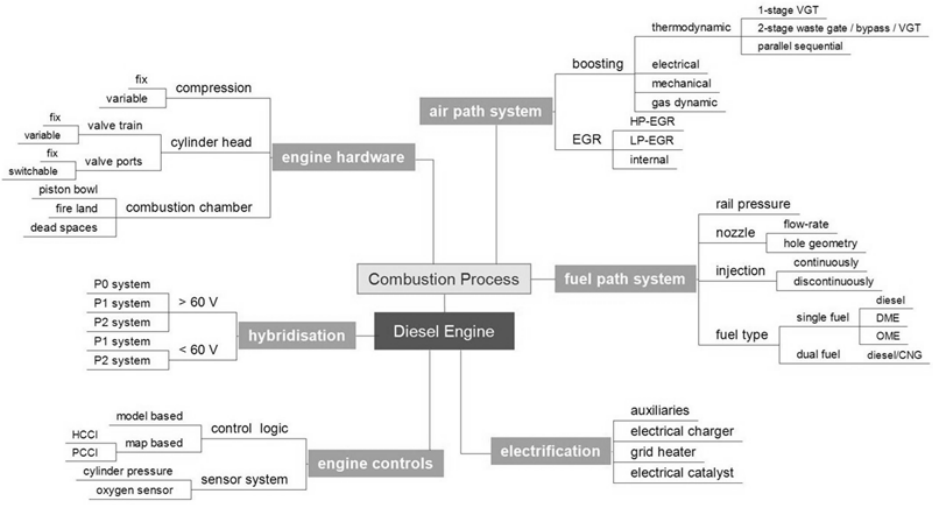


Abbildung 10: Technologiebausteine für Dieselmotoren (schematisch) [5]

Der dieselmotorische Verbrennungsprozess wird im Wesentlichen über die Luftpfad- und Kraftstoffpfadkomponenten bestimmt. Weiterhin beeinflusst auch die brennraumnahe Hardwareausführung (Zylinderkopf, Kolben) das Dieselbrennverfahren. Diese Baugruppen werden übergeordnet durch Steuer- und Regelalgorithmen zusammengeführt. Dieses dieselmotorische Grundgerüst wird zunehmend durch elektrifizierende und hybridisierende Maßnahmen/Kombinationen zur Senkung der CO_2-Emissionen flankiert (z. B. elektrisch angetriebene Nebenaggregate, Start-Stopp, Mild- oder Vollhybrid). Die Komponenten im Luftpfadsystem definieren den thermodynamischen Zustand der Zylinderladung unmittelbar vor Verbrennungsbeginn. Neben Zylinderdruck und -temperatur sind die Ladungszusammensetzung (Sauerstoff- und Inertgasanteil) und -bewegung wesentliche Parameter für die Verbrennung und damit verbunden die Schadstoffentstehung. Die sich anschließende Verbrennung wird maßgeblich durch die Komponenten im Kraftstoffpfad geprägt. Mit einer geeigneten Kombination aus Injektor/Düse und Druckspeicher (Rail) wird die gewünschte Kraftstoffzumessung erreicht. Der weitere Verlauf der Verbrennung kann über die Art der Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum beeinflusst werden (z. B. Einspritzmuster, Einspritzverlauf, bedarfsgerechte Einspritzung). Als zentrale und übergeordnete Baugruppe kommt der Verbrennungssteuerung und -regelung, welche die Verbrennungsführung im Zusammenspiel mit allen Einzelbaugruppen einstellt, eine wichtige Rolle zu. Hier wird die optimale Prozessführung (CO_2-optimal vs. NO_x-PM-optimal) definiert, die unterschiedlichen logischen Ansätzen folgen kann und bei Bedarf sensorge-

stützt arbeitet. Die Baugruppe der Elektrifizierung umfasst all jene Maßnahmen, die das Verlustverhalten der Motorhardware (Nebenaggregate wie Wasser- und Ölpumpe, Lenkhilfe) bedarfsgerecht beeinflussen oder die Thermodynamik des Dieselmotors (Aufheizung der Ansaugluft, eVerdichter, eKat) unterstützen.
Die Hybridisierung umfasst Technologien, die eine alternative, zweite Möglichkeit vorsehen, Energie in den Antrieb des Fahrzeugs einzuspeisen. Fokus derartiger Komponenten ist mehrheitlich die Verbrauchsreduzierung. Grundsätzlich ist die 60-V-Spannungsgrenze zu beachten, oberhalb dieser Grenze sind besondere Sicherheitsvorkehrungen zu berücksichtigen, da dieses Spannungsniveau beim Menschen gefährliche Auswirkungen haben kann.
Die Brennraummulde von Pkw-Dieselmotoren weist in den meisten Fällen eine Omega-Form (Omega-Mulde) auf und ist aktuell anders als bei Nutzfahrzeug- und Großdieselmotoren verhältnismäßig tief. Abbildung 11 zeigt exemplarisch Schnitte durch die Kolbenmulden von zwei Generationen von Daimler Vierzylinder-Dieselmotoren.

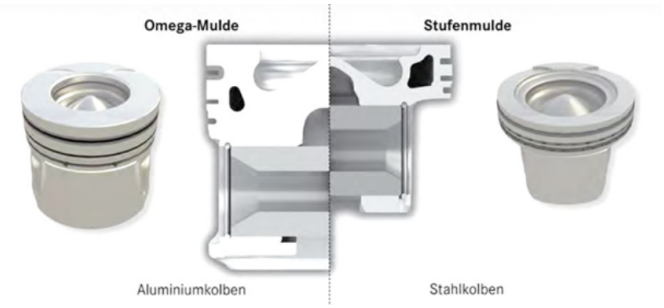


Abbildung 11: Kolbenmuldenevolution unter RDE-Anforderungen im Vergleich (links: Daimler OM651 vs. rechts: Daimler OM654) [5]

Auf der linken Seite von Abbildung 11 ist die vom Typ her bis dato weit verbreitete Omega-Muldenform des Motors OM651 (Euro-5/Euro-6b) dargestellt, auf der rechten Seite die innovative Stufenmulde des aktuellen Triebwerks OM654 (Euro-6c). Untersuchungen haben ergeben, dass die Stufenmulde Vorteile in der Gemischbildung und den Rußemissionen im Bereich der Volllast aufweist [6]. Als Beitrag zur Erfüllung der RDE-Anforderungen im oberen Lastbereich kann hierdurch eine höhere AGR-Verträglichkeit erreicht werden. Zusätzlich führt die Stufe auf der Quetschfläche des Kolbens im Kurbelwinkelintervall direkt nach Zünd-OT zu einer Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit aus der Mulde auf die Quetschfläche. Hierdurch wird ein starkes Auskühlen der Verbrennungsgase verhindert und der kumulierte Wandwärmeverlust sinkt. Anhand von Abbildung 11 ist weiterhin zu erkennen, dass der Stahlkolben des Dieselmotors OM654 aufgrund seiner höhe-

ren Materialfestigkeit mit einer deutlich geringeren Kolbenhöhe ausgeführt werden konnte. Hierdurch können bei gleicher Motorbauhöhe die Pleuellänge vergrößert, die seitlichen Anlagekräfte des Kolbens und damit die Reibungsverluste reduziert werden.
Variable Ventiltriebe (VVT) werden üblicherweise unterteilt in Systeme, welche die Steuerzeiten der Einlassnockenwelle (und gegebenenfalls auch der Auslassnockenwelle) verstellen, sogenannte Phasensteller, und Systeme mit Hubverstellung bzw. vollvariable Systeme. Bei der Anwendung solcher VVT-Systeme am Dieselmotor steht im Wesentlichen die Aufheizung des Motors nach einem Kaltstart mithilfe interner AGR im Vordergrund. Hier haben sich diskret schaltbare Hubverstellsysteme (in Kombination mit der Phasenverstellmöglichkeit) etabliert, die einen zweiten Auslassventilhub realisieren können, Abbildung 12.

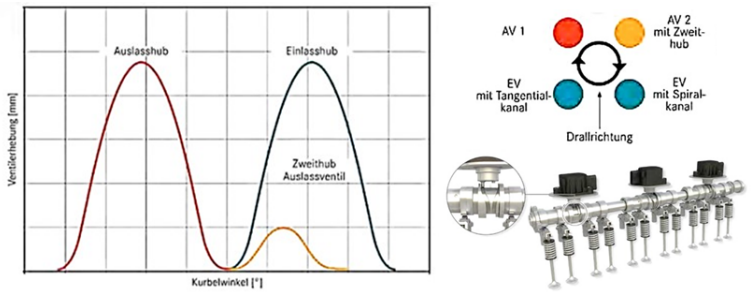


Abbildung 12: VVT: Hubkurven für ein schaltbares System mit zweitem Auslassventilhub. Beispiel für eine schaltbare Ventilhubverstellung [5]

Die Elektrifizierung bzw. Hybridisierung des Antriebsstrangs bietet interessante Möglichkeiten bei der Definition der Betriebsstrategie des Verbrennungsmotors. Durch das sehr schnelle Ansprechen der E-Maschine bei einer Lastanforderung (Boosten) kann der Verbrennungsmotor optimal im Transientbetrieb unterstützt werden. Weiterhin kann der Verbrennungsmotor durch eine Lastpunktverschiebung in verbrauchsgünstigen Betriebsbereichen betrieben werden. Fahrzeugsegeln (Fahrgeschwindigkeit bleibt konstant) mit abgeschaltetem Verbrennungsmotor und erweiterte Start-Stopp-Funktionen sind zusätzliche Anwendungen. Ein hohes Rekuperationspotenzial ermöglicht zudem die Rückgewinnung von kinetischer Energie.
Abbildung 13 zeigt eine Übersicht der für die NO_x-Reduktion relevanten Abgasnachbehandlungstechnologien (ANB) und deren Entwicklungsschwerpunkte. Es ist ersichtlich, dass das gesamte ANB-System von den Katalysatoren über die Konzepte und Anordnung bis hin zur Sensorik und Regelung RDE-tauglich entwickelt werden muss. Dies betrifft sowohl die Hardware als auch die Software.

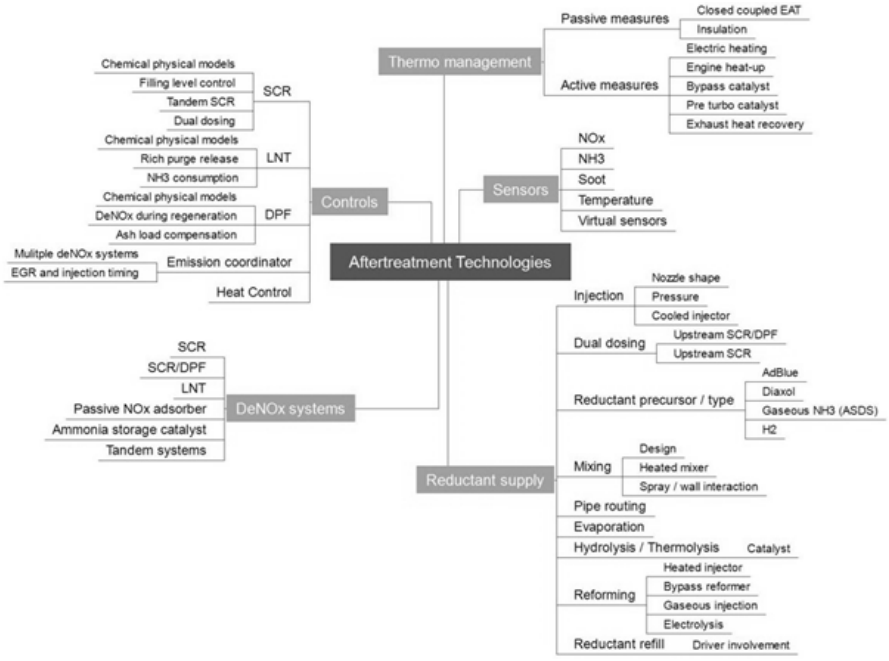


Abbildung 13: Technologiebausteine der Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren (schematisch) [5]

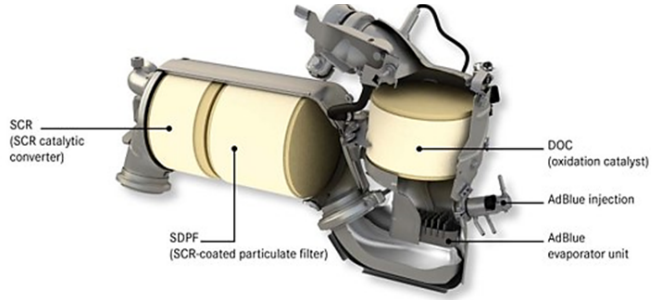


Abbildung 14: Kompaktes Systemlayout DOC-SCR/DPF-SCR-System [5]

Einhergehend mit der Erweiterung der Funktionalität besteht die konzeptionelle Zielsetzung, die Elemente der Abgasnachbehandlung in einer möglichst kompakten Anordnung mit einem hohen Verblockungsgrad in das Umfeld des Antriebs zu integrieren. Konstruktiv wird versucht, die Abgasanlage möglichst motornah

zu platzieren, um thermische Verluste und aktives Heizen zu minimieren, Abbildung 14.
Um eine hinreichende NO_x-Umsatzrate über den relevanten Fahrzeugbetrieb sicherstellen zu können, werden Katalysatoren in verschiedenen Sequenzen betrieben. Hierbei kommen begleitend mit der Verschärfung der RDE-Konformitätsfaktoren durch die Anforderungen der Realfahremissionen vermehrt ANB-SCR-Systeme mit bis zu drei aktiven $DeNO_x$-Katalysatoren zum Einsatz. Wesentliches Merkmal dieser Architektur ist die Erweiterung des Arbeitstemperaturfensters bei der Abgasentstickung. Konzeptionell wird hierbei eine Trennung der Funktion für den Tieftemperaturbereich und für den Hochtemperaturbereich angestrebt.

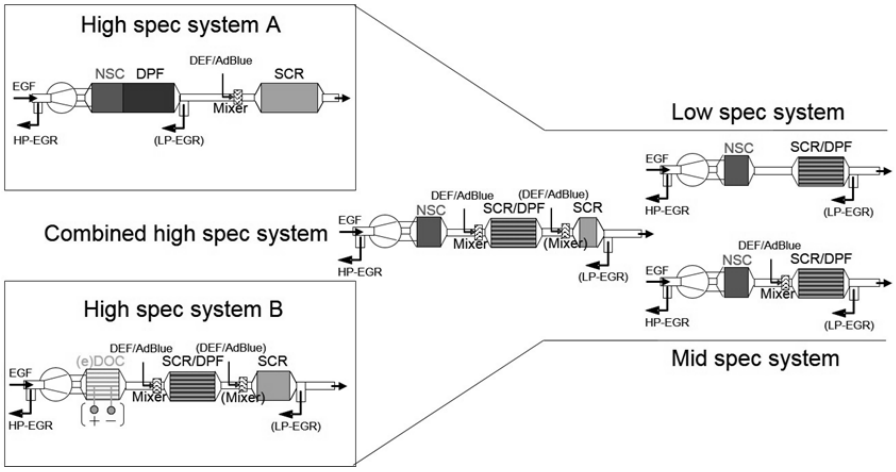


Abbildung 15: Technologieoptionen zur Darstellung eines Hochleistungsabgasnachbehandlungssystems [5]

Abbildung 15 zeigt schematisch verschiedene Technologieoptionen zur Darstellung eines Hochleistungsabgasnachbehandlungssystems am Beispiel einer NSC-SCR/DPF-SCR-ASC-Kombination. Charakteristisches Merkmal ist die Kombination von zwei unterschiedlichen Technologien, die sowohl die Abdeckung des Tieftemperaturbereiches als auch des Hochtemperaturbereiches ermöglichen. Die SCR-Technologie bildet die Basistechnologie einer jeden Variante. Für den Tieftemperaturbereich kommt alternativ eine NO_x-Speichertechnologie oder ein elektrisch beheizter Katalysator, vorzugsweise auf 48 V-Basis, zum Einsatz. Als motorische Alternative oder auch ergänzend kann ein teilvariabler Ventiltrieb den robusten Betrieb der NO_x-Katalysatoren unter Realfahrbedingungen sicherstellen. Je nach erforderlichem NO_x-Minderungspotenzial kann das Abgasnachbehandlungssystem skaliert werden.

Bei einem großen NO_x-Minderungsbedarf kommen kombinierte Hochleistungssysteme (High Spec System A/B, Combined High Spec System) zum Einsatz. Je nach Einsatz motorischer Technologiebausteine und deren Systemarchitektur, zum Beispiel einer Niederdruckabgasrückführung (LP-EGR), kann der Einsatz eines zweiten Dosierventils zum Betrieb des zweiten SCR-Katalysators regelungstechnisch notwendig und wirtschaftlich vertretbar sein. Bei einem mittleren NO_x-Minderungsbedarf kommt ein kombiniertes Basissystem (Mid Spec System) zum Einsatz. Bei einem sehr niedrigen NO_x-Minderungsbedarf kann es sinnvoll sein, ein kombiniertes und kostengünstiges Elementarsystem (Low Spec System) einzusetzen. Hier ist jedoch eine weitreichende Reduzierung der innermotorischen NO_x-Emissionen notwendig. Ein „Low-NO_x-Brennverfahren“ in Kombination mit einem hohen Elektrifizierungsgrad des Dieselantriebs könnte ein geeignetes Technologiepaket für definierte Fahrzeugklassen sein. Dieses System bedarf jedoch einer sorgfältigen regelungstechnischen Optimierung.

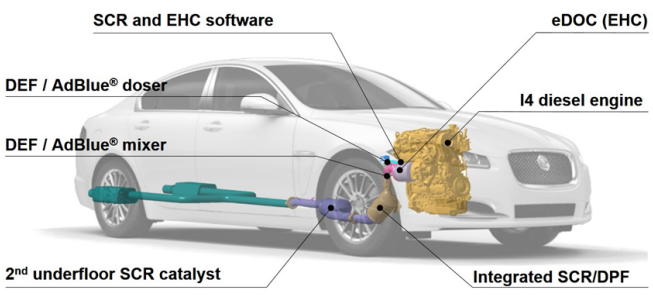


Abbildung 16: RDE-Konzeptfahrzeug (E-Segment) [5]

Abbildung 16 zeigt exemplarisch ein RDE-Konzeptfahrzeug (E-Segment), welches wichtige technische Elemente vereint und aus einer Euro-5-Basisvariante mittels Systemarchitekturanpassung abgeleitet wurde. Das ausgeführte Niedrigstemissionsforschungsfahrzeug ist mit einem ANB-High-Spec-System B konzipiert.
Wesentlicher Bestandteil des Konzeptes ist eine Hochleistungs-ANB. Sie beinhaltet einen elektrisch beheizten Katalysator (EHC) auf Basis eines Metallsubstrats in motornaher Position. Die Katalysatorbeschichtung des EHC wurde hinsichtlich eines verbesserten Anspringverhaltens bei gleichzeitig anforderungsgerechter NO_2-Ausbeute und HC-Konvertierungseffizienz optimiert. Der beschichtete DPF des Basisfahrzeugs wurde durch einen integrierten SCR/DPF gleichen Volumens ersetzt. Dessen Siliziumkarbidsubstrat besitzt eine optimierte, schmale Porenradienverteilung und erreicht damit ein niedriges Gegendruckniveau bei gleichzeitig erhöhter Washcoatbeladung im Vergleich zu früheren Technologien. Mit Hinblick auf ein besonders gutes NO_x-Reduktionsanspringverhalten wurde eine Kupfer-Zeolith-

Beschichtung ausgewählt. Im Unterboden wurde ein zusätzlicher SCR-Katalysator angeordnet. Dessen Spezifikation entspricht weitgehend dem Standard aktueller SCR-Systeme für Pkw-Anwendungen.

Ausblick

Abbildung 17 beschreibt schematisch die langfristigen systemischen Anforderungen an zukunftsfähige Verbrennungsmotoren unter Realfahranforderungen im Hinblick auf ökologische und ökonomische Nachhaltigkeit. Neben den klassischen Entwicklungsaspekten rückt speziell für den Innenstadtbereich das lokal emissionsfreie Fahren immer mehr in das gesellschaftliche Interesse und damit verbunden auch in den Entwicklungsfokus. Möglicherweise kann die Definition eines emissionsfreien Fahrens an eine messtechnisch darstellbare Grenze auf solch niedrigem Niveau definiert werden, dass es zu keinem nennenswerten Beitrag zu den Immissionen in den Innenstädten mehr kommt.

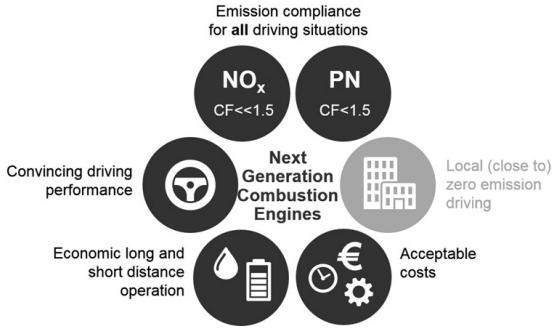


Abbildung 17: Langfristige systemische Anforderungen an zukunftsfähige Dieselmotoren unter Realfahranforderungen [5]

Ein zukünftiger Diesel-Antriebstrang sollte das Potenzial haben, anspruchsvollere Grenzwerte als die aktuell gültigen Euro-6d-Grenzwerte zu erfüllen und gegenüber einem modernen Ottomotor in keinerlei Hinsicht erhöhte Emissionen aufweisen. Somit wäre bezüglich der NO_x- und PN-Emissionen eine gleichwertige Behandlung aller Verbrennungsmotoren realisiert.

Literatur

[1] Umweltbundesamt: *Staub (PM10)-Emissionen nach Quellkategorien.* 2019. URL: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/dateien/2_abb_staub-pm10-emi-quellkat_2019.pdf (besucht am 20. 05. 2020).

[2] Umweltbundesamt: *Stickstoffoxid (NO_X, gerechnet als NO_2)-Emissionen nach Quellkategorie.* 2019. URL: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/dateien/2_abb_stickstoffoxid-emi_2019.pdf (besucht am 20. 05. 2020).

[3] Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e. V. (ADAC): *Euro 6d: Diese Pkw erfüllen die neuesten Abgasvorschriften.* Mai 2020. URL: https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/autokaufen-verkaufen/neuwagenkauf/euro-6d-temp-modelle/ (besucht am 20. 05. 2020).

[4] Mock, P.: *European vehicle market statistics-Pocketbook 2017/18. ICCT-International Council on Clean Transportation.* 2017. URL: http://eupocketbook.theicct.org (besucht am 20. 05. 2020).

[5] Tschöke, H., Hrsg.: *Real Driving Emissions (RDE). Gesetzgebung, Vorgehensweise, Messtechnik, Motorische Maßnahmen, Abgasnachbehandlung, Auswirkungen.* 1. Aufl. Springer Vieweg, 2019. ISBN: 978-3-658-21079-3.

[6] Eder, T.; Lückert, P.; Kemmner, M.; Sass, H.: „OM 654 – Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz". In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 77.3 (2016), S. 62–69.

Biografische Notizen

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke war von 1995 bis 2011 Lehrstuhlinhaber und Institutsleiter an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Zuvor war er bei der Robert Bosch GmbH im Geschäftsbereich Dieselsysteme in leitender Funktion in Entwicklung und Fertigung tätig. Er begleitet Prof. Baar seit vielen Jahren, schon während dessen Industrietätigkeit bis zur Professur an der Technischen Universität Berlin. Ein ausgesprochen freundschaftliches und kollegiales Verhältnis prägte unsere Zusammenarbeit, die leider viel zu früh zu Ende ging.

Dr.-Ing. Frank Bunar wurde 2018 an der Technischen Universität Berlin mit Unterstützung von Prof. Dr.-Ing. Roland Baar zum Thema „Konzeption und Auslegung eines Niedrigstemissionskonzeptes für Diesel-Pkw" promoviert. Seit 2010 forscht er bei der IAV GmbH im Bereich Emissionsarme Fahrzeugantriebe. Während dieser Tätigkeit wurden mehrere Projekte initiiert und in gemeinschaftlicher Kooperation, zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Prof. Baar, erfolgreich durchgeführt. Im Geiste des konstruktiven und engagierten Wirkens von Prof. Baar wird die eingeschlagene gemeinsame Richtung der Zusammenarbeit mit seinem Fachgebiet weiter fortgeführt. Mit Prof. Baar verloren wir einen begeisterten Weggefährten und Projektpartner auf dem Weg zum Ziel einer nachhaltigen emissionsfreien Mobilität.

Elisa-Maria Moser, M. Sc. hat 2013 an der Technischen Universität Berlin mit Unterstützung von Prof. Dr.-Ing. Roland Baar ihre Bachelorarbeit zum Thema „Anforderungsanalyse zukünftiger Abgasgesetzgebungen der EU und Ableitung verfahrenstechnischer Lösungsansätze für Diesel-Pkw" bearbeitet. Die eingeschlagene Richtung der Schadstoffreduktion von Verbrennungsmotoren ist bis zum heutigen Tage elementarer Bestandteil ihres Tätigkeitsfeldes bei der IAV GmbH.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Entwicklung einer Regelstrategie zur kausalen Emissions- und Verbrauchsoptimierung eines Nutzfahrzeugantriebsstrangs

Christoph Ludwig, Martin Dadrich, Clemens Biet

Zur sicheren Einhaltung der Stickoxidemissionen (NO_x) unterhalb des gesetzlichen Limits ist es heute Stand der Technik, dass SCR-Katalysatoren (selektive katalytische Reduktion) eingesetzt werden. Allerdings unterliegen diese Systeme verschiedenen äußeren Einflüssen. Um infolgedessen mögliche niedrige Umsatzraten zu verhindern, können motorische Maßnahmen ergriffen werden, die einerseits dafür sorgen, dass sich ein höheres Temperaturniveau einstellt. Andererseits können bereits während der Verbrennung weniger Schadstoffe gebildet werden. Diese Maßnahmen führen zu einem schlechteren Kraftstoffverbrauch und damit einhergehend zu einem erhöhten CO_2-Ausstoß.

Um die CO_2- und NO_x-Emissionen bereits während der Fahrt beurteilen zu können, wird die „Equivalent Emission Minimization Strategy“ (EEMS) [1] angewandt. Dabei wird eine CO_2-Minimierung mit einer Randbedingung, nämlich dem kumulierten NO_x-Ausstoß am Ende einer Fahrt, umformuliert in ein unbeschränktes Optimierungsproblem, das eine gewichtete Summe aus dem CO_2-Ausstoß und den Schadstoffen minimiert.

Für künftige Fahrzeuge wird in diesem Beitrag eine Lösungsmöglichkeit für eine Berechnung im Steuergerät entwickelt, die den Fokus der Optimierung in Abhängigkeit von der Stickoxidumsatzrate des SCR-Katalysators auf unterschiedliche Optimierungsziele legt. Anhand von Simulationsergebnissen kann gezeigt werden, wie eine CO_2-Minimierung unter Einhaltung des NO_x-Limits erreicht werden kann.

Einleitung

CO_2 ist als klimaschädliches Gas bekannt, das die Erwärmung der Erdatmosphäre beschleunigt. Dennoch gab es in der EU in der Vergangenheit keine Regularien oder Grenzwerte, die den CO_2-Ausstoß von Nutzfahrzeugen reglementiert hätten. Unabhängig davon haben sich die Nutzfahrzeughersteller stets der Kraftstoff- und damit korrelierend der CO_2-Reduzierung verpflichtet – einerseits aus Gründen des Klimaschutzes, andererseits um die laufenden Kosten für den späteren Kunden zu

minimieren: Lkw werden über hohe Laufleistungen von typischerweise mehr als 500 000 km eingesetzt. Es ist daher essenziell, wie hoch sich die Betriebskosten, die durch die Betankung mit Kraftstoff entstehen, belaufen. Deshalb sind in Nutzfahrzeugen schon heute hocheffiziente Antriebe verbaut [1, S. 14; 2, S. 50].
Im Jahr 2019 wurde auf EU-Ebene eine verpflichtende Reduzierung festgesetzt, welche vorsieht, den CO_2-Ausstoß der Lkw um 30 % im Vergleich zu 2019/2020 bis 2030 abzusenken [3; 4].
Für weitere Emissionskomponenten gibt es bereits seit Jahren Limitierungen, welche immer weiter verschärft werden, sodass diese mit rein motorischen Maßnahmen nicht mehr erreicht werden können. Vor diesem Hintergrund werden diverse Filter und Katalysatoren im Abgasstrang verbaut, um während der Verbrennung entstehende Schadstoffe aus dem Abgas zu entfernen bzw. in unbedenkliche Stoffe zu konvertieren.
Dabei sind zur Reduktion von Stickoxiden in Nutzfahrzeugen inzwischen Katalysatoren Stand der Technik, die nach dem Prinzip der selektiven katalytischen Reduktion arbeiten. Allerdings kann es durch externe Einflüsse (z. B. Topografie, Fahrstil) dazu kommen, dass sich unter Umständen die Umsatzraten zeitweise verschlechtern, wodurch mögliche künftige strengere Grenzwerte teilweise nicht kraftstoffoptimal eingehalten werden können.
Die gegenwertige Gesetzgebung sieht bereits vor, dass Grenzwerte nicht nur im Prüfstandsbetrieb eingehalten werden müssen. Auch bei Messungen im Realbetrieb auf der Straße müssen die Emissionen unterhalb des gesetzlichen Limits liegen. In speziellen Fahrsituationen, beispielsweise nach langen Niederlastphasen, die ein Auskühlen der Abgasnachbehandlungskomponenten bewirken, kann es zu niedrigeren Umsatzraten des SCR-Katalysators kommen, da dessen Konvertierungsrate zu einem großen Teil von dessen Temperatur abhängt. In solchen Fällen wird über motorische Maßnahmen die Temperatur und damit der mögliche Umsatz des SCR-Katalysators erhöht. Weiterhin wird der Motor in Kennfeldbereichen betrieben, in denen weniger Roh-NO_x gebildet wird. Jedoch geht dies zulasten des Kraftstoffverbrauchs, der sich durch diese Maßnahmen erhöht.
Um derartige Problemstellungen zu lösen, zählt die dynamische Programmierung nach Bellman zu den bekanntesten Lösungsverfahren. Hiermit lässt sich die global optimale Lösung finden. Allerdings ist für ihre Anwendung die genaue Kenntnis des Zyklus notwendig [5, S. 1–8; 6, S. 13–26; 7, S. 17–38].
Da die noch zu fahrende Strecke in der Regel nicht oder nicht genau bekannt ist, wurden bereits viele akausale Verfahren entwickelt, mit denen suboptimale Lösungen berechnet werden können. Dafür kommt meist das Minimumprinzip nach Pontryagin zum Einsatz. In [8, S. 174–188; 9, S. 1–13; 10, S. 5024–5030; 11, S. 705–717] werden Ansätze gezeigt, wie hiermit in einem Hybridfahrzeug die Last auf den Verbrennungsmotor und die E-Maschine aufgeteilt werden kann. Dabei hat es sich durchgesetzt, dass Kostenfunktionen angewendet werden, um damit eine

Quantifizierung vornehmen zu können. Einer der bekanntesten Ansätze nennt sich „Equivalent Consumption Minimization Strategy“ und rechnet sowohl die Emissionen, als auch die Energie der Batterie in einen äquivalenten Verbrauch um [12, S. 3156–3167; 13, S. 94–109].
Wenn dieses Vorgehen nicht für ein Hybridfahrzeug, sondern für einen konventionellen Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor angewendet wird, nennt sich dieses Vorgehen „Equivalent Emission Minimization Strategy“ (EEMS) [14, S. 73–97; 15, S. 1230–1248]. Hier wird versucht, die verschiedenen Ausstöße über Gewichtungsfaktoren miteinander zu äquivalenten Emissionen zu verrechnen. Diese Gewichtungsfaktoren sind allerdings ohne Kenntnis des Zyklus nicht zu ermitteln, weshalb sie über verschiedene Kostenterme angenähert werden sollen.
Alternativ kann eine Optimierungsfunktion auch so formuliert werden, dass sie explizit die Kosten berücksichtigt, die das System verursacht. In [16, S. 4] werden so beispielsweise die Kosten durch den Kraftstoffverbrauch und durch das Dosieren von AdBlue bemessen.
In dieser Ausarbeitung wird ein Konzept gezeigt, mit dem eine Minimierung der CO_2-Emissionen ermöglicht werden kann, während die Stickoxidemissionen ein definiertes Level nicht überschreiten. Dazu wird eine Kostenfunktion formuliert, die es ermöglicht, den Fokus zwischen einer CO_2- und einer NO_x-Optimierung zu verschieben. In Abhängigkeit vom Umsatzverhalten des SCR-Katalysators werden die verschiedenen strategischen Ziele unterschiedlich stark berücksichtigt.
Dieser Artikel ist folgendermaßen aufgebaut: Zunächst wird die Modellierung des Nutzfahrzeugmotors und der Abgasnachbehandlung beschrieben. Anschließend erfolgt die mathematische Problemformulierung und es wird der verwendete Lösungsansatz hergeleitet. Im anschließenden Teil wird anhand von Simulationsergebnissen die Wirksamkeit dieses Vorgehens gezeigt und das Verhalten der Regelung plausibilisiert, um schließlich einen kurzen Überblick über die Ergebnisse zu geben.

Modellierung

Die Simulation ermöglicht es, den gesamten Entwicklungsprozess unterstützend zu begleiten. Um einen realen Prozess abbilden zu können, werden Modelle benötigt, die nach dem Leitsatz „so einfach wie möglich, doch so detailliert wie nötig“ [17, S. 1] zu halten sind.
Inzwischen werden kommerzielle Tools durch verschiedene Hersteller angeboten, welche es ermöglichen, vorgefertigte Modelle einzusetzen. In der Literatur kann jedoch häufig beobachtet werden, dass vorgefertigte Modelle einen Detaillierungsgrad diktieren, der für die jeweilige spezifische Anwendung nicht unbedingt geeignet sein muss. Dadurch ergeben sich nicht selten Lösungen, die hinsichtlich der Parametrierung und der Rechenzeit überdimensioniert sind und teilweise auch kei-

ne besseren Ergebnisse liefern [17, S. 16–21]. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit nur teilweise auf bestehende Modelle zurückgegriffen.
Je nach Problemstellung und abzubildendem System bieten sich unterschiedliche Modellierungsansätze an. Dabei kann prinzipiell zwischen physikalischen und empirischen Ansätzen unterschieden werden [18, S. 47–50; 18, S. 333 f.]. Für erstere ist die Struktur des abzubildenden Systems bekannt. Bei experimentellen Systemen hingegen liegen nur Kenntnisse über das Systemverhalten vor, die aufgrund von Messdaten ermittelt wurden [17, S. 16–27].
In vielen Fällen gestaltet es sich einfacher, wenn für unterschiedliche Komponenten Teilmodelle entwickelt werden, die dann zu einem Gesamtsystem vereint werden. Eine solche Modularisierung auf Komponentenebene hat zusätzlich den Vorteil, dass Teilmodelle in anderen Simulationsumgebungen wiederverwendet und eingebunden werden können. Wichtig dafür sind allerdings definierte Schnittstellen [17, S. 28–30]. Dieser Ansatz wurde hier verfolgt.

Motormodellierung

Für nichtlineare Systeme wie den Verbrennungsmotor kann es sich äußert schwierig gestalten, alle physikalischen und chemischen Zusammenhänge korrekt darzustellen, zumal bisher nicht alle motorischen Effekte bis ins letzte Detail verstanden sind und derartige Modelle vermutlich zu rechenintensiv für Zyklussimulationen wären. Deshalb wurde die experimentelle Modellbildung für das Abbilden des Verbrennungsmotors herangezogen. Dieses Modell soll all die Größen als Ausgabewerte liefern, die für die nachgeschalteten Abgasnachbehandlungsmodelle als Eingabewerte benötigt werden.
Abgebildet werden soll ein mittlerer Nutzfahrzeugmotor mit 6 Zylindern und 7,7 l Hubraum. Es stehen 220 kW Leistung zur Verfügung und das maximale Drehmoment beträgt 1300 Nm. Der Motor ist mit einem Turbolader mit Wastegate zur Begrenzung des Ladedrucks ausgestattet. Der Einspritzvorgang findet mit Hilfe eines Common-Rail-Systems mit bis zu 2500 bar Einspritzdruck statt. Ein Phasensteller ermöglicht eine variable Auslassventilsteuerung.
Um die Suche nach den optimalen Stellgrößen speicherplatz- und recheneffizient zu gestalten, werden die vielfältigen motorischen Stellgrößen für verschiedene Betriebsmodi zusammengefasst. Für diese Arbeit ist es sinnvoll, einen CO_2-optimierten Betriebsmodus und einen NO_x-optimierten Betriebsmodus einzuführen. Innerhalb dieser Modi sind die Einstellungen der diversen motorischen Steller (SOI = Einspritzbeginn, AGR = Abgasrückführrate, VVT = Variabler Ventiltrieb, etc.) hinterlegt. Zwischen diesen fest definierten Betriebsmodi können durch Interpolationen Zwischenstellungen gewählt werden.

Einen großen Einfluss auf das Umsatzverhalten der Katalysatoren in der Abgasnachbehandlung hat die Temperatur des durchströmenden Abgases, welches die verschiedenen Komponenten erwärmt oder abkühlt. Deshalb sollte das Motormodell eine Eintrittstemperatur in die Abgasnachbehandlung (AGN) möglichst genau abbilden können. Außerdem sollen die Werte geliefert werden, die eine Bewertung der Regelung auf Optimalität zulassen.
Die wesentlichen Ausgangsgrößen des Motormodells sind in Bezug auf diesen Anwendungsfall der Kraftstoffmassenstrom, der Luftmassenstrom, der Ausstoß an Stickoxid-Rohemissionen und die Turbinenaustrittstemperatur (T_4).
Für die genannten Ausgangsgrößen sind pro Betriebsmodus Kennfelder hinterlegt, die für eine Variation von Drehzahl und Drehmoment die jeweilige Größe liefern (vgl. Abbildung 1). Dazu sind mit einer Rasterung der Drehzahlen von $600\,\mathrm{min}^{-1}$ bis $2600\,\mathrm{min}^{-1}$ und des Drehmoments von $0\,\mathrm{Nm}$ bis $1400\,\mathrm{Nm}$ stationär gemessene Werte in Kennfeldern hinterlegt. Werte zwischen den Gitterpunkten werden durch lineare Interpolation ermittelt. Die Kennfelder bilden jeweils nur die Bereiche ab, die mit dem Motor auch tatsächlich bedient werden können. Sie werden also durch die Leerlauf- und die Maximaldrehzahl, sowie die Volllastkurve begrenzt.

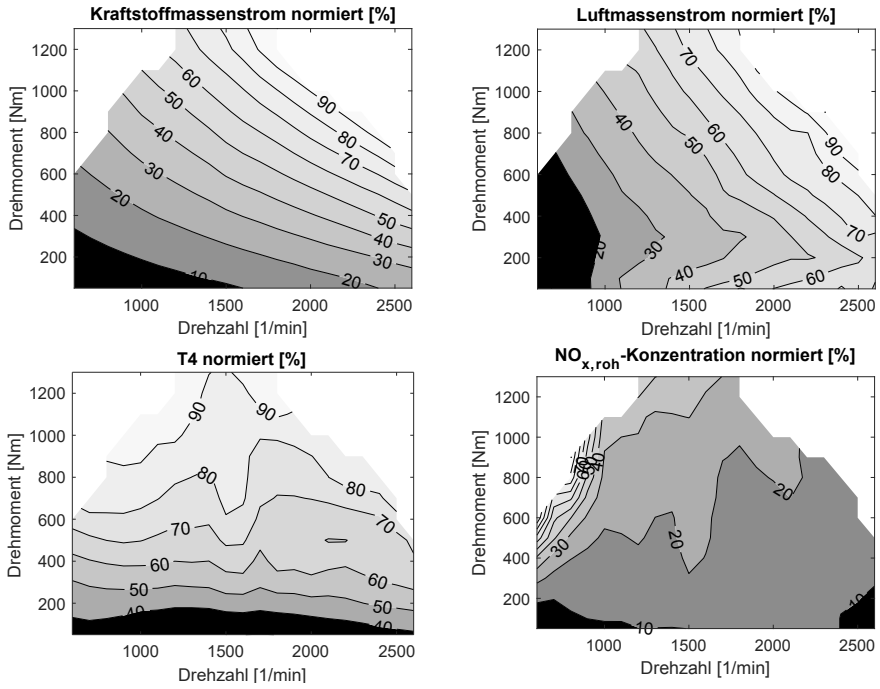


Abbildung 1: Stationäre Kennfeldbedatung im CO_2-optimierten Motorbetrieb

Modellierung der Abgasnachbehandlung

Für die Modellierung und Simulation von kombinierten Abgasnachbehandlungssystemen ist es notwendig, Teilmodelle für die verschiedenen Katalysatoren, Filter und Rohre zu entwickeln.
Zur Berechnung der NO_x-Umsätze der Abgasanlage werden die intern entwickelten Modelle der Daimler AG verwendet. Dies sind physikalisch-chemische 1D-Modelle, welche die chemischen Reaktionen abbilden, die in den Katalysatoren der Abgasanlage stattfinden. Die Zusammenhänge zwischen Parametern und physikalisch-chemischen Daten sind in Form von mathematischen Gleichungen hinterlegt. Hierfür gibt es eine auf MATLAB/Simulink basierende Bibliothek (ExACT = Exhaust Aftertreatment Component Toolbox), die eine signalflussorientierte Darstellung und Gesamtsystemmodellierung aus einzelnen Komponenten benutzerfreundlich ermöglicht.
Die physikalisch-chemischen Modelle beinhalten den Wärme- und Massentransport in der Gasphase und im Festkörper. Innerhalb des Washcoats sind Einzelreaktionen über einen globalen Reaktionsmechanismus abgebildet. Dabei sind verschiedene Adsorptions-, Reaktions- und Desorptionsschritte zusammengefasst, wodurch sich die Gesamtanzahl an Kinetik-Parametern reduzieren lässt [19, S. 1–93].
Um die verschiedenen Katalysatoren, Filter und Rohre an die gewünschte Konfiguration anzupassen, können diverse Parameter modifiziert werden, wie zum Beispiel die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen verschiedenen Materialien, oder die Längen, Durchmesser und Volumina des verwendeten Katalysators. Die Parameter werden aus Komponentenprüfstands- und Labormessungen sowie Konstruktionsdaten ermittelt.

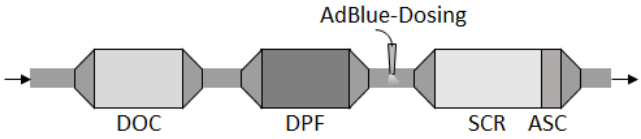


Abbildung 2: Anordnung der Komponenten der Abgasnachbehandlung

Der verwendete Motor ist mit einem Abgasnachbehandlungssystem ausgestattet, das folgendermaßen aufgebaut ist (vgl. Abbildung 2): Direkt hinter dem Motor und der Turbine des Turboladers befindet sich der Dieseloxidationskatalysator (DOC). Dahinter sitzt der Dieselpartikelfilter (DPF). Danach folgt der Katalysator für die selektive katalytische Reduktion (SCR) mit einer AdBlue-Dosiereinheit, bevor am Ende der Ammoniak-Schlupf-Katalysator (ASC) die Abgasnachbehandlung komplettiert.

Durch die Kombination der einzelnen Teilmodelle können die Hauptreaktionen eines magerbetriebenen Dieseloxidationskatalysators (HC-Adsorption, CO-, H_2-, HC-, und NO-Oxidation, NO_x-Reduktion durch HC) beschrieben werden. Außerdem sind die $NO/NO_2/NH_3$-Reaktionsmechanismen abgebildet. Damit kann das real verwendete System ausführlich in der Simulation dargestellt werden. Eine genaue Beschreibung der Modellentwicklung der einzelnen Komponenten findet sich in [19, S. 1–93].

Regelung

Im folgenden Abschnitt wird zunächst der Nutzfahrzeugantriebsstrang, bestehend aus einem Motor mit Abgasnachbehandlung, mathematisch formuliert. Danach erfolgt die Formulierung des Optimierungsproblems, das im darauffolgenden Abschnitt umformuliert wird in die Minimierung einer gewichteten Summe. Bis hier wurden Formulierungen in Anlehnung an [15, S. 1232–1243] gewählt. Im anschließenden Abschnitt wird dann jedoch die Kostenfunktion so formuliert, dass der Fokus der Optimierung in Abhängigkeit von der Stickoxidumsatzrate verschoben werden kann.

Systembeschreibung

Die Dynamik des Dieselmotors und der Abgasnachbehandlung werden als gewöhnliche Differentialgleichung ausgedrückt [15, S. 1232 f.]:

$$\dot{x} = f\left(x(t),u(t)\right) \tag{1}$$

Die Zustände werden wie folgt definiert:

$$x = \begin{bmatrix} x_{\mathrm{eng}} \\ x_{\mathrm{emis}} \end{bmatrix} \tag{2}$$

In diesem Zustandsvektor x seien alle Größen hinterlegt, die sich auf den Motor oder die Emissionen beziehen, beispielsweise Temperaturen oder kumulierte Massen verschiedener Schadstoffe. Im Nutzfahrzeugbereich ist es üblich, diese als spezifische Emissionen zu hinterlegen, also als Verhältnis aus erzeugter Masse des jeweiligen Schadstoffs zu verrichteter effektiver Zyklusarbeit. Wie in [15, S. 1233 f.] dargestellt, ist es sinnvoll, im Modell die absoluten Emissionsmassen m_{emis} zu verwenden. Die zeitliche Ableitung dieser führt zur folgenden Notation des Emissionsmassenstroms:

$$\dot{m}_{\mathrm{emis}} = \overset{*}{m}_{\mathrm{emis}} \tag{3}$$

Es ergibt sich folgender Zustandsvektor:

$$x = \begin{bmatrix} x_{\text{eng}} \\ m_{\text{emis}} \end{bmatrix} \tag{4}$$

Die Systemdynamik kann durch folgende Notation ausgedrückt werden:

$$\dot{x} = f(x(t),u(t)) = \begin{bmatrix} f_{\text{eng}}(x(t),u(t)) \\ f_{\text{emis}}(x(t),u(t)) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{\text{eng}}(x(t),u(t)) \\ \overset{*}{m}_{\text{emis}}(x(t),u(t)) \end{bmatrix} \tag{5}$$

Da in dieser Ausarbeitung der Fokus auf der Einhaltung der kumulierten Stickoxid-Tailpipe-Emissionen $m_{\text{NO}_x,\text{TP}}$ liegt, kann der Zustandsvektor wie folgt umformuliert werden:

$$x = \begin{bmatrix} x_{\text{eng}} \\ m_{\text{NO}_x,\text{TP}} \end{bmatrix} \tag{6}$$

Dadurch kann auch der Vektor zur Beschreibung der Systemdynamik angepasst werden.

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} f_{\text{eng}}(x(t),u(t)) \\ \overset{*}{m}_{\text{NO}_x,\text{TP}}(x(t),u(t)) \end{bmatrix} \tag{7}$$

Formulierung des Optimierungsproblems

Das primär verfolgte Ziel der Regelung ist es, den Ausstoß an klimaschädlichem Kohlenstoffdioxid (CO_2) zu minimieren. CO_2 verhält sich proportional zum Verbrauch und stellt somit einen der größten laufenden Kostenfaktoren dar. Des Weiteren werden zukünftig auch für Nutzfahrzeuge stets ambitioniertere Ziele bezüglich deren CO_2-Ausstoßes von den Gesetzgebern gefordert.
Neben dem Ziel der CO_2-Reduzierung gilt es außerdem noch, die Stickoxid-Emissionen robust unter ihrem gesetzlichen Limit zu halten, weshalb, wie in Gleichung 6 dargestellt, die berücksichtigten Emissionen vorerst auf die Tailpipe-NO_x-Emissionen reduziert werden.
Optimierungsprobleme werden im Allgemeinen mit folgender Funktion ausgedrückt [20, S. 13]:

$$\min \left\{ J(u) = V(x(t)) + \int_0^T l(x(t),u(t))\mathrm{d}t \right\} \tag{8}$$

Angewendet auf die CO_2-Optimierung ist somit folgende Formulierung zulässig:

$$\min \left\{ J(u) = \int_0^T \dot{m}_{\text{CO}_2}(x(t),u(t))\mathrm{d}t \right\} \tag{9}$$

Dabei gelten folgende Randbedingungen:

$$x(0) = x_0 \tag{10}$$

$$\dot{x}(t) = f(x(t),u(t)) \text{ für alle } t \in [0,T] \tag{11}$$

$$m_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(T) \leq m_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{lim}} \tag{12}$$

Der Endkostenterm $V(x(t))$ in Gleichung (8) ist ein optionaler Bestandteil einer Optimierungsfunktion und wird für die hier verfolgte Anwendung vernachlässigt. Damit ließe sich beispielsweise ein gewünschter Ladezustand der Batterie für die Betriebsstrategie eines Hybridantriebsstrangs erreichen [21, S. 16].

Lösung des Problems mit Hilfe des Pontryagin'schen Minimumprinzips

Für das Minimumprinzip nach Pontryagin [15, S. 1234–1236] gilt:

$$H(x^\circ,u^\circ,\lambda^\circ) \leq \min_{u \in \mathbb{U}} H(x^\circ,u,\lambda^\circ) \tag{13}$$

mit

$$H(x(t),u(t),\lambda(t)) = \dot{m}_{\mathrm{CO}_2}(x(t),u(t)) + \lambda^T(t) \cdot f(x(t),u(t))$$

wobei

$$u \in \mathbb{U} := \{u_{\min}, u_{\min} + \Delta u, \ldots, u_{\max}\}$$

Mit u werden die verschiedenen Stellgrößen definiert, die mit einer Schrittweite von Δu variiert werden können. Mit $^\circ$ werden die optimalen Werte, Zustände und Stellgrößen gekennzeichnet. Angewendet auf das definierte Problem der CO_2-Minimierung mit Nebenbedingungen ergibt sich:

$$H(x(t),u(t),\lambda(t)) = \dot{m}_{\mathrm{CO}_2}(x(t),u(t)) + \lambda^T(t) \cdot \dot{x} \tag{14}$$

$$= \dot{m}_{\mathrm{CO}_2}(x(t),u(t)) + \lambda^T \cdot \begin{bmatrix} f_{\mathrm{eng}}(x(t),u(t)) \\ f_{\mathrm{emis}}(x(t),u(t)) \end{bmatrix} \tag{15}$$

Weiterhin folgt mit dem Fokus auf die Masse der ausgestoßenen Stickoxidemissionen:

$$H(x(t),u(t),\lambda(t)) = \dot{m}_{\mathrm{CO}_2}(x(t),u(t)) + \lambda^T \cdot \begin{bmatrix} f_{\mathrm{eng}}(x(t),u(t)) \\ \overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(x(t),u(t)) \end{bmatrix} \tag{16}$$

Für die Anwendung von Pontryagins Minimumprinzip müssen für diese Hamiltonfunktion $H(x(t),u(t),\lambda(t))$ die kanonischen Gleichungen erfüllt sein.

1. Kanonische Gleichung:

$$\dot{x}^{\circ} = \frac{\partial H}{\partial \lambda} \tag{17}$$

Der Beweis der Erfüllung dieser Gleichung kann durch die partielle Ableitung der Hamiltonfunktion nach λ erbracht werden:

$$\frac{\partial H}{\partial \lambda} = f(x^{\circ}, u^{\circ}) = \dot{x} \tag{18}$$

2. Kanonische Gleichung:

$$\dot{\lambda}^{\circ} = -\nabla_x H = -\frac{\partial H}{\partial x} = -H_x(x(t),u(t),\lambda(t)) \tag{19}$$

Um eine vereinfachte Beweisführung zu ermöglichen, wird folgende Formulierung angewandt:

$$\lambda(t) = \begin{bmatrix} \lambda_{\text{eng}} \\ \lambda_{\text{emis}} \end{bmatrix} \tag{20}$$

Daraus folgt:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= -\frac{\partial H}{\partial x} \\ &= -\frac{\partial(\dot{m}_{\text{CO}_2}(x,u))}{\partial x} - \lambda_{\text{eng}} \cdot \frac{\partial\left(f_{\text{eng}}(x,u)\right)}{\partial x} - \lambda_{\text{emis}} \cdot \frac{\partial(\overset{*}{m}_{\text{NO}_x,\text{TP}}(x,u))}{\partial x} \end{aligned} \tag{21}$$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurden die Zeitabhängigkeiten in Gleichung (21) nicht explizit dargestellt.
Die partielle Ableitung der Hamiltonfunktion nach ihrem Zustand ergibt für den Fall der NO_x-Emissionen:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}^{\circ} = &- \frac{\partial(\dot{m}_{\text{CO}_2}(x(t),u(t)))}{\partial m_{\text{NO}_x,\text{TP}}} - \lambda_{\text{eng}} \cdot \frac{\partial\left(f_{\text{eng}}(x(t),u(t))\right)}{\partial m_{\text{NO}_x,\text{TP}}} \\ &- \lambda_{\text{emis}} \cdot \frac{\partial(\overset{*}{m}_{\text{NO}_x,\text{TP}}(x,u))}{\partial m_{\text{NO}_x,\text{TP}}} \end{aligned} \tag{22}$$

Es fällt auf, dass es keinen direkten Zusammenhang zwischen dem aktuellen Kohlenstoffdioxidmassenstrom und den bis dahin ausgestoßenen kumulierten Stickoxiden gibt. Ebenso ist kein direkter Zusammenhang der Motordynamik zum Stickoxidausstoß erkennbar. Weiterhin kann keine Korrelation zwischen aktuellem Stickoxidmassenstrom und den aufaddierten Stickoxidmengen erkannt werden. Dadurch können alle drei Terme in Gleichung (22) mit Null gleichgesetzt werden, also $\dot{\lambda}^{\circ}_{\text{emis}} = 0$.

$$\dot{\lambda}^{\circ} = \begin{bmatrix} \frac{\partial(\dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(x(t),u(t)))}{\partial x_{\mathrm{eng}}} + \lambda \cdot \frac{\partial(f(x(t),u(t))}{\partial x_{\mathrm{eng}}} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\lambda}^{\circ}_{\mathrm{eng}} \\ \dot{\lambda}^{\circ}_{\mathrm{emis}} \end{bmatrix} \tag{23}$$

Wenn $\dot{\lambda}^{\circ}_{\mathrm{emis}}$, wie in Gleichung (23) dargestellt, den Wert Null besitzt, so kann daraus geschlossen werden, dass dessen Integral, also λ_{emis} einen konstanten Wert annehmen muss. Es wird die Annahme $\lambda_{\mathrm{emis}} \geq 0$ getroffen. Mit dem Fokus auf Stickoxide ergibt sich daraus folgende angepasste Hamilton-Funktion:

$$\begin{aligned} H(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t),\lambda(t)) &= \dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) + \lambda^T \cdot f(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) && (24) \\ &= \dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) \\ &\quad + \lambda_{\mathrm{emis}} \cdot f_{\mathrm{emis}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) && (25) \\ &\quad + \lambda_{\mathrm{eng}}(t) \cdot f_{\mathrm{eng}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) \\ &= \dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) \\ &\quad + \lambda_{\mathrm{NO}_x} \cdot \overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) && (26) \\ &\quad + \lambda_{\mathrm{eng}}(t) \cdot f_{\mathrm{eng}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) \end{aligned}$$

Die in Gleichung (26) aufgestellte Hamiltonfunktion lässt sich in eine Zielfunktion transformieren, die sowohl den CO_2-Ausstoß, als auch die Tailpipe-NO_x-Emissionen minimiert:

$$\min_{u(-)} \left\{ J(u) = \int_0^T \dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) + \lambda_{\mathrm{NO}_x} \cdot \overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t))\mathrm{d}t \right\} \tag{27}$$

mit

$$\begin{aligned} x_{\mathrm{eng}}(0) &= x_{\mathrm{eng},0} \\ x_{\mathrm{eng}}(t) &= f_{\mathrm{eng}}(x_{\mathrm{eng}}(t),u(t)) \text{ für alle } t \in [0,T] \\ m_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(T) &\leq m_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{lim}} \end{aligned}$$

Diese zuvor beschriebene Strategie wird beispielsweise durch EEMS gelöst. Hierbei übernimmt λ_{NO_x} die Aufgabe, die NO_x-Emissionen auf ein vergleichbares Niveau mit dem CO_2-Ausstoß zu bringen. λ_{NO_x} ist also ein Äquivalenzfaktor [15, S. 1237]. Im Folgenden werden Normierungen der Emissionen durchgeführt. Dafür werden die jeweiligen maximalen spezifischen Ausstöße im gesamten Betriebskennfeld herangezogen und damit ins Verhältnis gesetzt:

$$\overset{*}{m}_{\mathrm{CO_2}}(t) = \frac{\dot{m}_{\mathrm{CO_2}}(t)}{\dot{m}_{\mathrm{CO_2,max,spez}} \cdot \Delta t} \tag{28}$$

$$\bar{m}_{\mathrm{CO_2}}(t) = \int \overset{*}{m}_{\mathrm{CO_2}}(t)\mathrm{d}t \tag{29}$$

$$\overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{roh}}(t) = \frac{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{roh}}(t)}{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{max,spez}} \cdot \Delta t} \tag{30}$$

$$\overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t) = \frac{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{roh}}(t) \cdot \eta_{\mathrm{NO}_x}}{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{max,spez}} \cdot \Delta t} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t)}{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{max,spez}} \cdot \Delta t} \tag{31}$$

$$\bar{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}} = \int \overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t)\mathrm{d}t \tag{32}$$

Um den normierten Stickoxidemissionen einen fiktiven Kostenwert in der Einheit „CO_2“ zuzuordnen, werden diese mit dem Verhältnis der maximalen spezifischen NO_x-Emissionen zu den maximalen CO_2-Ausstößen multipliziert.

$$\widetilde{\overset{*}{m}}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t) = \overset{*}{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t) \cdot \frac{\dot{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{max,spez}}}{\dot{m}_{\mathrm{CO}_2,\mathrm{max,spez}}} \tag{33}$$

$$\widetilde{m}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}} = \int \widetilde{\overset{*}{m}}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(t)\mathrm{d}t \tag{34}$$

Mit diesen auf den CO_2-Ausstoß bezogenen normierten Emissionen ergibt sich die Optimierungsfunktion in folgender Form:

$$\bar{J}(u) = \int_0^T \left(\overset{*}{m}_{\mathrm{CO}_2}(u(t)) + \lambda_{\mathrm{NO}_x} \cdot \widetilde{\overset{*}{m}}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(u(t)) \right) \mathrm{d}t \tag{35}$$

Kausale Regelung durch Anpassung der strategischen Zielsetzung der Optimierung in Abhängigkeit von der SCR-Umsatzrate

Eine konstante Bedatung für λ_{NO_x}, wie sie für eine akausale Lösung denkbar wäre, ist für die gewünschte Anwendung nicht sinnvoll. Vielmehr empfiehlt es sich, diesen Wert variabel und adaptierend zu gestalten. Wie in [12, S. 3164 f.] ausgeführt, kann durch eine Umformulierung des Problems erreicht werden, dass das jeweilige strategische Ziel abhängig vom Systemzustand fokussiert betrachtet wird:

$$\bar{J}(u) = \int_0^T \left(\lambda_{\mathrm{NO}_x} \cdot \overset{*}{m}_{\mathrm{CO}_2}(u(t)) + (1 - \lambda_{\mathrm{NO}_x}) \cdot \widetilde{\overset{*}{m}}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(u(t)) \right) \mathrm{d}t \tag{36}$$

In [22, S. 16] wird eine ähnliche Formulierung gewählt, um eine Strategiewahl zur Gewichtung verschiedener Emissionskomponenten zu ermöglichen.
In diesem Beitrag wird es als sinnvoll erachtet, den Fokus auf eine CO_2-Minimierung zu legen, solange sich die Abgasnachbehandlungskomponenten in einem Zustand befinden, der einen hohen Wirkungsgrad erlaubt. Fällt deren Umsatz allerdings ab, so wird die Gewichtung in Richtung NO_x-Optimierung verschoben. Deshalb bietet es sich an, λ_{NO_x} durch den SCR-Umsatz μ_{NO_x} zu ersetzen:

$$\bar{J}(u) = \int_0^T \left(\mu_{\mathrm{NO}_x}(t) \cdot \overset{*}{m}_{\mathrm{CO}_2}(u(t)) + (1 - \mu_{\mathrm{NO}_x}(t)) \cdot \widetilde{\overset{*}{m}}_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}(u(t)) \right) \mathrm{d}t \tag{37}$$

mit

$$\mu_{\mathrm{NO}_x}(t) = \begin{cases} 0 & \mathrm{NO}_x\text{-optimal} \\ 0 < \mu_{\mathrm{NO}_x}(t) < 1 & \mathrm{NO}_x\text{-}\mathrm{CO}_2\text{-Trade-off} \\ 1 & \mathrm{CO}_2\text{-optimal} \end{cases}$$

In der dargestellten Form kann μ_{NO_x} Werte zwischen Null und Eins annehmen. Dadurch ist nun ein Abtasten unterschiedlich starker Gewichtungen bis hin zur Vernachlässigung eines der beiden Summanden möglich. Dies geschieht selbstständig je nach aktuell ermitteltem Umsatz des SCR-Katalysators:

$$\mu_{\mathrm{NO}_x}(t) = \frac{c_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{roh}} - c_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{TP}}}{c_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{roh}}} \tag{38}$$

Mit der Formulierung in Gleichung (37) lassen sich vielversprechende Ergebnisse erreichen. Es handelt sich also um ein Verfahren, das es ermöglicht, zu jedem Zeitschritt zu entscheiden welche Zielsetzung konzentriert betrachtet werden soll.

Regler-Struktur

Die Verknüpfung und Regelung der einzelnen Modellbausteine und Reglerbestandteile erfolgt in MATLAB/Simulink. MATLAB ist ein numerisches Entwicklungswerkzeug, welches durch Simulink so erweitert wird, dass aufwendige Regelungsprobleme in einer graphischen Darstellung implementiert werden können. Dabei werden mathematische Operationen durch Signalblöcke repräsentiert.

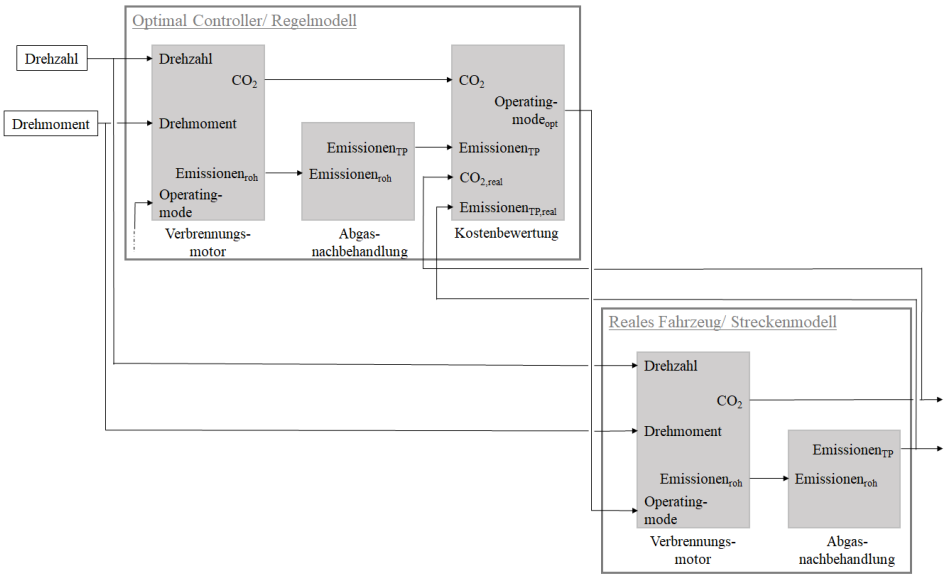


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Regelstruktur

In Abbildung 3 ist schematisch dargestellt, wie die Regelstruktur in Simulink aufgebaut ist. Als Eingangssignale für das Regelmodell werden die Motordrehzahl und das Motordrehmoment verwendet. Dabei stellt das Drehmoment den direkten Fahrerwunsch dar, während die Motordrehzahl einen daraus resultierenden Zustand beschreibt.
Im Block „Optimal Controller“ wird die eigentliche Software der Optimierung dargestellt. Darin befinden sich ein Motor- und Abgasnachbehandlungsmodell. Diese sollen abbilden, wie sich der Antriebsstrang auf eine Lastanforderung verhält. Diese Last kann motorisch auf vielfältige Art erzeugt werden: Die verschiedenen Möglichkeiten, wie die motorischen Steller (z. B. SOI, AGR, p_2) variiert werden können und welche Effekte dadurch hervorgerufen werden, ist beispielsweise in [23, S. 472–501] beschrieben. In der vorliegenden Arbeit wurden mehrere motorische Steller betriebspunktabhängig in verschiedene Betriebsmodi (Operating-modes) zusammengefasst. Dadurch kann die Rechenzeit aufgrund einer geringeren Variantenanzahl verkürzt werden. Damit lassen sich einerseits ein CO_2-optimierter und andererseits ein NO_x-optimierter Motorbetrieb realisieren. Zwischen diesen definierten Modi sind durch Interpolation außerdem noch weitere Einstellungen möglich.
Neben den Modellen für den Motor und die Abgasnachbehandlung enthält der „Optimal Controller“ außerdem noch eine Kostenfunktion, die es ermöglicht, die

verschiedenen Varianten der Fahrerwunschabfrage – also welcher Betriebsmodus dafür gewählt wird – zu bewerten und die günstigste und damit optimale Lösung auszuwählen.
Die im „Optimal Controller"-Block verwendeten Modelle, die bei einem möglichen Einsatz in einem realen Fahrzeug auf dem Steuergerät liegen würden, fungieren als fiktive Sensoren. Der Motor und die Abgasnachbehandlung werden in der vorliegenden Arbeit durch ein Streckenmodell abgebildet. Im realen Fahrzeug werden die für die Regelung benötigten Messwerte von Sensoren geliefert. Diese ermitteln unter anderem, wieviel Kraftstoff tatsächlich verbraucht wird und welche Menge an Emissionen tatsächlich umgesetzt bzw. ausgestoßen wird.

Ergebnisse

Es wurde gezeigt, wie der Gewichtungsfaktor λ_{NO_x} variabel gestaltet werden kann, indem dieser an die Umsatzrate des SCR-Katalysators gekoppelt wird und dadurch der Fokus bei schlechten Umsatzraten auf eine NO_x-Optimierung gelegt wird, während bei guten Umsatzraten die CO_2-Optimierung priorisiert wird.
Dieser Ansatz wird nun für einen WHTC mit Kaltstart angewendet. In Abbildung 4 kann das Verhalten des Systems in Bezug auf die SCR-Temperatur und die Betriebsmoduswahl genauer untersucht werden. Hierbei wurde der Graph für die Darstellung der SCR-Umsatzrate durch den Einsatz eines gleitenden Mittelwerts geglättet, um ein zu sprunghaftes Verhalten der Regelung zu verhindern.
Es ist zu erkennen, dass zu Beginn des Zyklus die Kosten vollständig durch die NO_x-Emissionen verursacht werden. Durch die niedrige SCR-Temperatur und dem damit verbundenen geringen Stickoxidumsatz des SCR-Katalysators wird der Fokus in Gleichung (37) vollständig auf die NO_x-Reduzierung gelegt. Deshalb arbeitet der Motor über lange Zeiträume im NO_x-optimierten Modus, was zu diesem Zeitpunkt sinnvoll ist. Lediglich in Leerlaufphasen wechselt er in den günstigeren CO_2-optimierten Modus.
Nach ca. 600 Sekunden beginnt der SCR-Katalysator Stickoxide in N_2 und CO_2 zu konvertieren, wodurch ab diesem Zeitpunkt der Trade-off zwischen Stickoxiden und Verbrauch bedient wird. Ab diesem Zeitpunkt springt der Motor häufig zwischen dem NO_x- und CO_2-optimierten Betriebsmodus. Währenddessen heizt sich die Abgasanlage durch die Lastforderung aufgrund des Zyklusverlaufs weiter auf und bewegt sich immer weiter in Richtung Vollumsatz des SCR.
Nach ca. 1500 Sekunden ist es dann am günstigsten, den Motor für längere Phasen im CO_2-optimierten Modus zu betreiben und die motorisch gebildeten Stickoxide über den SCR zu reduzieren.

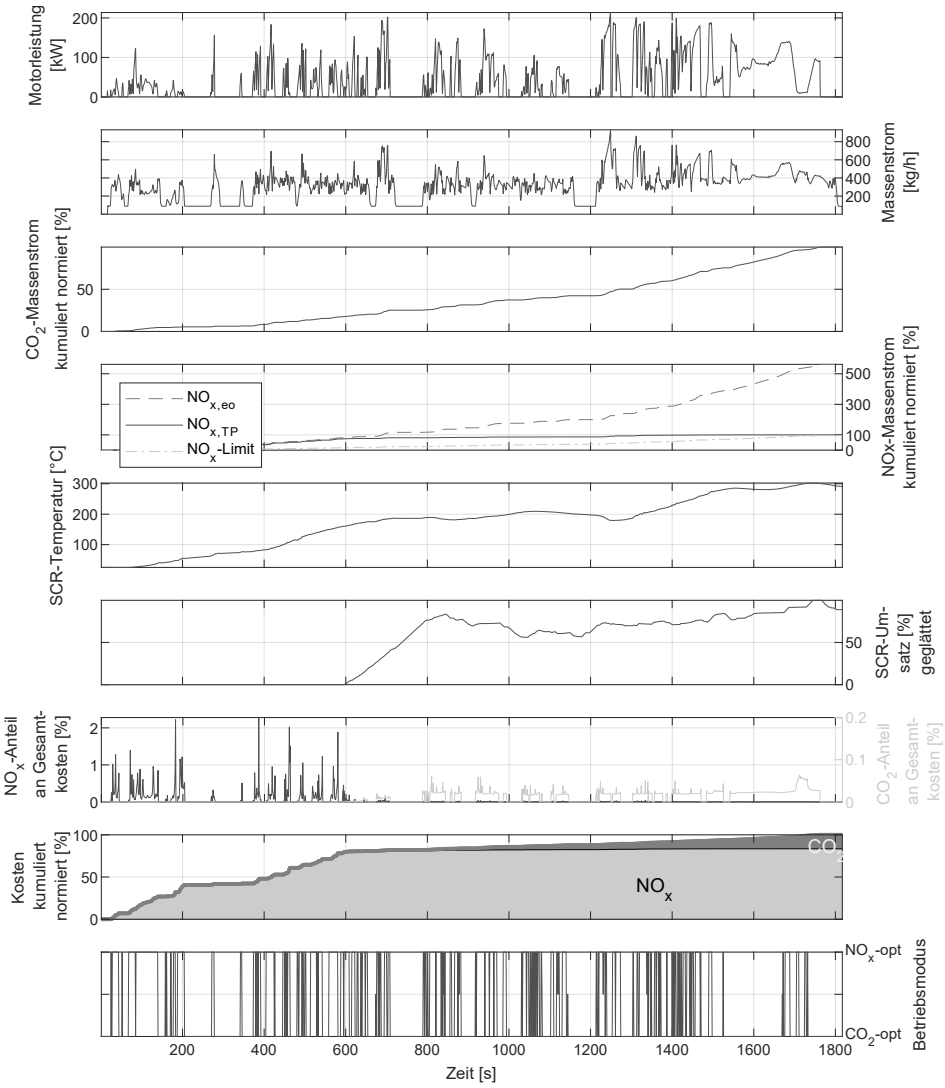


Abbildung 4: Auswertung der Betriebsmoduswahl für die Optimierung in Abhängigkeit von der Stickoxid-Umsatzrate μ_{NO_x} des SCR-Katalysators im WHTC cold

Um das Verständnis für das Verhalten der Regelung zu erhöhen, werden in Abbildung 5 die einzelnen Bestandteile des Kostenterms genauer analysiert.

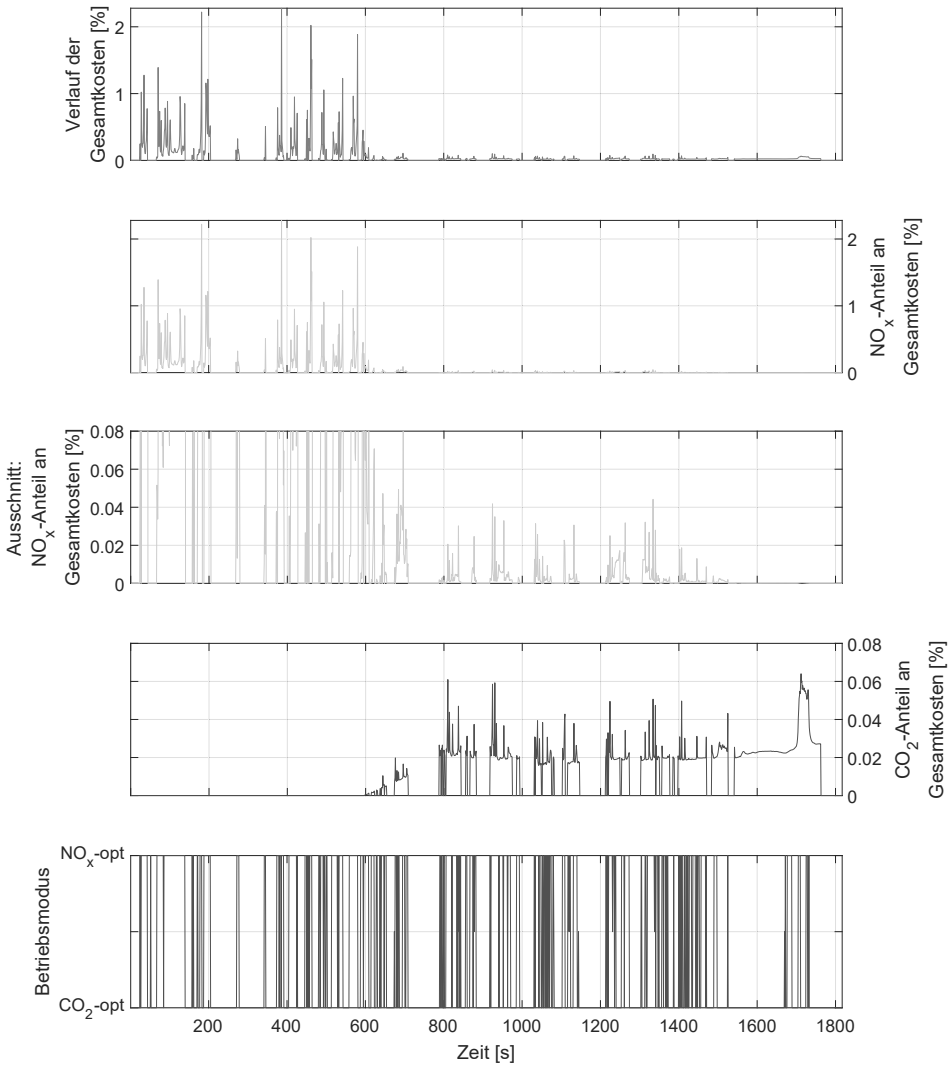


Abbildung 5: Verlauf der Kosten und deren Zusammensetzung über den WHTC cold

Die Gesamtkosten werden während der Kaltstartphase vollständig durch den Stickoxidausstoß verursacht. Während der Leerlaufphasen belaufen sich die Kosten auf einen ähnlichen Wert für die verschiedenen Modi, weshalb hier meist der CO_2-optimierte Betriebsmodus gewählt wird, da über die Formulierung der Kostenfunktion dieser Modus fokussiert eingesetzt wird. Anschließend ab Sekunde 600 bewegt sich der Stickoxidumsatz zwischen 0 % und 100 %, wodurch sich die Gewichtung μ_{NO_x} zwischen den strategischen Zielen bewegt. Zu diesem Zeitpunkt befinden sich die Kosten für CO_2 und NO_x auf einem ähnlichen Niveau.
Bevor der Motor nach ca. 1500 Sekunden größtenteils im CO_2-optimierten Modus betrieben wird, kommt es davor zu schnellen Umschaltvorgängen. Diese hängen damit zusammen, dass sich der SCR-Umsatz und damit die Höhe des Gewichtungsfaktors entlang eines Grenzwerts bewegt, an dessen Übergang nicht eindeutig festgestellt werden kann, ob der NO_x- oder CO_2-optimierte Betrieb günstiger ist. In Abbildung 6 ist der Zeitpunkt bei 953 Sekunden beispielhaft für diesen Grenzbereich dargestellt. Hier sind die unterschiedlichen Kostenanteile für CO_2 und NO_x sowie die äquivalenten Kosten über den verschiedenen Betriebsmodi dargestellt, die sich nach der Gewichtung mit μ_{NO_x} ergeben.

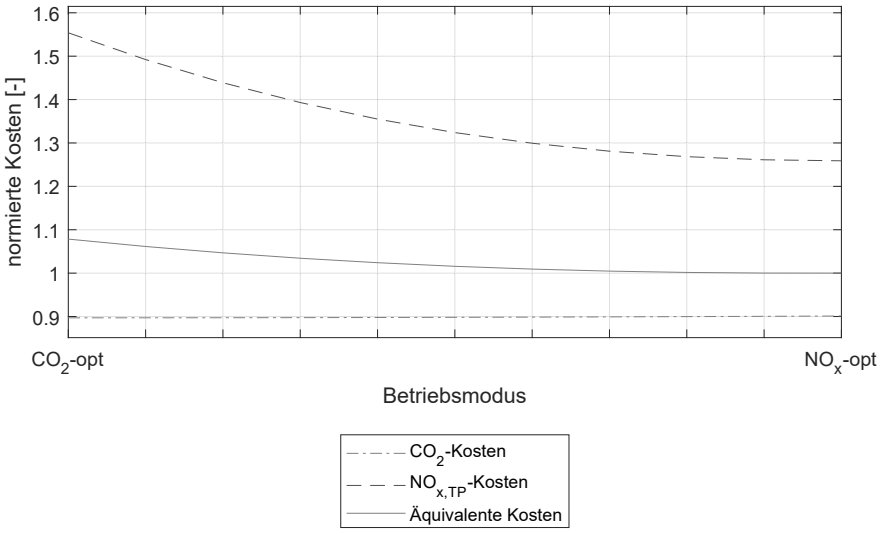


Abbildung 6: Kostenbewertung zum Zeitpunkt 953 s innerhalb des WHTC cold für die Entscheidungsfindung der optimalen Motorbetriebsart

Die CO_2-Kosten fallen im CO_2-optimierten Modus am niedrigsten aus und steigen zum NO_x-optimierten Modus minimal an. Die Kosten für die Stickoxide erreichen im CO_2-optimierten Modus ihr Maximum und sinken im NO_x-optimierten Betrieb

zunehmend ab. Zu diesem Zeitpunkt liegt der Umsatz durch den SCR-Katalysator bei ca. 70 %. Diese beiden Kostenanteile werden, wie in Gleichung (37) dargestellt, miteinander verrechnet und es ergeben sich die äquivalenten Kosten je Betriebsmodus. Diese fallen im dargestellten Fall für eine Stellung im NO_x-optimierten Betrieb am geringsten aus, weshalb für die Regelung dieser Wert gewählt wird.
Die Kurven in Abbildung 6 weisen teils einen sehr flachen Verlauf auf. Aufgrund dieser flachen Gradienten kann es zu einem relativ schnellen und häufigen Umschalten zwischen verschiedenen Modi kommen, da bereits kleine Veränderungen am Konvertierungsgrad oder an den normierten Emissionskosten durch die geringe Steigung zu einem großen Sprung der Betriebsmodi führen kann.

Zusammenfassung und Fazit

In diesem Paper wird eine Betriebsstrategie für ein Diesel-Nutzfahrzeug dargestellt, die sowohl die CO_2-Emissionen und damit korrelierend den Verbrauch, als auch den Stickoxidausstoß berücksichtigt. Die Methodik basiert auf EEMS und wurde so umformuliert, dass in Abhängigkeit von der momentanen SCR-Umsatzrate das jeweilige strategische Ziel einer Stickoxidminimierung, einer CO_2-Minimierung oder einer Optimierung zur Berücksichtigung des Tradeoffs dieser beiden Emissionen fokussiert wird. Es wurde anhand von Simulationsergebnissen über die Dauer eines WHTC gezeigt, dass die Strategie in der Lage ist, ein gegebenes Emissionsziel einzuhalten, selbst unter Kaltstart-Bedingungen. Über eine Erweiterung des Zustandsvektors könnten noch zusätzliche Emissionen wie beispielsweise Ruß oder Lachgas (N_2O), das ein hohes Treibhauspotential besitzt, berücksichtigt werden.
Es ist festzuhalten, dass die dargestellten Ergebnisse mithilfe eines Motormodells, das auf stationären Kennfeldern beruht, erzeugt wurden. Die Anwendung eines derartigen Motormodells wurde bewusst gewählt, da die dargestellte Optimierung innerhalb einer geschlossenen Regelstruktur erfolgt und etwaige Ungenauigkeiten durch die Signalrückführung kompensiert werden können. Dennoch kann es sinnvoll sein, das Motormodell beispielsweise durch eine dynamische DoE-Vermessung zu ersetzen.

Literatur

[1] Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR): *Energiestudie 2014. Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeitvon Energierohstoffen (18)*. 2014.

[2] Statistisches Bundesamt: *Durchschnittlicher Preis für Dieselkraftstoff in Deutschland in den Jahren 195 bis 2020 (Cent pro Liter)*. März 2020. URL: https://de.statista.com/statistik/daten/studie/779/umfrage/durchschnittspreis-fuer-dieselkraftstoff-seit-dem-jahr-1950/.

[3] Frankfurter Allgemeine: *EU-Länder einigen sich auf CO_2-Grenzwerte für Lkw*. Dez. 2018. URL: https://www.faz.net/-gqe-9hxeq.

[4] Itkonen, A.-K.; Rietdorf, L.: *Saubere Mobilität: Schluss mit umweltschädigenden Lastkraftwagen. Kommission begrüßt erste EU-Norm zur Verringerung der Schadstoffbelastung durch Lastkraftwagen.* Feb. 2019. URL: http://europa.eu/rapid/press-release_IP-19-1071_de.htm.

[5] Bellman, R.; Kalaba, R.: „On adaptive control processes". In: *IRE Transactions on Automatic* 4 (1959), S. 1–9. ISSN: 0096-199X. DOI: 10.1109/tac.1959.1104847.

[6] Ebbesen, S.: „Optimal sizing and control of hybrid electric vehicles". Diss. ETH Zurich, 2012.

[7] Ambühl, D.: „Energy management strategies for hybrid electric vehicles". Diss. ETH Zurich, 2009.

[8] Hou, C.; Ouyang, M.; Xu, L.; Wang, H.: „Approximate Pontryagin's minimum principle applied to the energy management of plug-in hybrid electric vehicles". In: *Applied Energy* 115 (2014), S. 174–189.

[9] Stockar, S.; Marano, V.; Canova, M.; Rizzoni, G.; Guzzella, L.: „Energy-Optimal Control of Plug-in Hybrid Electric Vehicles for Real-World Driving Cycles". In: 60 (2011), S. 2949–2962. ISSN: 0018-9545. DOI: 10.1109/tvt.2011.2158565.

[10] Stockar, S.; Marano, V.; Rizzoni, G.; Guzzella, L.: *Optimal control for Plug-in Hybrid Electric Vehicle applications.* 2010. DOI: 10.1109/acc.2010.5530752.

[11] Paganelli, G.; Guerra, T. M.; Delprat, S.; Santin, J.-J.; Delhom, M.; Combes, E.: „Simulation and assessment of power control strategies for a parallel hybrid car". In: 214 (2000), S. 705–717. ISSN: 0954-4070. DOI: 10.1243/0954407001527583.

[12] Nüesch, T.; Cerofolini, A.; Mancini, G.; Cavina, N.; Onder, C.; Guzzella, L.: „Equivalent Consumption Minimization Strategy for the Control of Real Driving NOx Emissions of a Diesel Hybrid Electric Vehicle". In: 7 (), S. 3148–3178. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en7053148.

[13] Wüst, M.; Krüger, M.; Naber, D.; Cross, L.; Greis, A.; Lachenmaier, S.; Stotz, I.: *Operating strategy for optimized CO_2 and NO_X emissions of diesel-engine mild-hybrid vehicles.* 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-08844-6_7.

[14] Zentner, S.: „Contributions to Model-based Control of Diesel Engines". Diss. ETH Zürich, Institute for Dynamic Systems und Control, 2014.

[15] Zentner, S.; Asprion, J.; Onder, C.; Guzzella, L.: „An equivalent emission minimization strategy for causal optimal control of diesel engines". In: *Energies* 7.3 (2014), S. 1230–1250.

[16] Cloudt, R.; Willems, F.: „Integrated Emission Management strategy for cost-optimal engine-aftertreatment operation". In: *SAE International Journal of Engines 4 (2011)* 4 (2011), S. 1784–1797. ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2011-01-1310.

[17] Matthies, F.: „Beitrag zur Modellbildung von Antriebssträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen". Diss. Technische Universität Berlin, 2013.

[18] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme Grundlagen; mit 103 Tabellen.* Berlin Heidelberg New York: Springer, 2008. ISBN: 9783540325123.

[19] Güthenke, A.; Chatterjee, D.; Weibel, M.; Krutzsch, B.; Kocí, P.; Marek, M.; Nova, I.; Tronconi, E.: *Current status of modeling lean exhaust gas aftertreatment catalysts.* 2007. DOI: 10.1016/s0065-2377(07)33003-2.

[20] Völz, A.: *Modellprädiktive Regelung nichtlinearer Systeme mit Unsicherheiten.* 2016. DOI: 10.1007/978-3-658-16279-5.

[21] Nagel, P.: *Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen.* Karlsruher Institut für Technologie, 15. Juni 2016. 164 S. ISBN: 3731504790. URL: https://www.ebook.de/de/product/26261745/philip_nagel_entwicklung_einer_betriebsstrategie_zur_energierueckgewinnung_in_hybriden_mehrverbrauchersystemen.html.

[22] Elbert, P.; Barro, C.; Amstutz, A.; Onder, C.; Boulouchos Konstantinos; Marci Lassus, P.; Lösche-Ter Horst, T.: *Emissionsoptimierter Dieselmotor: Steuer- und Regelkonzepte für Dieselmotoren mit virtuellen NOx- und PM-Sensoren. Automatisierte Sollwertgenerierung für individuell wählbare Emissionstrategien. Abschlussbericht Heft 1089–2016.* Techn. Ber. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., 2015.

[23] Eckert, P.; Rakowski, S.: *Schadstoffbildung und -reduktion.* 2014. DOI: 10.1007/978-3-658-03195-4_7.

Biografische Notizen

Christoph Ludwig schloss sein Studium der Fahrzeugtechnik in München im Jahr 2016 ab. Danach begann er ein Promotionsthema der TU Berlin bei der Daimler AG in Stuttgart zu bearbeiten. Dabei erwies sich Prof. Baar als engagierter und interessierter Doktorvater, der mit seiner ruhigen, motivierenden Art stets unterstützend und hilfsbereit zur Seite stand. Herr Ludwig ist sehr dankbar, dass Professor Roland Baar ihm die Promotion in seinem Fachgebiet ermöglicht und ihn so herzlich an der TU Berlin willkommen geheißen hat.

Martin Dadrich studierte Maschinenbau am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Im Rahmen seiner Masterarbeit arbeitete er am Aufbau einer Simulationsumgebung mit, bevor er im Sommer 2018 seinen Masterabschluss für allgemeinen Maschinenbau erhielt.

Clemens Biet war zwischen 2012 und 2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigte sich mit vielfältigen Forschungsfragen rund um den Abgasturbolader. Er promovierte 2017 zum Thema „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Seit 2018 hat Clemens Biet die an das Fachgebiet Fahrzeugantriebe angegliederte Juniorprofessur „Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge“ inne, welche von Prof. Baar initiiert worden war.
Prof. Baar prägte mich mit seiner zielstrebigen, jedoch gleichzeitig besonnenen Art und verbleibt in vielerlei Hinsicht ein Vorbild für meine jetzige wissenschaftliche Tätigkeit. Ich empfinde große Dankbarkeit für sein Vertrauen, seine Unterstützung und vor allem für die vielfältigen durch ihn offenbarten Möglichkeiten, zu denen nicht zuletzt auch die Juniorprofessur zählt. Gern hätte ich die Forschung und Lehre an der Technischen Universität Berlin gemeinsam mit ihm gestaltet.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Virtuelle Prototypen in der Fahrzeugentwicklung

Stephan Adelberg, Frank Bunar

Moderne Pkw haben einen Grad an Komplexität erreicht, der es erforderlich macht, den Standardentwicklungsprozess durch ergänzende Systementwurfstechniken zu unterstützen. Im Kontext von Diesel-RDE (Real Driving Emissions) ist es erst dadurch möglich, die komplexen Wechselwirkungen im Gesamtsystem gezielt untersuchen und somit „robuste Produkte“ für die Endkunden entwickeln zu können und darüber hinaus Entwicklungszeit einzusparen. Eine dieser Systementwurfstechniken ist die Simulation auf Basis von virtuellen Prototypen.

Mithilfe des aus der Softwareentwicklung stammenden VP-Modells kann für jede Phase im Gesamtentwicklungsprozess ein passender virtueller Prototyp spezifiziert und angewendet werden. In diesem Beitrag wird dies für die frühen Phasen der Konzeptentwicklung und eine eher späte Phase der Softwarebedatung von Steuergerätefunktionen von Motor und Abgasnachbehandlung (ANB) gezeigt. Zum einen wird in der Konzeptphase für die Entwicklung eines Niedrigstemissionskonzeptes für Diesel-Pkw ein Abgasanlagenkonzept und die notwendigen Softwarefunktionalitäten vorausgelegt und dann auf einen realen Prototyp übertragen. Zum anderen wird für einen Diesel-Pkw eine Softwarebedatung von Motor und ANB auf Basis einer Euro-6b-Anwendung mithilfe eines digitalen Zwillings so geändert, dass die Emissionsgrenzwerte nach Euro-6d-Norm erfüllt werden. Basis dieser Methodik sind detaillierte chemisch-physikalische 1D-Modelle für die ANB und je nach Art der Anwendung verschieden detaillierte Motormodelle integriert in eine Gesamtfahrzeugumgebung.

Entwicklungsprozess und Methodik

Sollen Aussagen über das endgültige System bereits in frühen Phasen der Entwicklung ohne Fertigung des eigentlichen Endprodukts getroffen werden, so wird als Systementwurfstechnik zumeist die Systemsimulation angewendet. Durch die frühzeitige Validierung des Gesamtsystems mithilfe von Simulation kommt es zu einer Verschiebung des Entwicklungsschwerpunktes hin zu den Phasen Einsatzanalyse, Spezifikation und Entwurf. Diese Verlagerung von Entwicklungsentscheidungen und -tätigkeiten hin zu frühen Entwicklungsphasen wird auch als Frontloading bezeichnet [1, S. 541–569].

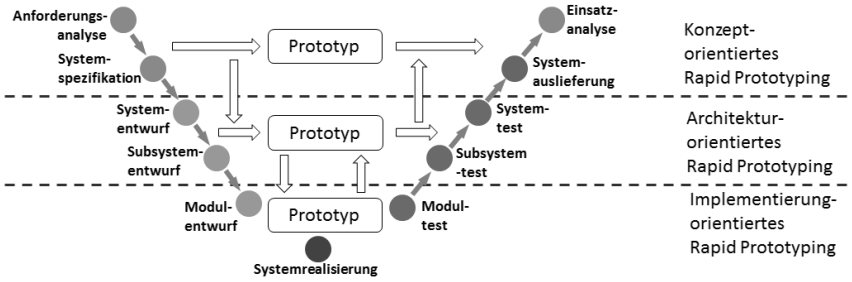


Abbildung 1: VP-Modell mit verschiedenen Phasen des Rapid Prototyping nach Burst [2, S. 81]

Der Ablauf und die Prozesse für die Systementwicklung lassen sich mithilfe von Vorgehensmodellen veranschaulichen. Ein in der Automobilindustrie weit verbreitetes Modell ist das V-Modell. Das V-Modell ist ein Bottom-Up-Prüfprozess, was zu dem entscheidenden Nachteil des späten Validierens von Systemen und Subsystemen im Gesamtprozess führt. Durch die Anwendung von Systemsimulation im Kontext des Frontloading lässt sich dieser methodische Nachteil mithilfe von schnellen Prototypen (engl. Rapid Prototyping) umgehen. Ein Vorgehensmodell, welches verschiedene Arten des Rapid Prototyping in Bezug auf den Entwurf von Software berücksichtigt, ist das VP-Modell (Abbildung 1) nach Ratcliff und dessen Weiterentwicklung durch Burst [3, S. 42–44]. Das VP-Modell kann durch Anpassung der Einzelphasen auf die computergestützte Entwicklung übertragen und damit im Kontext der Systemsimulation angewandt werden. Durch diese Methodik ist es möglich, die Phasen des Entwurfs, der Realisierung und des Tests wiederholend im gesamten Entwicklungsprozesses durchzuführen und dabei das Einhalten von Spezifikationen und Entwicklungszielen ständig überprüfen zu können (Abbildung 2).

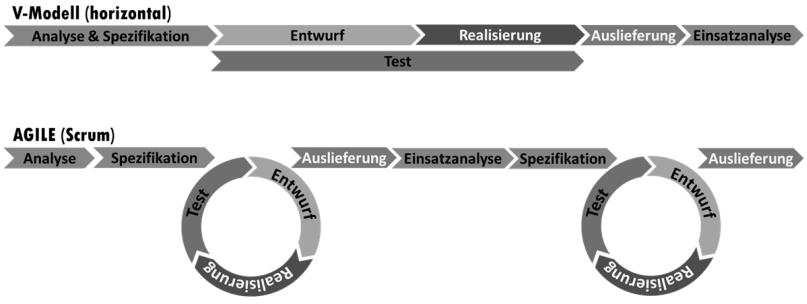


Abbildung 2: Angepasster Entwicklungsprozess durch Frontloading [2, S. 83]

Modelle und virtuelle Prototypen

Werden reale Baugruppen oder Subsysteme betrachtet, hier dargestellt am Beispiel von Motor, Abgasanlage und einem Steuergerät, so bilden diese im Verbund das Gesamtsystem Fahrzeug ab. Die einzelnen Baugruppen lassen sich mithilfe von mathematischen Modellen abbilden, wofür bekannte kommerzielle Lösungen existieren (vgl. Abbildung 3). Wenn es gelingt, diese einzelnen Modelle geeignet miteinander zu verknüpfen, lässt sich ein digitaler Zwilling erstellen, welcher, gekoppelt an ein geeignetes Umgebungsmodell, komplexes Testen wie in der Realität (z. B. im Straßenverkehr) erlaubt und damit einen virtuellen Prototyp darstellt.

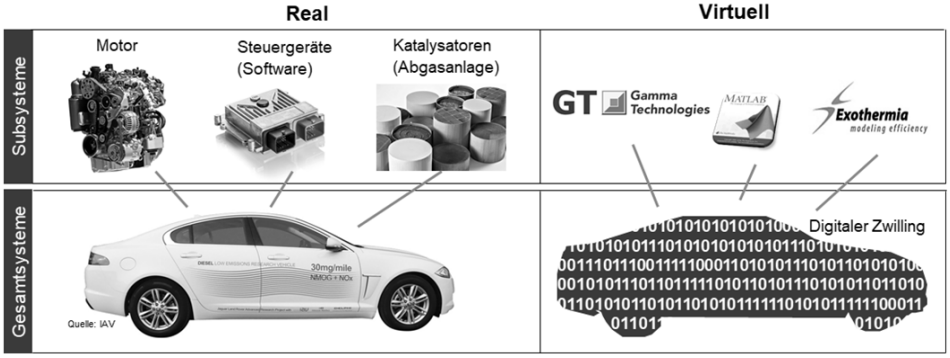


Abbildung 3: Mathematische Modelle als Basis für virtuelle Prototypen

Ein weiterer Aspekt bei der Integration virtueller Prototypen in den Gesamtentwicklungsprozess ist die Anwendungsebene. Sollen reale Tests in Form von Simulation in die virtuelle Welt verlagert werden, so muss dafür eine entsprechende Anwendungsebene geschaffen werden. Der Einsatz von Standardsoftware für die Applikation und die damit verbundenen Datenformate und Schnittstellen aus dem automobilen Umfeld (ASAM[1]) spielen dabei eine zentrale Rolle. Darüber hinaus ist es notwendig, reale Prüfeinrichtungen bei der Modellierung der Umgebungsmodelle zu berücksichtigen, um Automatisierungen und Prozesse aus dem realen Testen auch im virtuellen Testen nutzen zu können. Dies sind oft vernachlässigte Aspekte, wodurch Modelle oft in der eigentlichen Modellierungsumgebung verbleiben, ohne in die Anwendung zu gelangen. Durch die modellhafte Abbildung des realen Applikationsprozesses wird unter Berücksichtigung der oben beschriebenen Aspekte der „Standardprozess“ durch virtuelle Prototypen erweitert und in diesen integriert (Abbildung 4).

[1] Association for Standardization of Automation and Measuring Systems – ASAM [4].

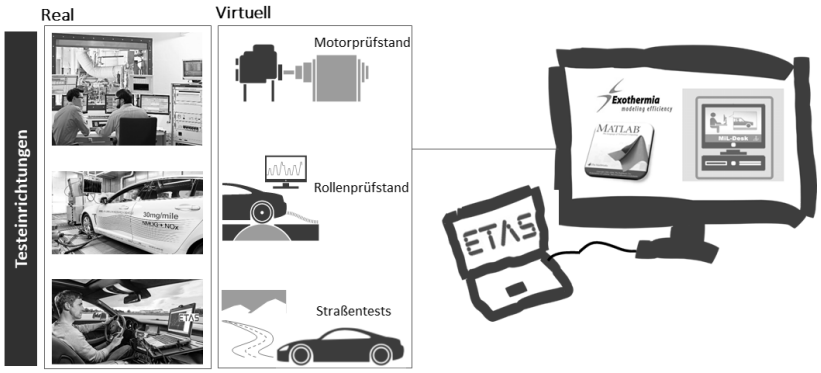


Abbildung 4: Anwendungsebene – Virtueller Entwicklungs- und Applikationsarbeitsplatz

Konzeptorientiertes Rapid Prototyping

Die technische Aufgabenstellung in dieser Phase des Entwicklungsprozesses besteht in der Technologiedemonstration mit höchstmöglichem technischen Reifegrad unter Berücksichtigung wesentlicher erfolgsentscheidender Kriterien und Funktionalitäten des Gesamtsystems. Als konkretes Anwendungsbeispiel ist im Folgenden eine exemplarische Konzeptauslegung und Darstellung eines Diesel-Niedrigstemissionskonzeptes mit Fokus auf die Schadstoffminderung mittels aktiver Abgasnachbehandlung dargestellt. Die Methodik ist charakterisiert durch ein konsequent modellbasiertes Vorgehen.

Modelle und virtuelle Prototypen

Basis für die Darstellung des ersten Anwendungsbeispiels sind die Ergebnisse der Konzeption und Auslegung eines Niedrigstemissionskonzeptes für Diesel-Pkw [1]. Die angewandte Methodik besteht aus drei aufeinanderfolgenden Teilschritten und ermöglicht eine schrittweise Identifikation von geeigneten Technologien mit einem nachvollziehbaren Auswahlverfahren.

Der **erste Schritt** ist durch die systematische Analyse der zur Verfügung stehenden technologischen Optionen charakterisiert. Die Basis hierfür sind die verfügbaren Forschungsergebnisse zu den technischen Merkmalen einzelner Verfahren und entwickelten Komponenten. Verschiedene Technologiehauptdomänen sind kategorisiert. Die einzelnen Domänen entsprechen wichtigen Baugruppen des Antriebsstrangs. Die technischen Hauptstellhebel bei der Optimierung des Fahrzeugantriebes sind:

- Dieselmotortechnologie mit dem Basismotor als Fokus (z. B. Kurbeltrieb)
- Technologieelemente in der Motorperipherie (z. B. Luftsystem und Kraftstoffsystem)
- Verbrennungsführung bei der Umsetzung des Primärenergieträgers im Brennraum (z. B. Kolbenmulde)
- Abgasnachbehandlung (z. B. DeNO$_x$-Verfahren)
- Antriebstechnologie der Kennungswandlung im Fahrzeug (z. B. Hauptgetriebe)
- Technologien der Elektrifizierung (z. B. elektrische Aggregate)

Mithilfe eines systematischen Screeningprozesses wurde eine Vielzahl verfügbarer Technologieoptionen unter fahrzeugtechnischen Aspekten bewertet. Alle betrachteten Hauptdomänen wurden im Rahmen des Technologiescreenings analysiert, strukturiert und systematisiert.

Der **zweite Schritt** der Technologieauswahl ist die Auswahl anwendbarer einzelner, spezifischer Technologieelemente für die konkrete Anwendung bei der Konzeption des Demonstratorfahrzeuges. Die Vorauswahl von Technologieoptionen erfolgt anhand der folgenden funktionalen Hauptdomänen:

- Basismotor
- Motorperipherie
- Triebstrang
- Elektrifizierung
- Verbrennung
- Abgasnachbehandlung

Der **dritte Schritt** ist durch die anwendungs- oder fahrzeugspezifische Zusammenstellung des ausgewählten Technologiepakets charakterisiert. Hierbei werden die vorausgewählten Technologiebausteine nach einer definierten Leistungskennzahl selektiert sowie auf Realisierbarkeit im Demonstratorfahrzeug geprüft und abschließend zu einem Technologiepaket zusammengefügt.

Digitaler Zwilling

Als Zielfahrzeug wurde ein typischer Vertreter des Pkw-Fahrzeugsegments der oberen Mittelklassen ausgewählt. Die einzelnen Elemente der modifizierten Abgasnachbehandlung werden mittels CAD in der virtuellen Entwicklungsumgebung im Fahrzeug abgebildet und positioniert. Die Applikation des SULEV30 Technologiepaketes erfolgt unter der Restriktion der gegebenen Bauraumrandbedingungen.

Die Nennleistung des mittels einstufiger Abgasturbolaufladung ausgestatteten Antriebsaggregats beträgt 140 kW bei einer Drehzahl von 4000 min^{-1}. Das maximale Motordrehmoment beträgt 450 Nm. Der Motor ist zur Reduzierung der Stickoxidemissionen mit einer gekühlten Hochdruckabgasrückführung und einem Common Rail Hochdruckeinspritzsystem ausgestattet. Das Konzept der Abgasnachbehandlung unterteilt sich in die Sektionen:

- Heizsektion für die Realisierung eines aktiven Abgasthermomanagements
- AdBlue-/DEF-Mischsektion
- Motornahe SCR/DPF-Sektion (Tieftemperatur-DeNO$_x$-Funktion)
- Motorferne SCR-Sektion (Hochtemperatur-DeNO$_x$-Funktion)

Tabelle 1: Module und Modellansätze der Subsysteme Motor und ANB

Subsystem	Modul	Modellierungsansatz
Motor	Motor-steuergerät	Vereinfachte Softwarefunktionen für das „Betreiben“ des Motors im Gesamtsystem
	Luftpfad	Kennfeldansätze
	Zylinder	Kennfeldansätze; 0D-Modell (Wärmeübergang) für Temperatur nach Turbine
	Emissionen	Kennfeldansätze mit Dynamikkorrekturen
	Fluide	0D, Thermodynamik (Masse- und Energiebilanzen mit empirischen Parametern)
ANB	Dosier-software	Vereinfachte Softwarefunktionen zur Auslegung von Betriebsstrategien des Gesamtsystems
	Katmodelle	1D, chemisch-physikalische Modelle, Arrhenius-Ansätze, Bruttoreaktionskinetik
	Verrohrung	1D, chemisch-physikalische Modelle, Arrhenius-Ansätze, Bruttoreaktionskinetik

Mittels Längsdynamiksimulation erfolgte die initiale Potenzialbewertung in Bezug auf ausgewählte Entwicklungsziele. Im Vordergrund der Betrachtungen steht hierbei die Bewertung des Potenzials zur Senkung der Stickoxide am Endrohr (Fahrzeugemissionen) in Verbindung mit dem Einfluss auf die Treibhausgasemissionen. Zur Anwendung kommt eine Gesamtsystemsimulation bestehend aus Abgasnachbehandlungs- und Fahrzeuglängsdynamiksimulation. Zielstellung ist die zeitlich aufgelöste Analyse und Bewertung in den relevanten Testzyklen. Für die beiden Abgastemperaturszenarien werden alle ausgewählten Testzyklen (FTP75, US06, HFET und SC03) simuliert. Im Ergebnis wird der initiale Schritt des

Funktionsnachweises auf Modellebene realisiert. Für Motor und ANB kommen verschiedene Modellierungsansätze zur Anwendung, die in Tabelle 1 gelistet sind. Um das Emissionspotenzial für zukünftige Fahrzeuganwendungen zu analysieren, wird von einem Euro-5-Entwicklungsstand ausgegangen. Da jedoch abzusehen ist, dass die Verminderung des Kraftstoffverbrauches von Pkw-Dieselmotoren mit einer Effizienzsteigerung verbunden und dies motortechnisch mit sinkenden Abgastemperaturen einhergeht, wird diesem Entwicklungstrend mit zwei Abgastemperaturszenarien Rechnung getragen. Die Entwicklungsbasis bildet hierbei das EU5-Referenzszenario, welches als 100 % Abgastemperatur definiert wird. Demgegenüber wird ein um 30 Prozent reduziertes Abgastemperaturniveau als repräsentativ angenommen und als 70 % Abgastemperatur definiert. Als Technologieelement für ein aktives Thermomanagement im Rahmen des Abgasnachbehandlungskonzepts wurde ein elektrisch beheizter Oxidationskatalysator (eDOC) ausgewählt. Dieser ist im Fahrzeuglängsdynamikmodell bezüglich seiner Leistungsaufnahme eingebunden und energetisch bilanziert. Die Aktivierung des eDOC ist variabel und wird je nach Steuerstrategie von der Softwarefunktion realisiert. Die resultierende Heizstrategie wird in ausgewählten Kombinationen aus Heizdauer und Heizleistung umgesetzt. Es werden folgende Fälle unterschieden:

- Aufheizung direkt nach Kaltstart (z. B. im FTP75) mit einer elektrischen Heizleistung von 800 W und zeitlicher Begrenzung
- Aufheizung direkt nach Kaltstart (z. B. im FTP75) mit einer elektrischen Heizleistung von 2700 W und zeitlicher Begrenzung
- Aufheizung direkt nach Kaltstart (z. B. im FTP75) und Erhaltungsheizen mit einer elektrischen Heizleistung von 800 W
- Aufheizung direkt nach Kaltstart (z. B. im FTP75) und Erhaltungsheizen mit einer elektrischen Heizleistung von 2700 W.

Als Basis werden beide Abgastemperaturszenarien ohne Aktivierung des eDOC simuliert. Abbildung 5 zeigt die Ergebnisübersicht als NO_x-$CO_{2\,e}$-Spektrum aus der Kombination aller Simulationen. Der jeweilige farblich gekennzeichnete Bereich umfasst die Gesamtheit der simulierten Testzyklen für die untersuchten Hardwarekombinationen. Des Weiteren sind ausgewählte maximale NO_x-Grenzwerte für 20 $^{mg}/_{mi}$, 30 $^{mg}/_{mi}$ und 50 $^{mg}/_{mi}$ auf den Ordinaten gekennzeichnet. Die detailliertere Analyse der jeweiligen Testzyklen erfolgt in einem nachfolgenden Schritt.
Für das 100 %-Abgastemperaturszenario ist zu erkennen, dass die ungeheizte Variante NO_x-Endrohremissionen im Bereich 2 $^{mg}/_{mi}$ bis 22 $^{mg}/_{mi}$ und $CO_{2\,e}$-Endrohremissionen im Bereich 190 $^{g}/_{mi}$ bis 275 $^{g}/_{mi}$ prädiktiert. Für das 70 %-Abgastemperaturszenario ist zu erkennen, dass die ungeheizte Variante NO_x-Endrohremissionen im Bereich 6 $^{mg}/_{mi}$ bis 98 $^{mg}/_{mi}$ und $CO_{2\,e}$-Endrohremissionen

im Bereich 190 g/mi bis 290 g/mi erwarten lässt. Deutlich zu erkennen ist in dieser Übersicht der Einfluss eines um 30 Prozent geringeren Abgastemperaturniveaus auf die Robustheit der NO_x-Endrohremissionen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Aktivierung des eDOC zu reduzierten NO_x-Emissionen aber auch steigenden $CO_{2\,e}$-Emissionen führt. Dieser Effekt ist beim 100 %-Abgastemperaturszenario aufgrund des vergleichsweise hohen Basistemperaturniveaus des Antriebes nicht so ausgeprägt.

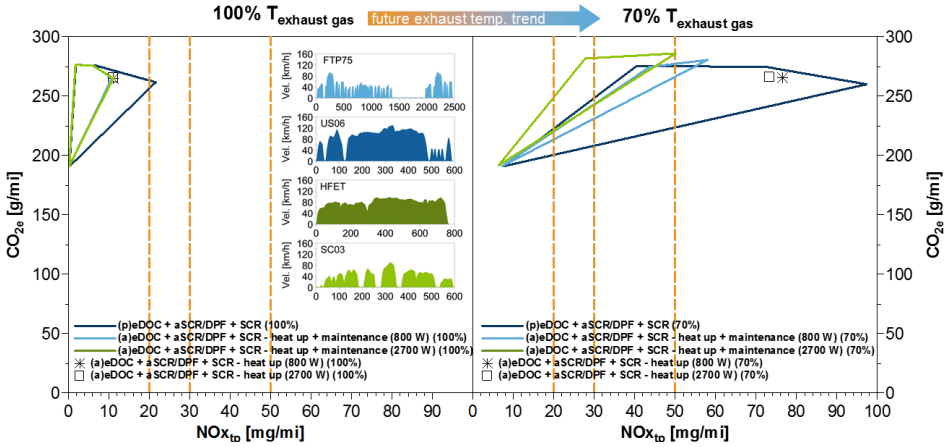


Abbildung 5: Ergebnisübersicht der ausgewählten Simulationsfälle als Emissionsspektrum

Zusammenfassend kann auf Basis der Simulationsergebnisse festgestellt werden, dass für das Basisabgastemperaturniveau eine Erreichung des SULEV30-Zieles (30 mg/mi) mittels eDOC-SCR/DPF-SCR-System in den ausgewählten Spezifikationen und Volumina möglich erscheint. Der Einsatz eines eDOC mit einer maximalen Heizleistung von 2700 W führt bei 100 %-Abgastemperatur mit 12 mg/mi zu einer deutlichen Unterschreitung des SULEV30 Grenzwertes. Beim 70 %-Abgastemperaturszenario ist eine genauere Analyse der NO_x-Emissionsniveaus in Abhängigkeit der eDOC-Heizstrategie notwendig. Das Emissionsspektrum zeigt Testfälle auf, in denen die gesamthafte NO_x-Zielerreichung nicht gegeben ist. Die Temperatursensitivität dieses Konzeptes wurde aufgezeigt.

Realer Prototyp

Das prototypische Abgasnachbehandlungsprototypensystem bestehend aus eDOC-SCR/DPF-SCR/ASC und der notwendigen Peripherie für elektrisches Heizen und

AdBlue-Dosierung wurde in das Fahrzeug integriert. Abbildung 6 zeigt den Status der integral gemessenen Emissionen und der Kraftstoffeffizienz im FTP75 im Vergleich zu den relevanten Grenzwerten für die Emissionsklassen, vorgeschriebenen Flotten-Treibhausgasemissionen und Kraftstoffeffizienz für den SULEV-Entwicklungsstand mit aktivem Thermomanagement der Abgasnachbehandlung (Thermo Stage 2). Die NO_x+NMHC-Emissionen am Endrohr betragen 18 $^{mg}/_{mi}$. Hierbei haben die NMHC (NMOG)-Emissionen einen kleineren Anteil mit 6 $^{mg}/_{mi}$.

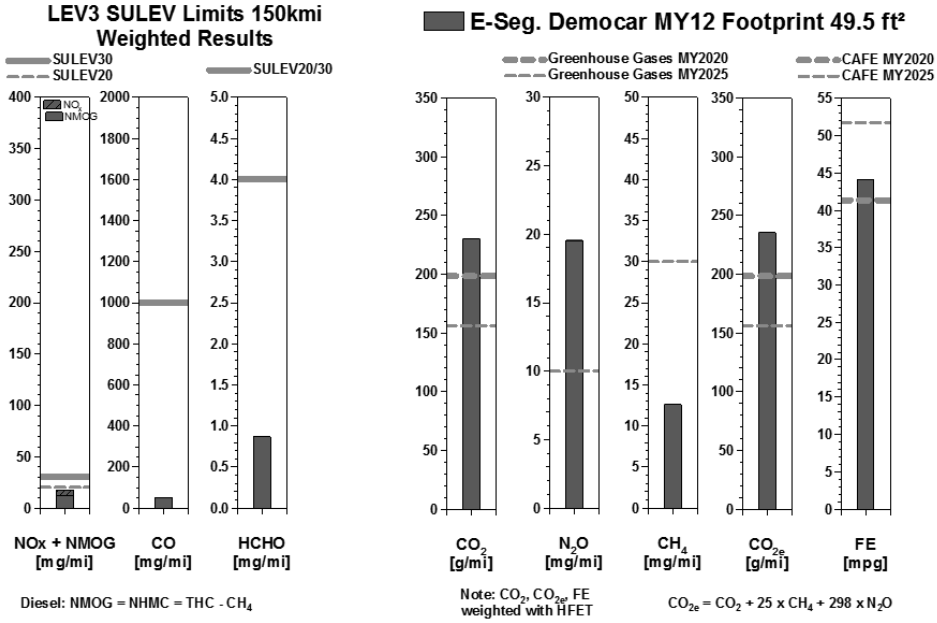


Abbildung 6: Übersicht Status der Konzeptentwicklung mit aktivem Thermomangement für die Schadstoffemissionen, Treibhausgase und Kraftstoffeffizienz im FTP75-Testzyklus

Die CO-Emissionen sind im Vergleich zum Grenzwert ebenfalls auf einem sehr niedrigen Niveau von zirka 52 $^{mg}/_{mi}$. Die HCHO-Emissionen sind im Vergleich zum Grenzwert trotz steigendem Trend nach wie vor auf einem sehr niedrigen Niveau von 0,9 $^{mg}/_{mi}$. Die CH_4-Emissionen liegen mit 12,6 $^{mg}/_{mi}$ deutlich unterhalb der Einzelgrenzwerte, welche keine Berücksichtigung im Rahmen der $CO_{2\,e}$-Bilanz ermöglicht. Die N_2O-Emissionen sind im Vergleich zur Entwicklungsbasis deutlich angestiegen und überschreiten den Einzelgrenzwert um etwa den Faktor 2. Das berechnete CO_2-Äquivalent von 236 $^{g}/_{mi}$ überschreitet die zulässigen Flottengrenzwerte für 2020 und 2025. Die Summe der zyklusgewichteten (FTP75 und HFET)

Treibhausgasemissionen CO_{2e} wird dominiert vom Anteil der CO_2-Emissionen und befindet sich mit 236 g/mi über den fahrzeug-„Footprint“-abhängigen CARB-Flottenzielwerten für 2020 und 2025. Die Optimierung der Betriebsstrategie auf Basis der antriebsseitigen Spezifikationen des Euro-5-Konzeptes ermöglicht die Erfüllung der fahrzeug-„Footprint“-abhängigen Flottengrenzwerte für die Kraftstoffeffizienz für 2020. Eine Erhöhung der Kraftstoffeffizienz auf 44,2 mpg gegenüber der Basis 42,5 mpg wurde dargestellt. Dies entspricht einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs um etwa 4 % bei gleichzeitig aktiviertem Thermomanagement mittels elektrisch beheiztem Katalysator.
Abbildung 7 zeigt den Status der integral gemessenen SFTP-Emissionen. Für den SULEV-Entwicklungsstand mit aktivem Thermomanagement der Abgasnachbehandlung werden alle SFTP-Grenzwerte deutlich unterschritten. Sowohl die berechneten gewichteten Zykluskombinationsergebnisse für NMHC + NO_x als auch die Einzelgrenzwerte in den Testzyklen US06, SC03 und Highway liegen auf niedrigem Niveau im Vergleich zu den zulässigen Grenzwerten.

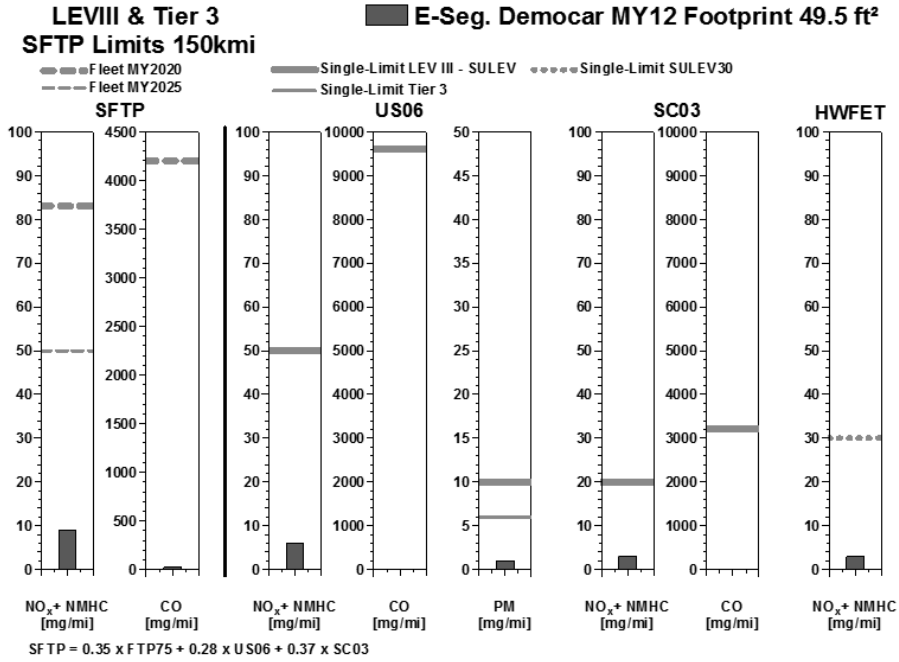


Abbildung 7: Übersicht Status der Konzeptentwicklung mit aktivem Thermomangement in Bezug auf SFTP-Schadstoffemissionen

Die angewendete Entwicklungsmethodik und spezifische Toolkette ermöglicht eine effektive und effiziente Entwicklung. Eine in sich geschlossene Gesamtfahrzeugsimulation auf Basis von hochgenauen und leistungsfähigen Modellansätzen unterstützt die effektive und effiziente Entwicklung.

Aspekte der Methodik

Für eine weiterführende Optimierung der Entwicklungsmethodik mit modellbasiertem Schwerpunkt ist beim nächsten Entwicklungsschritt der Einsatz von leistungsfähigeren 1D- und 3D-Teilmodellen denkbar. Insbesondere die Motormodelle nehmen hier eine Schlüsselrolle ein. Eine Erweiterung der Funktionalität in Bezug auf die Regelung des Verbrennungsprozesses in Verbindung mit 1D-reaktionskinetischen Modellen der Abgasnachbehandlung bietet einen erweiterten Grad an Genauigkeit und erweiterter Funktionalität. Die Anforderungen an semiempirische Motormodelle lassen sich wie folgt beschreiben:

- Berücksichtigung einer vereinfachten Physik des Luft- und Abgassystems des Dieselmotors
- Berücksichtigung einer vereinfachten Physik der Motorreibung
- Berücksichtigung einer vereinfachten Physik der Motorkühlung
- Abbildung der thermodynamischen Prozesse mittels DOE-basierten empirischen Modellansätzen (experimenteller Emissionskern) in Abhängigkeit der Steuergerätefunktionen und verwendeten Sensorik und Aktuatorik

Implementierungsorientiertes Rapid Prototyping

Die technische Aufgabenstellung in dieser Phase des Entwicklungsprozesses besteht in der Änderung der Bedatung der Softwarefunktionen von Motor und ANB. Ausgehend von einer Basisbedatung Euro-6b soll in Bezug auf die Stickoxidemissionen eine Euro-6d-RDE-taugliche Softwarebedatung erstellt werden. Um dieses Ziel durch modellbasierte Methoden unterstützen zu können, ist ein sehr spezialisierter Prototyp notwendig, welcher vor allem die Subsysteme Motor und ANB sehr detailliert abbildet und darüber hinaus Simulationen in Echtzeit ermöglicht. Durch die chemisch-physikalische Art der Modellierung der ANB ist, bei richtiger Wahl des Reaktionsschemas und der entsprechenden Parametrierung der Reaktionsraten etc., eine hohe Modellgüte möglich (vgl. [5]). Um eine Anpassung der Verbrennung und damit den Einfluss der motorischen Schadstoffreduzierung in Echtzeit darstellen zu können, muss ein spezialisiertes Motormodell verwendet werden, welches sich in Aufbau und Funktion stark vom zuvor beschriebenen Anwendungsfall des konzept- und architekturorientierten Rapid Prototyping unterscheidet.

Modellbildung Motor

Um die komplexen RDE-Randbedingungen im Gesamtfahrzeug modellhaft abbilden zu können, ist die Wahl der Modellierungsansätze von entscheidender Bedeutung. Die Haupteinflüsse der Verbrennung und Schadstoffbildung, vor allem für die NO_x-Emissionen und den Kraftstoffverbrauch, sind auf die wechselnden Bedingungen des Luftpfads vor und nach dem Zylinder in Kombination mit Steuergrößen für die Einspritzung und den temperaturabhängigen Wirkungsgrad und Wärmeübergang von der Zylinderwand in das Kühlwasser und das Motoröl (Motorfluide) zurückzuführen. Für das Subsystem Motor wird daher eine Kombination aus physikalischem Luftpfad und empirischen Modellteilen für Zylindergrößen (z. B. Abgastemperatur) und Emissionsgrößen gewählt (Tabelle 2). Die Anpassung der Verbrennung und damit die Optimierung der Motoremissionen in Abhängigkeit von RDE-Randbedingungen wird über die Kalibriergrößen AGR, Ladedruck, Drall, SOI und Raildruck dargestellt. Die dafür notwendigen Softwarefunktionen sind zum großen Teil als originale Softwarefunktionen der ECU im Modul Motorsteuergerät hinterlegt. Die Module Emissionen und Zylinder werden aufgrund der oben genannten Echtzeitforderung als Ein-/Ausgangsmodelle in Hammersteinkonfiguration mit externer Dynamik in Form von parametrischen Volterra-Reihen (PVR)-Modellen mit der DMT Software von IAV modelliert (vgl. [2, S. 104–117]).

Tabelle 2: Module und Modellansätze des Subsystems Motor

Subsystem	**Modul**	**Modellierungsansatz**
Motor	Motor-steuergerät	Zum Teil originale Softwarefunktionen der ECU in Kombination mit eigenen Ersatzfunktionen
	Luftpfad	0D, Füll- und Entleermethode (Masse- u. Energiebilanzen mit empirischen Parametern)
	Zylinder	Experimentelle Modelle als parametrische Volterra-Reihe (PVR); 0D-Modell (Wärmeübergang) für Temperatur nach Turbine
	Emissionen	PVR, Gauß Prozess-Modelle
	Fluide	0D, Thermodynamik (Masse- und Energiebilanzen mit empirischen Parametern)

Für die Generierung der dafür notwendigen Messdaten wird statistische Versuchsplanung (DoE) am Motorprüfstand eingesetzt. Dynamische DoE stellt dabei eine Methode zur dynamischen Anregung des Systems dar. Dies hat den Vorteil, dynamische Effekte des Systems vermessen zu können und bringt darüber hinaus einen weiteren zeitlichen Vorteil im Vergleich zu einer stationären DoE [6].

Statistisches Testen und Applikation im virtuellen Fahrzeug

Emissionsmessungen von Pkw im realen Fahrbetrieb zeigen eine große Streuung der gemessenen Emissionswerte beim Testen mithilfe mobiler Emissionsmessgeräte (PEMS) auf der Straße (vgl. [2, S. 76]). Dabei stehen bei Diesel-Pkw neben CO_2- besonders die NO_x-Emissionen des realen Fahrbetriebs im Fokus. Die Messergebnisse streuen dabei nicht nur zwischen verschiedenen Fahrzeugkonzepten, sondern auch zwischen Fahrten mit einem Fahrzeug unter ähnlichen Umgebungsbedingungen auf der gleichen Strecke. Als zentrale Einflussparameter zeigen sich Fahrdynamik und Verkehrsbedingungen, wodurch der Parametereinflussraum auf die Abgasemissionen für RDE vervielfacht wird. Damit ist es experimentell kaum möglich, Fahrzeuge auf Einhaltung der Emissionsgrenzwerte unter allen denkbaren Rand- und Umgebungsbedingungen zu überprüfen und Schwachstellen in der Applikation oder Software systematisch zu erkennen (vgl. [7, S. 43 f.]).
Ein entscheidender Aspekt für die Änderung der Bedatung der Softwarefunktionen von Motor und ANB, ist die Generierung verschiedener Streckenprofile bei gezielter Einflussnahme auf Verkehrsbedingungen und Fahrerverhalten. Umgesetzt wird dies mithilfe eines kartenbasierten Routengenerators und anschließender Verkehrssimulation.
Der Routengenerator nutzt wahlweise frei verfügbare OpenSource-Karten oder kommerzielles Kartenmaterial. Der Prozess zum Erstellen einer Geschwindigkeitsspur entlang einer Strecke teilt sich in zwei Schritte. Zuerst werden Start- und Zielpunkt sowie beliebig viele Zwischenstationen vom Benutzer festgelegt, aus denen automatisch die kürzeste Verbindung berechnet wird. Aus dem Kartenmaterial werden dann das örtlich aufgelöste Geschwindigkeits- und Höhenprofil extrahiert und die Anteile von Stadt-, Überland- und Autobahnfahrten sichtbar gemacht. Im zweiten Schritt kann ein zeitliches Fahrprofil in Abhängigkeit verkehrsstochastischer Größen erstellt werden. Für die Durchführung einer Fahrsimulation werden die Verkehrsdichte und das Fahrverhalten über verschiedene Parameter für Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt festgelegt.
In der Simulation des virtuellen Fahrzeugs entlang der digital entworfenen Strecke zeigen sich folgende Abhängigkeiten der Euro-6b-Basisapplikation. Wird ausgehend von den Standardumgebungsbedingungen ($T_0 = 20\,°\mathrm{C}$ und $p_0 = 1013\,\mathrm{mbar}$) die Aggressivität des Fahrers erhöht, steigen die CO_2- und NO_x-Fahrzeugemissionen an. Weiterhin erhöht sich durch das aggressivere Fahren die Streuung der CO_2-Emissionen innerhalb der Simulationen deutlich. Ein Grund hierfür ist das breitere Spektrum an möglichen Beschleunigungen, welches in Kombination mit Ampelschaltungen und Verkehrsstochastik zu sehr unterschiedlichen Fahr- und Standzeiten entlang der Strecke führt. Wird bei gleichem Fahrstil (normales Fahren) die Umgebungstemperatur auf $-3\,°\mathrm{C}$ abgesenkt, zeigt die Basisapplikation in Bezug auf die NO_x-Fahrzeugemissionen ein deutlich sensitives

Verhalten. Infolge von angepassten AGR-Raten und Schwerpunktlagen zur Erhöhung der Verbrennungsstabilität kommt es zu ansteigenden NO_x-Motoremissionen und damit zu einem deutlichen Anstieg der NO_x-Fahrzeugemissionen in der Basisapplikation. Ausgehend von den Simulationen mit $T_0 = -3\,°C$ zeigt die Änderung des Fahrstils zu aggressivem Fahren einen weiteren Anstieg der NO_x- und CO_2-Fahrzeugemissionen, wobei die Streuung der CO_2-Emissionen wiederum zunimmt (Abbildung 8).

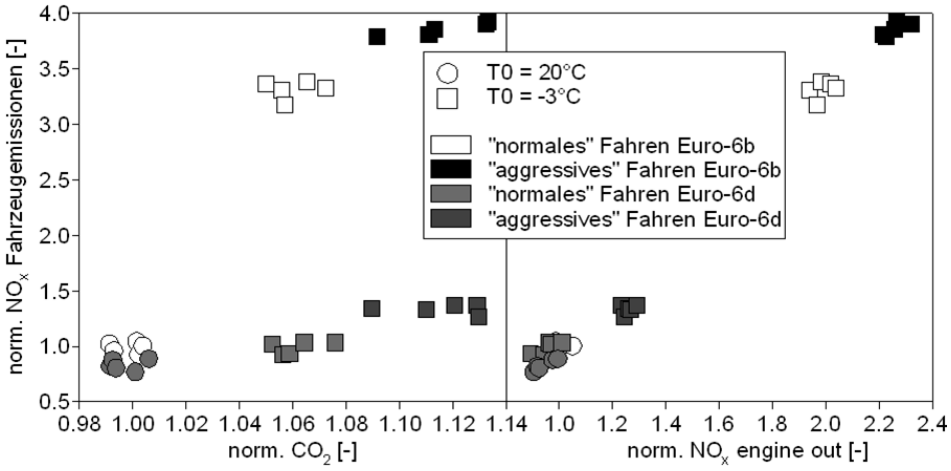


Abbildung 8: Sensitivität der Euro-6b- und der Euro-6d-RDE-Applikation bzgl. Umgebungstemperatur und Fahrstil (vgl. [2, S. 163])

Aus der Sensitivitätsanalyse der Basisapplikation wurden Applikationsmaßnahmen zur Bedatung der Softwarefunktionen abgeleitet. Dies umfasst Maßnahmen für die Reduktion der NO_x-Motoremissionen durch Erweiterung des AGR-Bereichs sowie eine Anhebung der AGR-Rate im oberen Lastbereich. Weiterhin wurde die Abhängigkeit der AGR-Raten von der Fahrzeugbeschleunigung und der Umgebungstemperatur reduziert. Für eine weitere Reduktion der NO_x-Fahrzeugemissionen wurde das Niveau der Abgastemperatur angehoben, um auch bei geringer Umgebungstemperatur ausreichend hohe NH_3-Füllstände im SCR realisieren zu können und in Folge hohe Konvertierungsraten zu erzielen. Für die Umsetzung dieser Maßnahmen wurden die entsprechenden Softwarefunktionen der oben definierten Applikationsgrößen genutzt. Im Vergleich zur Basisapplikation zeigt die Euro-6d-Applikation deutlich geringere NO_x-Fahrzeugemissionen, sowohl für die Änderung der Umgebungstemperatur als auch in Kombination mit aggressivem Fahren. Dies ist vor allem auf die geringen NO_x- Motoremissionen zurückzuführen, welche nun fast ausschließlich vom Fahrstil abhängen. Durch die

Anpassung der Verbrennung ergibt sich für die Euro-6d-Applikation ein Anstieg der CO_2-Emissionen von $< 1\,\%$ (Abbildung 8).

Validierung im realen Fahrzeug

Die virtuell erstellte Euro-6d-Applikation wurde nun auf das reale Steuergerät übertragen und im realen Fahrzeug auf Einhaltung der Emissionen überprüft. Zur Bewertung der maximalen Modellgenauigkeit von Motor und ANB wurden die Fahrzeugtests der Basisapplikation und der Euro-6d-Applikation mithilfe eines virtuellen Motorprüfstandes (vPST) simuliert. Dabei dienten die Messdaten für Motordrehzahl, Fahrpedal, Umgebungstemperatur und -druck, Kühlwasser- und Öltemperatur sowie die Fahrzeuggeschwindigkeit als Stimuli für das Modell.

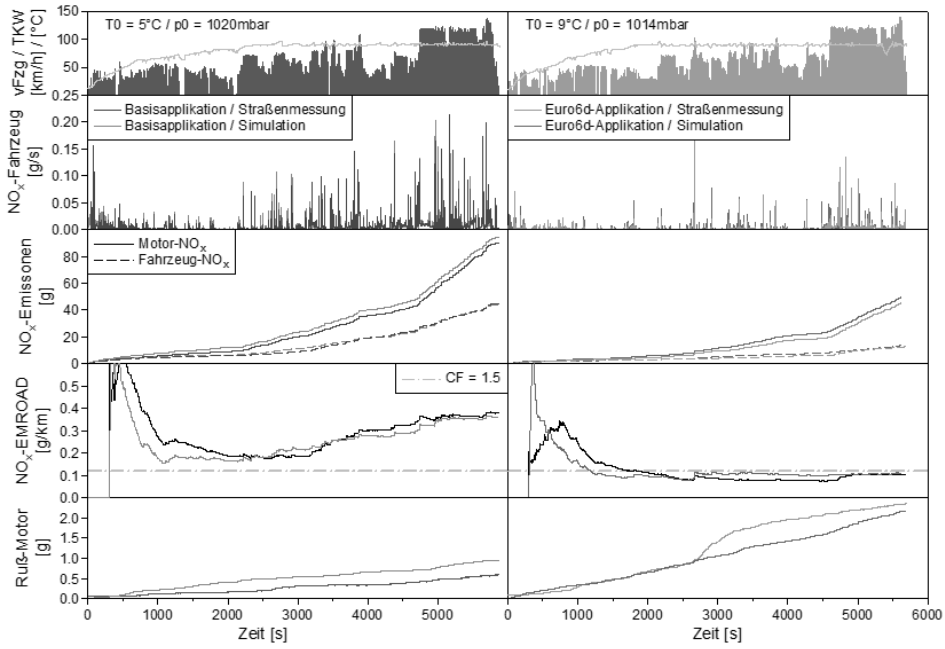


Abbildung 9: Validierung der beiden Applikationen im realen Fahrzeug (vgl. [2, S. 167])

Die Fahrzeugmessungen bestätigen das Reduktionspotenzial in Bezug auf die NO_x-Emissionen mit sehr guter Übereinstimmung zu den Simulationsergebnissen. Die spezifischen NO_x-Werte nach der EMROAD-Methode zeigen das Potenzial der Euro-6d-Applikation sehr gut, wobei der Grenzwert von CF = 1,5 sowohl in der Simulation als auch im realen Fahrzeug nicht überschritten wird. Die Trends der

Rußemissionen bestätigen sich ebenso in den Fahrzeugmessungen, jedoch mit geringerer Qualität im Vergleich zur Abbildung der NO_x-Emissionen. Der zeitliche Verlauf zeigt darüber hinaus, dass die NO_x-Motoremissionen vom Modell sowohl in der Basisapplikation als auch in der Euro-6d-Applikation leicht überschätzt werden, Abbildung 9. Die kumulierte Abweichung beträgt jeweils ca. 4 g NO_x. Weiterhin ist die sehr gute Abbildung der Reduktion der NO_x-Fahrzeugemissionen ausgehend von der Basis hin zur Euro-6d-Applikation zu sehen. In der Darstellung der NO_x-Emissionen nach der EMROAD-Methode ist darüber hinaus das Aussparen des Kaltstartbereichs (300 Sekunden) der zum Zeitpunkt der Messungen (12/2015) gültigen EMROAD-Version erkennbar.

Zusammenfassung und Ausblick

Anhand zweier konkreter Beispiele wurde aufgezeigt, welche Möglichkeiten, Herausforderungen und Chancen in der konsequenten Anwendung modellbasierter Methoden in der Entwicklungsmethodik bestehen. Insbesondere die frühzeitige Erstellung leistungsfähiger virtueller Prototypen bietet erhebliches Potenzial zur Steigerung des Kosten/Nutzen-Verhältnisses und des Reifegrads des Produkts bei der Konzeption und Optimierung von komplexen Pkw-Antrieben. Aufgrund der stringent fortgeführten Methodik werden mehr und mehr Phasen des gesamten Entwicklungsprozesses erschlossen. Dies führt zwangsläufig zu einer Steigerung der Effektivität bei der Entwicklung und ermöglicht ein zielgenaues und robustes Vorgehen bei der Technologieauswahl, Systemdefinition, Systemintegration und Systemoptimierung. Durch die modularen Eigenschaften von digitalen Zwillingen besteht die Möglichkeit eines hohen Automatisierungsgrades bei der Variantenauswahl und Kombination von einzelnen Technologiebausteinen. Dies führt zu einer weiteren Steigerung der Effizienz und Kreativität beim Systementwurf. Der Einsatz modellbasierter Methoden bereits bei der Identifikation und Auswahl von komplexen Betriebsstrategien ersetzt einen relevanten Anteil von aufwändigen und zeitintensiven iterativen experimentellen Tests.

Eine weitere Steigerung des Aufwand-/Nutzenverhältnisses wird zukünftig durch den Einsatz von innovativen mathematischen Komponentenmodellen (z. B. Katalysatoren) erwartet. Modernste digitale Methoden und Werkzeuge kommen bei der KI-basierten Modellerstellung zum Einsatz. Das Ergebnis sind sehr schnell rechnende Modelle, welche auch direkt im Motorsteuergerät nutzbar sind. Das Training dieser KI-Modelle ist weitestgehend automatisierbar und kann daher zu jedem Zeitpunkt im Entwicklungsprozess stattfinden, was zu einem größeren Einsatzspektrum führen wird. Somit kommen zukünftig im Rahmen der vorgestellten Methodik vermehrt hochgenaue mathematische Motor- und Katalysatormodelle zum Einsatz. Dies ermöglicht es, die komplexen chemisch-physikalischen Prozesse der Thermodynamik und heterogenen Katalyse anwendungsorientiert abzubilden.

Sofern diese Modelle in eine ebenfalls anwenderorientierte Arbeitsumgebung integriert werden, besteht weiteres Potenzial Aufgabengebiete zu erschließen, welche bisher fast ausschließlich experimentell bearbeitet wurden. Der sich dabei neu formende digitale Arbeitsplatz von Entwicklungsingenieur*innen stellt den Nutzer*innen eine identische digitale grafische Arbeitsumgebung zur Verfügung (Virtual Calibration Desk – VCD), wie sie beim experimentellen Prozess etabliert ist (VCD mit INCA, vgl. [7]). Parallel zu den experimentellen Versuchseinrichtungen entsteht eine digitale Versuchsumgebung, mit der typische Motorprüfstände und Abgasrollenprüfstande virtuell abgebildet werden (Virtual Calibration Simulator – VCS). Entwickelnde erhalten somit die Möglichkeit, die Ergebnisse direkt interaktiv zu erleben.

Literatur

[1] Albers, A.; Behrendt, M.; Klingler, S.; Matros, K.: „Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess“. In: *Handbuch Produktentwicklung*. Hrsg. von Lindemann, U. Apr. 2016, S. 541–569. isbn: 978-3-446-44518-5. doi: 10.3139/9783446445819.019.

[2] Adelberg, S.: „Virtuelle Prototypen für die Fahrzeugapplikation von Diesel RDE-Anwendungen“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2019. doi: 10.14279/depositonce-9076.

[3] Burst, A.: „Rapid Prototyping eingebetteter elektronischer Systeme auf Basis des CDIF-Datenaustauschformats“. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe, 2000. doi: 10.5445/IR/1412000.

[4] Association for Standardization of Automation and Measuring Systems. url: https://www.asam.net/ (besucht am 25. 06. 2020).

[5] Schrade, F.: „SCR auf Partikelfilter als integrierte Abgasnachbehandlung für Pkw-Dieselkonzepte“. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2016.

[6] Isermann, R.: *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe. Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010. isbn: 978-3-8348-0855-4.

[7] Adelberg, S.; März, C.; Schrade, F.; Meyer, S.: „Modellbasierte Systemapplikation als Schlüssel für effiziente RDE-Serienentwicklung“. In: *ATZextra* 22 (Mai 2017), S. 42–47. doi: 10.1007/s35778-017-0013-4.

Biografische Notizen

Dr.-Ing. Stephan Adelberg wurde 2019 an der TU in Berlin mit Unterstützung von Prof. Dr.-Ing. Roland Baar zum Thema „Virtuelle Prototypen für die Fahrzeugapplikation von Diesel-RDE Anwendungen“ promoviert. Seit 2010 forscht er bei der IAV GmbH im Bereich Emissionsarme Fahrzeugantriebe. Prof. Baar war während der Zeit der Promotion stets ein konstruktiver Gesprächspartner und Ideengeber. Seine wissenschaftlich fundierte Meinung wird bei der Gestaltung zukünftiger Antriebssysteme und Fragestellungen rund um das Thema Mobilität fehlen.

Dr.-Ing. Frank Bunar wurde 2018 an der TU in Berlin mit Unterstützung von Prof. Dr.-Ing. Roland Baar zum Thema „Konzeption und Auslegung eines Niedrigstemissionskonzeptes für Diesel-Pkw“ promoviert. Seit 2010 forscht er bei der IAV GmbH im Bereich Emissionsarme Fahrzeugantriebe. Während dieser Tätigkeit wurden mehrere Projekte initiiert und in gemeinschaftlicher Kooperation, zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Prof. Baar, erfolgreich durchgeführt. Im Geiste des konstruktiven und engagierten Wirkens von Prof. Baar wird die eingeschlagene gemeinsame Richtung der Zusammenarbeit mit seinem Institut weiter fortgeführt. Mit Prof. Baar verloren wir einen begeisterten Weggefährten und Projektpartner auf dem Weg zum Ziel einer nachhaltigen emissionsfreien Mobilität.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Experimenteller Nachweis von CO_2-Reduktion durch WHR-Technologie

Ingo Friedrich, Thomas Arnold, Oliver Dingel

Bei Verbrennungsmotoren gehen ca. zwei Drittel der eingesetzten Kraftstoffenergie über das Kühlsystem und die Abgasanlage ungenutzt an die Umgebung verloren. Auf dem Weg zu niedrigeren CO_2-Emissionen rücken daher Systeme zur Abgasenergierückgewinnung (Waste Heat Recovery – WHR) in das Interesse. Vielversprechend ist in dieser Hinsicht der Organic Rankine Cycle (ORC), mit dessen Hilfe sich ein Teil der Abwärme wieder in nutzbare Energieformen wandeln lässt. Da ein hoher Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses eine möglichst hohe Prozesstemperatur des Arbeitsmediums voraussetzt, bietet sich heißes Abgas als Wärmequelle an. Bei Pkw mit Ottomotor herrschen aus Sicht der WHR zwar günstige hohe Abgastemperaturen, jedoch muss das Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs in einem kurzen Fahrzyklus nachgewiesen werden, der das Aufwärmen des Motors und der Abgasanlage beinhaltet. In diesem Fall ist ein schnelles Aufheizverhalten des Dampfkreislaufs von besonderer Wichtigkeit. Das ORC-System wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand an einen 1,4 l-Ottomotor appliziert und dynamisch in einem WLTC (Worldwide harmonised Light vehicle Test Cycle) vermessen. Die durch die Abgasleistung gewonnene Leistung am Dampfexpander wurde auf virtuellem Weg mechanisch an den Verbrennungsmotor zurückgespeist. Mit dem getesteten System wurde eine Kraftstoffersparnis zwischen 5 % und 8 % nachgewiesen.

Einleitung

Die derzeitige EU-Gesetzgebung fordert, dass der durchschnittliche Pkw-Neuwagen bis zum Jahr 2015 nicht mehr als 130 Gramm CO_2 pro Kilometer emittieren darf. Der Grenzwert für 2021 liegt bei 95 Gramm pro Kilometer. Als Grenzwert ab dem Jahr 2025 sind 75 Gramm pro Kilometer in Diskussion, wenn der CO_2-Ausstoß der Pkw-Flotte im Straßenverkehr seinen anteiligen Beitrag der im Kyoto-Protokoll beschlossenen EU-Klimaschutzziele leisten will. Die gegenwärtige Debatte um dieselmotorspezifische Schadstoffemissionen in Personenkraftwagen kann die Herausforderung der Absenkung des Flottenverbrauches weiter verschärfen, wenn An-

teile der Flottenmotorisierung zu Gunsten von Ottomotoren verschoben werden sollten. Bei der Absenkung der CO_2-Emissionen, insbesondere bei Ottomotoren, können Systeme zur Abgaswärmerückgewinnung einen Anteil leisten [1]. Bei Nutzfahrzeugen werden ORC-Systeme im Rahmen der Gesetzgebung zur Verringerung der Treibhausgase bis zum Jahr 2027 mit einer nennenswerten Marktdurchdringung erwartet [2].
Da ein hoher Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses eine möglichst hohe Prozesstemperatur des verwendeten Arbeitsmediums voraussetzt, bietet sich heißes Abgas als Wärmequelle an. Die Nutzung der Abgasenergie darf dabei die Funktion der Teilsysteme Abgasturbolader und Abgasnachbehandlungssystem nicht beeinträchtigen. Bei Pkws muss das Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs in einem kurzen Fahrzyklus, der mit einem Kaltstart beginnt, nachgewiesen werden. Das ORC-System kann erst Arbeit leisten, wenn vollständig arbeitsfähiger Dampf vorliegt. In dem Zeitraum des Zyklus, in dem kein arbeitsfähiger Dampf vorliegt, wird natürlicherweise auch kein Kraftstoff eingespart. Kraftstoffeinsparung wird aber bezogen auf gefahrene Kilometer angegeben. In diesem Fall ist ein schnelles Aufheizen des Abgastraktes sowie des Dampfkreislaufs besonders wichtig. Darüber hinaus ist je nach Fahrzeug, Brennverfahren und insbesondere Fahrprofil der Abgaswärmestrom starken Schwankungen unterworfen. Nicht zuletzt ist eine mit einem ORC-System einhergehende Belastung des Motorkühlkreislaufes in Betrachtung zu ziehen, da über den Wärmeeintrag des Motors hinaus nun zusätzlich Wärme über die ORC-System Wärmetauscher eingetragen wird und an die Umgebung abgegeben werden muss.
In den zurückliegenden Jahren entwickelte die IAV GmbH mehrere Prototypen von Abgaswärmetauschern und Expansionsmaschinen [3; 4]. Eine auf Pkw-Zyklen angepasste Wärmetauscheranordnung mit zwei Wärmetauschern gepaart mit einer zugehörigen Regelstrategie und einem Kolbendampfexpander ermöglicht eine CO_2-Reduktion auch in kurzen Fahrzyklen. Zusätzliche Entwicklungsschwerpunkte waren dabei neben einer hohen Effizienz auch Kompaktheit und niedriges Gewicht. Das hier vorgestellte ORC-System wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand an einem 1,4 l-Ottomotor appliziert und dynamisch in einem WLTC vermessen. Die durch die Abgasleistung gewonnene mechanische Leistung am Dampfexpander wurde auf virtuellem Weg über die Kurbelwelle an den Verbrennungsmotor zurückgespeist. Im Folgenden wird der Aufbau des genutzten ORC-Systems vorgestellt. Nach der Beschreibung des Versuchsaufbaus am Prüfstand und der Regelstrategie werden schließlich die erzielten Verbrauchseinsparungen vorgestellt.

Systembeschreibung

Die IAV GmbH setzt bei der Integration von ORC-Systemen in Pkw auf ein patentiertes System [1], bestehend aus zwei Wärmetauschern und einem Hubkolbenexpander. Als Arbeitsmedium wird hier Ethanol, mit einem für die weitere Betrachtung vernachlässigbarem Anteil an Schmiermittel, verwendet. Ethanol hat günstige thermodynamische Eigenschaften für den Betrieb im Fahrzeug, wie Siede- und Gefrierpunkt, und ist zudem nicht giftig und kein Treibhausgas. Eine genaue Analyse von Bewertungskriterien ist in [5] zu finden. Das Arbeitsmedium durchströmt zuerst den nach dem Katalysator angeordneten Hauptwärmetauscher und anschließend den Krümmerwärmetauscher (Abbildung 1). Das System ist so ausgelegt, dass es bis an die Volllast des Verbrennungsmotors betrieben werden kann: Bei Dampfdrücken bis zu 80 bar kann der Krümmerwärmetauscher mit Abgastemperaturen bis 1050 °C, der Hauptwärmetauscher bis zu 950 °C betrieben werden. Diese Systemauslegung beeinflusst auch das Expanderhubvolumen, welches so ausgelegt ist, dass die Obergrenze für den Systemdruck auch bei Nennleistung des Verbrennungsmotors nicht überschritten wird. Dies ermöglicht hohe Leistungsausbeuten auch bei hohen Motorleistungen, führt allerdings auch zu suboptimalen Wirkungsgraden bei niedrigeren Lasten.

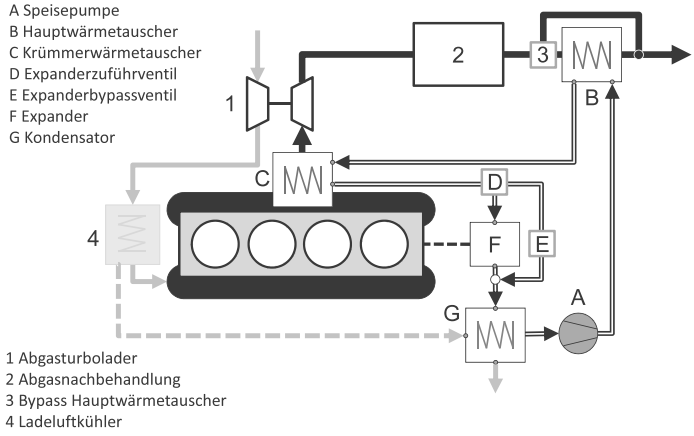


Abbildung 1: Schemabild der Systemstruktur des ORC-Kreislaufs

Anders als bei den derzeit in Serie befindlichen Motoren wird die dem Abgas vor Turbolader entzogene Energie nicht dem Kühlmittel, sondern dem Dampfkreislauf zugeführt. Dadurch können die beiden größten Herausforderungen von ORC-Systemen in Pkw-Zulassungszyklen – lange Aufwärmzeit und geringe Teillastwirkungsgrade – gemeistert werden.

Abbildung 2 illustriert den Vorteil der Nutzung eines Krümmerwärmetauschers anhand der Temperatur des Arbeitsmediums über der Zykluszeit. Bei einem Testlauf im WLTC ohne Krümmerwärmetauscher wird das Zweiphasengebiet erst kurz vor Sekunde 800 verlassen. Der Durchlauf durch das Zweiphasengebiet ist an dem vorangehenden Temperaturplateau deutlich zu erkennen. Mit Krümmerwärmetauscher kann Dampf schon nach ca. 180 s erzeugt werden, auch wenn dieser in der Expansionsmaschine noch nicht direkt genutzt werden kann. Nutzbarer, arbeitsfähiger Dampf liegt vor, wenn vor und nach Expander ein Sicherheitsabstand der Ethanoltemperatur zur Siedelinie vorliegt. Frühzeitige hohe Ethanoltemperaturen unterstützen die Erwärmung des Expanders durch einen internen Bypass, führen zur Möglichkeit eines früheren Zuführens von Dampf und damit zu einer zeitigeren Abgabe von mechanischer Leistung.

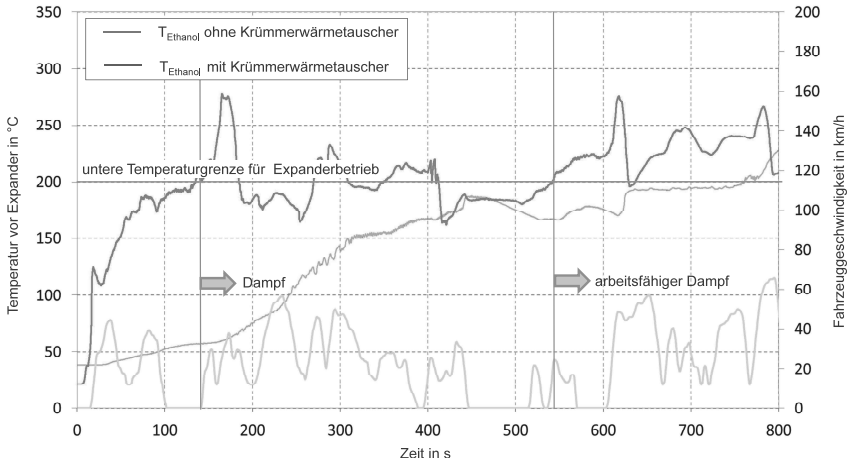


Abbildung 2: Vorteil der Nutzung eines Krümmerwärmetauschers in Zyklen

Bei der Auslegung des Krümmerwärmetauschers wurde besonderes Augenmerk auf die Einhaltung der Anforderungen an Time-to-Torque sowie Low-End-Torque gelegt. Hierzu ist die Leistungsaufnahme des Krümmerwärmetauschers an bestehende Konzepte mit gekühlten, integrierten Abgaskrümmern angelehnt. Im Vergleich zu den bestehenden Konzepten mit integriertem Krümmer liegt hier eine Entkopplung der Wärmeleistungsaufnahme des Krümmers von der Kühlmittelpumpe durch die Speisepumpe des Dampfkreislaufs vor. Dieser neue Freiheitsgrad ermöglicht unabhängig vom Dampfkreislauf eine weitere Optimierung des Verbrennungsmotorprozesses, z. B. über einen an die neuen Randbedingungen angepassten Turboladermatch, der stark von der, nun variablen, Turbineneintrittstemperatur abhängt.

Schlussendlich haben experimentelle Untersuchungen ergeben, dass durch den Krümmerwärmetauscher das Light-off-Verhalten des Dreiwegekatalysators unter Berücksichtigung der Aufheizstrategie des Dampfkreislaufs auch ohne Änderung der Applikation nicht beeinflusst wird. Abbildung 3 zeigt den verwendeten Einzylinder-Hubkolbenexpander mit den stationär vermessenen Wirkungsgraden in Abhängigkeit der Dampftemperatur und der Dampfleistung. Darüber hinaus ist die Definition der Dampfleistung dargestellt.

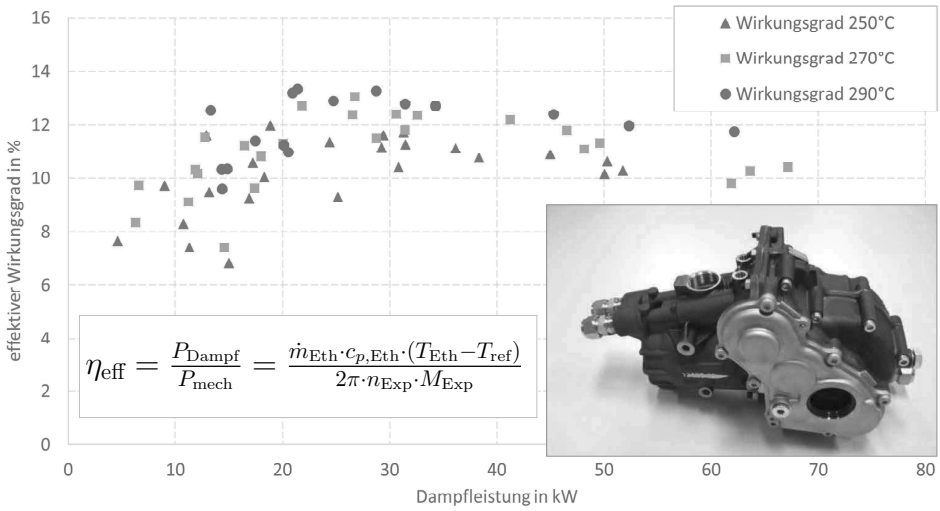


Abbildung 3: IAV Einzylinder-Hubkolbenexpander

Prüfaufbau und Randbedingungen

Das ORC-System wurde mit einem turboaufgeladenem 1,4 l-Ottomotor mit Direkteinspritzung und einer Nennleistung von 90 kW kombiniert, in einem Motorenprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Dabei wurde der Serienabgaskrümmer durch den oben beschriebenen Krümmerwärmetauscher ersetzt. Das Zusatzgewicht durch das ORC-System beträgt ca. 35 kg. Um die CO_2-Minderung in einem Fahrzyklus zu ermitteln, wurde dem Verbrennungsmotor eine Last- und Drehzahlspur vorgegeben, die einen Mittelklasse-Pkw im Fahrzyklus der Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP) repräsentiert. Die genauen Randbedingungen für Fahrzeug und Zyklus sind Tabelle 1 zu entnehmen.
Die damit definierte Last-/Drehzahlspur wurde einmal mit aktivem und einmal mit abgeschaltetem ORC-System durchfahren. Um das Szenario einer mechanischen Rückspeisung der Expanderleistung an die Kurbelwelle des Verbrennungs-

motors zu untersuchen, wurde die gemessene Drehzahl des Motors mit einem festen Faktor, dem Übersetzungsverhältnis zwischen der Motordrehzahl und der Expanderdrehzahl, über eine am Expander gekoppelte Prüfstandsbremse aufgeprägt. Das an der Expansionsmaschine gemessene Drehmoment wurde um die parasitären Leistungen der Vorförder- und Hochdruckpumpe korrigiert und von der ursprünglichen Lastspur des Motors abgezogen. Die Differenz des kumulierten Kraftstoffverbrauchs, der mit einer Kraftstoffwaage gemessen wurde, wird hier als Verbrauchsvorteil ausgewiesen.

Tabelle 1: Fahrzeug- und Fahrzyklusdaten für die generierte Last- und Drehzahlspur

Fahrzeugklasse	Mittelklasse mit Allradantrieb
Fahrzeugmasse	1390 kg
Fahrzeuggetriebe	7-Gang-Automat
Motorisierung	1,4 l Turbo GDI mit 90 kW
Fahrzyklus	WLTC
durchschnittliche Motorleistung	8,9 kW
maximal abgerufene Motorleistung	52 kW
Motortemperatur bei Zyklusbeginn	20 °C

Um Einflüsse durch zufällige Abweichungen zu minimieren, wurde der jeweilige Fahrzyklus dreimal mit identischen Randbedinungen durchfahren. Die größte Abweichung zur mit der Motorbremse gemessenen gemittelten mechanischen Leistung lag bei 0,09 %. Die größte Abweichung im gemittelten, kumulierten Kraftstoffverbrauch, der mit einer Kraftstoffwaage gemessen wurde, lag bei 0,3 %.

Regelstrategie und Regelgüte

Die Hauptaufgabe der Regelung eines ORC-Systems in einem Pkw ist die Gewährleistung von sicheren Temperaturen, Drücken und Drehzahlen rotierender Bauteile unter stationären und transienten Betriebsbedingungen. Daneben obliegen der Regelung noch folgende weitere Aufgaben:

- Systemschutz: Detektion und Vermeidung von Arbeitsmittelleckagen
- Einstellung von geeigneten Sollwertgrößen für eine möglichst hohe ORC-Nettoleistung bei den gegebenen Randbedingungen von Verbrennungsmotordrehzahl und -abgasleistung über die Systemsteller
- schnelles und sicheres Hochfahren, Runterfahren und Abschalten des Systems.

Aus Abbildung 1 wird die minimale Anzahl der Systemsteller zur Erfüllung dieser Aufgaben ersichtlich: Expanderzuführventil, Expanderbypassventil, Fluidpumpendrehzahl und Hauptverdampferbypassventil. Grundsätzlich dient die Fluidpumpendrehzahl der Regelung der oberen Systemtemperatur. Der obere Systemdruck stellt sich in Abhängigkeit von der Fluidpumpendrehzahl, der Expanderdrehzahl, die an die Motordrehzahl gekoppelt ist, und der momentanen Ethanoldichte vor Expander ein. Das Hauptverdampferbypassventil dient der Einhaltung der Obergrenze für den Systemdruck für sehr hohe Abgasleistungen: Wenn der gelieferte notwendige Ethanolmassenstrom der Speisepumpe nicht mehr vom Expander abgenommen werden kann, wird der Leistungseintrag auf der Abgasseite gemindert, in dem Teile des Abgases am Hauptwärmetauscher vorbeigeführt werden.
Neben einer Vielzahl notwendiger Steuer- und Regelungsaufgaben am realen System, die mit relativ einfachen Ansätzen (Kennfelder oder PI-Regler) gelöst werden, besteht die hauptsächliche Herausforderung in der Regelung der Temperatur des Arbeitsmediums. Das sehr langsame Streckenverhalten des ORC-Systems bei gleichzeitig schnellen Änderungen der Störgrößen Motordrehzahl und -last stellt für die Regelung dieses Prozessparameters eine besonders große Herausforderung dar, die mit einfachen Ansätzen aus der linearen Regelungstechnik nicht gelöst werden kann [6]. Zur Lösung dieses Problems kommen hier physikalisch basierte Steuerungsansätze zum Einsatz, die die Motorparameter direkt berücksichtigen. Eine Abbildung aller Effekte wie Druckverluste in den Leitungen und den Wärmetauschern ist dabei nicht notwendig. Zur Unterstützung der Regelung genügen Gleichungen, die ein Ersatzsystem allgemein beschreiben. Abweichungen werden durch die überlagerte einfache, langsamere Regelung ausgeglichen.
Es wird für eine einzustellende Temperatur des Arbeitsmediums vor Expander $T_{\mathrm{Eth,vorExp}}$ (Regelgröße) die Speisepumpendrehzahl (Stellgröße) gesucht. Die Speisepumpendrehzahl kann über eine Kennlinie den geförderten Ethanolmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{Ethanol}}$ abbilden. Weiterhin sind der Abgasmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{Abgas}}$ und die Abgastemperaturen $T_{\mathrm{Abgas,vorWT}}$, $T_{\mathrm{Abgas,nachWT}}$ entweder aus dem Motorsteuergerät bekannt oder werden direkt gemessen. Die auf der Abgasseite in den Wärmetauscher eingetragene Wärmeleistung ermittelt sich nach

$$P_{\mathrm{Abgas}} = c_{p,\mathrm{Abgas}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{Abgas}} \cdot (T_{\mathrm{Abgas,vorWT}} - T_{\mathrm{Abgas,nachWT}}) \,. \tag{1}$$

Die spezifische Wärmekapazität des Abgases ermittelt sich aus den aus der Literatur bekannten Polynomansätzen.
Die über den Wärmetauscher in das Ethanol eingetragene Wärmeleistung ermittelt sich nach

$$\begin{aligned} P_{\mathrm{Eth}} =& \dot{m}_{\mathrm{Eth}} \cdot \left[c_{p,\mathrm{EthÜH}} \cdot (T_{\mathrm{Eth,vorExp}} - T_{\mathrm{Eth,SL}}) + \Delta h_{\mathrm{Dampf}} \right. \\ & \left. + c_{p,\mathrm{EthUK}} \cdot (T_{\mathrm{Eth,SL}} - T_{\mathrm{Eth,vorWT}}) \right] . \end{aligned} \tag{2}$$

Die Ethanoltemperaturen $T_{\mathrm{Eth,vorExp}}/T_{\mathrm{Eth,vorWT}}$ werden gemessen beziehungsweise sind druckabhängig aus der Siedelinie zu ermitteln ($T_{\mathrm{Eth,SL}}\,(p_{\mathrm{Eth,nachWT}})$, $T_{\mathrm{Eth,SL}}\,(p_{\mathrm{Eth,vorWT}})$). Für die Bestimmung der kalorischen Stoffwerte und der Verdampfungsenthalpie $\Delta h_{\mathrm{Verdampf}}$ des Ethanols sind Kennfelder hinterlegt.
Für den stationären Fall gilt:

$$P_{\mathrm{Abgas}} = P_{\mathrm{Eth}}. \tag{3}$$

Daraus ergibt sich für den gesuchten notwendigen Ethanolmassenstrom in Abhängigkeit des Abgasmassenstromes und der Abgastemperatur (Störgröße):

$$\dot{m}_{\mathrm{Eth}} = \frac{c_{p,\mathrm{Abgas}} \cdot \dot{m}_{\mathrm{Abgas}} \cdot (T_{\mathrm{Abgas,vorWT}} - T_{\mathrm{Abgas,nachWT}})}{\left[c_{p,\mathrm{EthÜH}} \cdot (T_{\mathrm{Eth,vorExp}} - T_{\mathrm{Eth,SL}}) + \Delta h_{\mathrm{Verdampf}} + c_{p,\mathrm{EthUK}} \cdot (T_{\mathrm{Eth,SL}} - T_{\mathrm{Eth,vorWT}})\right]} \tag{4}$$

Dieser Ansatz wurde stationär über eine Korrekturgröße kalibriert, die unter anderem auch den Verdampferwirkungsgrad berücksichtigt. Da nun in der Pkw-Anwendung ein stationärer Betrieb nicht vorkommt, wurde der Ansatz (4) noch um Terme erweitert, die das Zeitverhalten des Systems abbilden. Das Zeitverhalten begründet sich im Wesentlichen auf der physikalisch gut beschreibbaren thermischen Trägheit der Abgasanlage samt Katalysator und der Wärmetauscher. Die physikalisch basierte Vorsteuerung wird nun noch um einen adaptiven PID-Regler ergänzt, der lediglich dazu dient, bleibende Regelabweichungen durch Modellfehler auszugleichen.
Ein genaues Führungsgrößenverhalten der Krümmerwärmetauscheraustrittstemperatur und der damit verbundenen Expandereintrittstemperatur ist dabei für den Betrieb des ORC-Systems nicht wesentlich. Vielmehr gibt es ein Temperaturband, welches in Abbildung 4 dargestellt ist, in dem die Temperatur zwingend gehalten werden muss. Als untere Grenze wird die druckabhängige Verdampfungstemperatur festgelegt. Zum einen soll eine Expansion in das Nassdampfgebiet möglichst vermieden werden, zum anderen sinkt der ORC-Wirkungsgrad bei zu niedrigen Temperaturen. Die obere Grenze wird aus Bauteilschutzgründen festgesetzt. Darüber hinaus besteht bei längerer Überschreitung einer Temperaturgrenze die Gefahr, dass sich die Eigenschaften des Schmiermittels im Ethanol verändern. Weiterhin ist dargestellt, dass die Ethanoltemperatur schon ab 180 s der Zykluszeit deutlich über die Siedelinie (untere Temperaturgrenze) erhitzt wurde. Auch wenn, durch geringe Ethanolmassenströme, die Dampfleistung gering ist und an der Expansionsmaschine noch keine mechanische Leistung erzeugt werden kann, ist es vorteilhaft, in sehr kurzer Zeit hohe Ethanoltemperaturen zu erreichen. Durch ein internes Bypassventil wird der Ethanolmassenstrom am Expander vorbeigeführt und wärmt diesen dabei vor, sodass dieser ab ca. 600 s Zykluszeit zugeschaltet werden kann und Leistung bereitstellt. Der Expander wurde hier vorgewärmt um ein Kondensieren des Arbeitsmittels an kalten Zylinderwänden zu vermeiden.

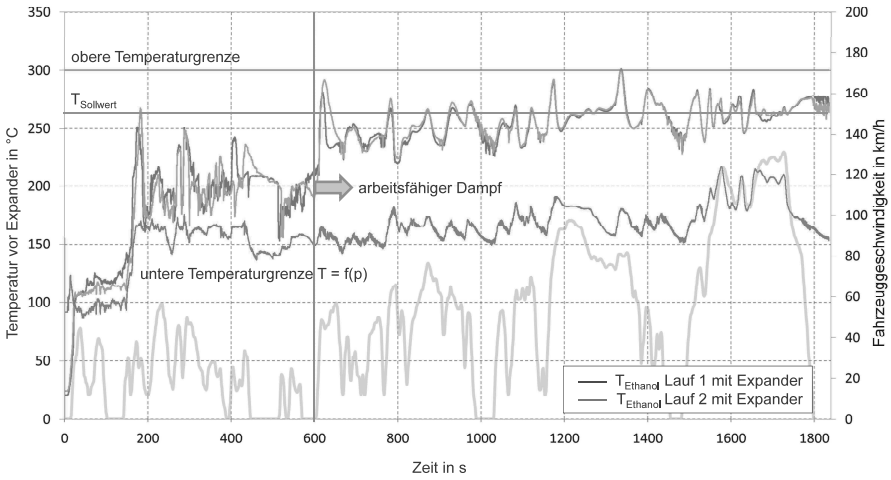


Abbildung 4: Temperaturregelung im WLTC

Der Aufwärmprozess wird durch eine intelligente Aufwärmstrategie beschleunigt. Unter Berücksichtigung von Abgastemperaturen vor und nach Wärmetauscher sowie Ethanoltemperaturen nach Wärmetauscher und nach Expander wird die Speisepumpe zu- und abgeschaltet. Umgekehrt soll bei niedrigen Motorlasten und Schubphasen Wärmeenergie im System gehalten werden, ohne dass das Ethanol-Schmiermittel-Gemisch lokal zu hohen Temperaturen ausgesetzt wird. Weiterhin soll das Motorkühlsystem durch Vermeidung unnötigen Wärmeeintrages über den Kondensator entlastet werden. Das Zu- und Abschalten der Expansionsmaschine folgt komplexen Bedingungen, die folgendes sicherstellen sollen:

- Die erstmalige Zuschaltung im Fahrzyklus erfolgt erst dann, wenn der Expander über den internen Bypass vollständig durchgewärmt ist. Hier soll Nassdampfbildung durch kalte Bauteile vermieden werden.
- Während der Expander tolerant gegenüber einer Expansion in das Nassdampfgebiet ist, wird dieser, insbesondere nach langer Bypassierung, aus gesetzten Sicherheitsgründen nur bei genügend Abstand zur Verdampfungskennlinie (20 K) zugeschaltet. In diesem Projekt wurde der warme Expander so betrieben, dass Nassdampf im Expander grundsätzlich vermieden wird, auch wenn das volle Potenzial im Fahrzyklus dadurch nicht ausgeschöpft wird.
- Die Zuschaltung des Expanders erfolgt nur, wenn ein positives effektives Moment abgegeben werden kann und gleichzeitig ein positives indiziertes Moment vom Verbrennungsmotor gefordert wird.

Ergebnisse

Mit der verwendeten ORC-Systemauslegung wurden stationären Messungen unter Annahme einer mechanischen Kopplung des Hubkolbenexpanders mit dem Verbrennungsmotor durchgeführt. Durch den Krümmerwärmetauscher konnte die Volllastanreicherung reduziert werden, eine der Ursachen für Mehrverbrauch gegenüber Dieselmotoren bei hohen Lasten. Die Kombination von rückgeführter mechanischer Leistung und teilweiser Rücknahme der Volllastanfettung führt zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von bis zu 21 %. Abbildung 5 stellt die gemessene Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im gesamten Motorkennfeld dar. In typischen stationären Teillastpunkten liegen die Verbrauchsvorteile des ORC-Systems zwischen 4 % und 8 % (Tabelle 2).

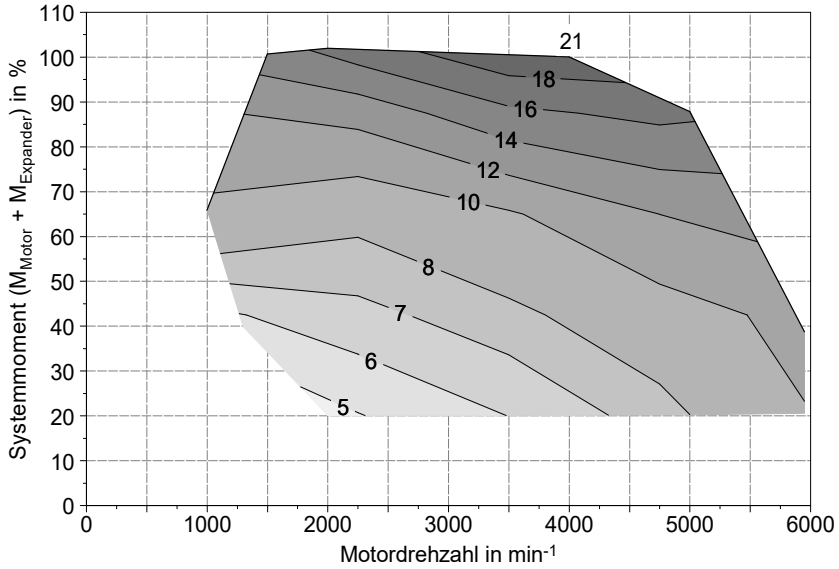


Abbildung 5: Stationärer Verbrauchsvorteil eines ORC-Systems bei einer mechanischen Kopplung in Prozent

In der Realität tritt strenger stationärer Motorbetrieb nicht auf. Der theoretische Verbrauchsvorteil des ORC-Systems wird durch folgende Effekte geschmälert:

- Aufwärmverhalten der Motor- und ORC-Systemkomponenten nach einem Kaltstart
- Motorbetriebspunkte mit einer Abgasleistung, die nicht für die Erzeugung arbeitsfähigen Dampfes genügt

- Schnelle Änderung der Abgasleistung (z. B. Anfahren) führt zu einem suboptimalen Betrieb des ORC-Systems durch systembedingte, langsame Einregelung der optimalen Sollwerte
- Erzeugte mechanische Expanderleistung kann nicht oder nur zum Teil genutzt werden, wenn das angeforderte Motormoment kleiner als das Expandermoment ist (Schub, Leerlauf, Start/Stopp).

Tabelle 2: ORC-Kenngrößen in typischen stationären Motorbetriebspunkten

Konstantfahrt	$\mathbf{n_{Motor}}$	$\mathbf{M_{Motor}}$	$\mathbf{P_{Expander}}$	**Verbrauchsvorteil**
80 km/h	1800 min^{-1}	43 Nm	420 W	4,6 %
100 km/h	1800 min^{-1}	58 Nm	900 W	6,2 %
130 km/h	1800 min^{-1}	88 Nm	2600 W	7,25 %

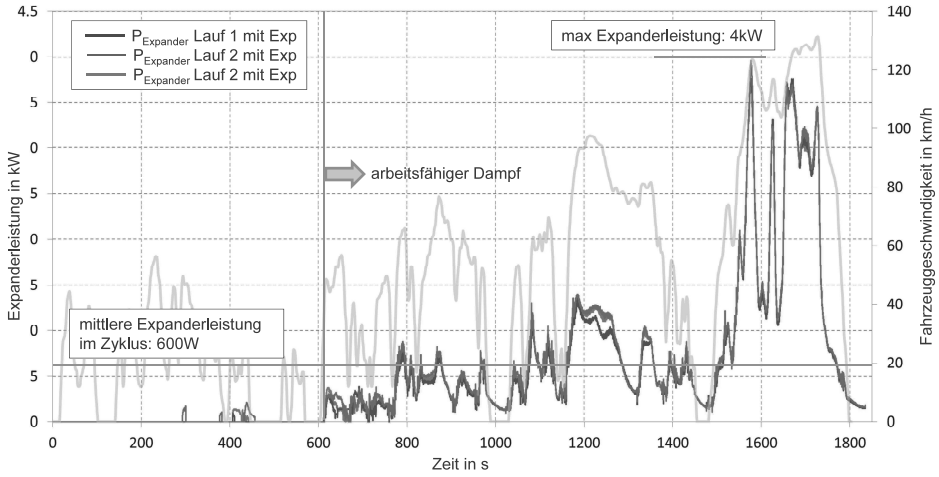


Abbildung 6: Leistungsabgabe der Expansionsmaschine im WLTC

Mit der entwickelten Regelstrategie konnten alle oben genannten Effekte im Experiment berücksichtigt werden. Abbildung 6 zeigt den gemessenen Verlauf der Leistungsabgabe der Expansionsmaschine im gesamten WLTC, der unter kalten Bedingungen gestartet wurde. Mit den beschriebenen Maßnahmen zur Verkürzung der Aufwärmzeit stellt sich arbeitsfähiger Dampf und damit eine positive Expanderleistung ab ca. 600 s Zykluszeit ein. Während im hochlastigen Teil des WLTC

Spitzenleistungen bis zu 4 kW an die Motorkurbelwelle zurückgeführt werden können, steht bei niedriger Motorleistung eine geringere Expanderleistung zur Rekuperation der Abgasenergie zur Verfügung, sodass im Mittel über den gesamten Fahrzyklus 600 W mechanische Expanderleistung erzeugt wird. Abbildung 7 demonstriert den über den Fahrzyklus akkumulierten Kraftstoffverbrauch in den verschiedenen Testläufen. Am Ende des Fahrzyklus ergibt sich ein über die Testläufe gemittelter Verbrauchsvorteil von 5,1 %, was ca. 8 g/km CO_2-Emission entspricht. Dabei lieferte die Expansionsmaschine eine rückgeführte durchschnittliche mechanische Leistung von 550 W bei einem durchschnittlichen ORC-Systemwirkungsgrad von 8,5 % (Expanderleistung bezogen auf Abgasleistung vor Krümmerwärmetauscher). Die Differenz zur mittleren erzeugten mechanischen Expanderleistung von 600 W ergibt sich aus der Berücksichtigung der parasitären Verluste der Hochdruckpumpe und der sonstigen Verbraucher. Die Gründe für den relativ niedrigen ORC-Systemwirkungsgrad liegen in dem systematisch nicht optimal einstellbaren Zustand des Arbeitsmediums (Ethanoldruck und Ethanoltemperatur) und der an die Motordrehzahl gekoppelten Expanderdrehzahl.

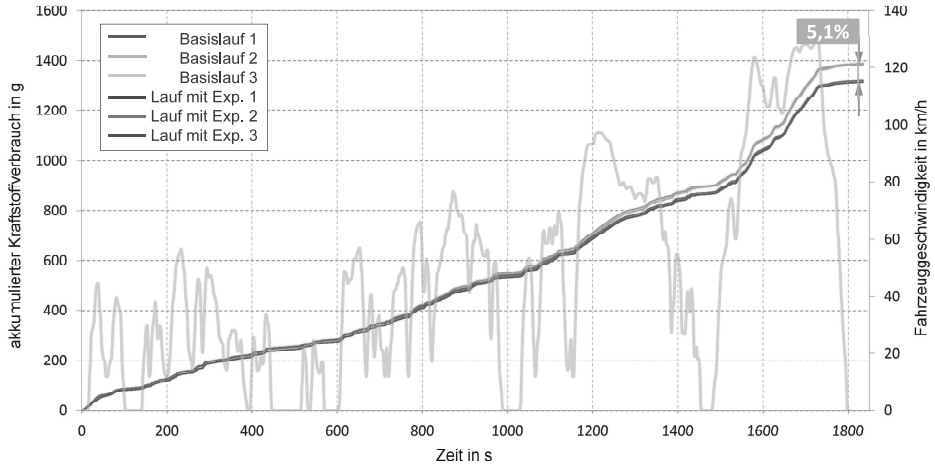


Abbildung 7: Akkumulierter Kraftstoffvorteil im WLTC mit ORC-System

In Abbildung 8 wird der akkumulierte Kraftstoffverbrauch im Autobahnanteil des WLTC, der mit einer mittleren Geschwindigkeit von 100 km/h näher am Auslegungspunkt des ORC-Systems liegt, verglichen. Hier wurden Randbedingungen eines durchwärmten Motor- und ORC-Systems eingestellt, d. h. es lag sofort arbeitsfähiger Dampf vor. Es ergibt sich nun ein Verbrauchsvorteil von 8,3 % bei einer durchschnittlichen Expanderleistung von 1,78 kW bei einer Spitzenleistung

von 4 kW und einem durchschnittlichen ORC-Systemwirkungsgrad von 12,5 %. Berücksichtigt man bei den gefahrenen 300 Sekunden die Anteile der Beschleunigung und des Schubes, wird deutlich, wo die Stärke des ORC-Systems mit der gewählten Auslegung liegt: Überlandfahrten und Fahrten auf der Autobahn, also Betriebsbereiche des Motors mit hoher und gleichzeitig relativ konstanter Last. Für kurze Strecken und Fahrprofile mit niedriger Last und hohem Anteil an „Stop and Go" sind andere Methoden zur Kraftstoffreduzierung, wie z. B. eine milde Hybridisierung, besser geeignet.

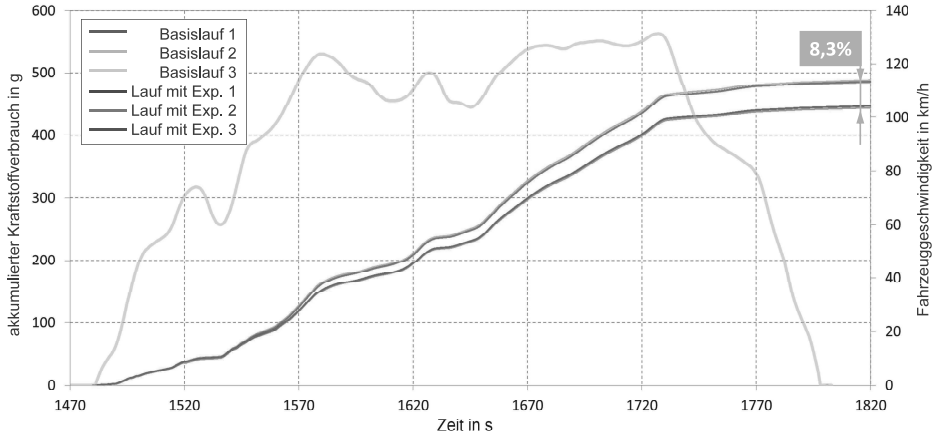


Abbildung 8: Akkumulierter Kraftstoffvorteil im Autobahnteil des WLTC

Zusammenfassung und Ausblick

Ein ORC-System mit zwei Wärmetauschern für die Wandlung und mechanische Rückführung von Abgasleistung wurde in einem kombinierten Dampfkreislauf-Motorprüfstand dynamisch in einem WLTC vermessen, um die erwarteten Verbrauchsvorteile im Pkw zu quantifizieren. Dazu war die Entwicklung und Kalibration einer Regelstrategie notwendig. Mit dem getesteten System wurde eine effektive Kraftstoffersparnis zwischen 5 % und 8 % nachgewiesen.
Das untersuchte System wurde für den Einsatz an der Volllast der untersuchten Motor-Fahrzeug-Kombination ausgelegt, um einen zusätzlichen Verbrauchshebel durch Downsizing zu ermöglichen [1]. Eine Optimierung des ORC-Systems auf den WLTC würde in diesem Zyklus ein höheres CO_2-Einsparpotenzial aufzeigen. Aufgrund der thermischen Trägheit des ORC-Systems liefert der Expander auch Leistung in den Motorschub- und Leerlaufphasen, welche bei rein mechanischer Rückführung nicht genutzt werden kann. Bei einer Kombination von mechanischer und elektrischer Rückführung der Expanderleistung über einen zusätzlichen

Generator, könnte die Leistung, die in Motorschub- und Leerlaufphasen anfällt, gespeichert oder anderweitig genutzt werden. Das System würde allerdings komplexer werden und die Systemkosten würden steigen. In hybriden Antriebskonzepten stehen die notwendigen elektrischen Komponenten schon zur Verfügung. Bei einer Kombination von hybridem Antrieb mit einem ORC-System würden sich die Verbrauchsvorteile aufgrund der Stärken in verschiedenen Fahrsituationen (Beschleunigung und Abbremsen vs. Konstantfahrt bei hoher Last) nahezu addieren, die beiden Systeme sich also komplementieren.

Literatur

[1] Neukirchner, H.; Semper, T.; Lüderitz, D.; Dingel, O.: „Symbiose aus Energierückgewinnung und Downsizing“. In: *Fahrerassistenzsysteme und Effiziente Antriebe*. Springer, 2015, S. 136–145. ISBN: 978-3-658-08160-7.

[2] Environmental Protection Agency, Hrsg.: *EPA Green House Gas Regulation, Phase 2, Final Rules: CO_2 Limits*. 2016.

[3] Arnold, T.; Neukirchner, H.; Dingel, O.: „Untersuchung von Abdichtungen an Hubkolben-Dampfexpansionsmaschinen“. In: *19th International Sealing Conference, Stuttgart* (2016).

[4] Dingel, O.; Töpfer, T.; Neukirchner, H.; Seebode, J.: „Anforderungen und Effizienzpotenziale von Systemen zur Abwärmerückgewinnung bei Anwendung in Pkw, Nfz und mobilen Arbeitsmaschinen“. In: *Der Antrieb von morgen 2015*. Springer, 2018, S. 113–129. ISBN: 978-3-658-20955-1.

[5] Preißinger, M.; Schwöbel, J.: „Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 1155 Ideales Fluid für Rankine“. In: *Heft 1099* (2016).

[6] Hernandez, A.; Desideri, A.; Ionescu, C.; Quoilin, S.; Lemort, V.; De Keyser, R.: „Towards the optimal operation of an Organic Rankine Cycle unit by means of model predictive control“. In: *3rd International Seminar on ORC Power Systems*. 2015, S. 1–10.

Biografische Notizen

Dr.-Ing. Ingo Friedrich wurde 2008 an der TU Berlin im Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, jetzt Fachgebiet Fahrzeugantriebe, zum Thema „Motorprozess-Simulation in Echtzeit – Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten“ promoviert. Seit 2006 arbeitet er bei der IAV GmbH in verschiedenen Rollen auf dem Gebiet der Motorelektronik. Neben dieser Tätigkeit führte er in den Jahren 2011 bis 2014 im Rahmen eines Lehrauftrages in enger Abstimmung mit Herrn Prof. Baar die Lehrveranstaltung „Motorsimulation“ am Fachgebiet durch. Gerne erinnert sich der Autor an die regen Diskussionen mit Herrn Baar, wie die Themen Simulation von Motor und Turbolader den Studenten praktisch vermittelt werden.

Thomas Arnold hat 2007 an der TU Chemnitz den Titel Diplomingenieur im Maschinenbau erworben. Seit 2007 arbeitet er im Bereich Motorentwicklung bei IAV GmbH. Seit 2017 ist er Teamleiter für Motorenkonzepte in der Abteilung Konstruktion von Verbrennungsmotoren bei IAV. Sein Tätigkeitsschwerpunkt liegt in der Auslegung und Konstruktion einer Arbeitsmaschine zur Abgaswärmenutzung.

Oliver Dingel arbeitet seit 2015 als Senior Fachreferent Energie Management im Bereich Powertrain Nutzfahrzeuge bei der IAV GmbH in Chemnitz. Sein Spezialgebiet ist die Abwärmerückgewinnung an Verbrennungsmotoren. Seit über 10 Jahren arbeitet er an verschiedenen Technologien, um üblicherweise ungenutzte Abwärme wieder in nutzbare Arbeit zu wandeln. Herr Dingel hat von 1984 bis 1991 an der RWTH Aachen Maschinenbau mit der Vertiefungsrichtung Kraftfahrwesen studiert. Seine Diplomarbeit hat er 1991 bei der Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG über das Thema Kanal- und Ventilabschaltung am Ottomotor geschrieben. Von 1991 bis 1998 war er bei der BMW AG in München im Bereich Vorentwicklung Ottomotoren beschäftigt. 1999 ist er zu der IAV GmbH nach Chemnitz gewechselt. Bis 2008 lag sein Tätigkeitsschwerpunkt auf der Verbrennung alternativer Kraftstoffe in Ottomotoren. Während seiner Zeit in der Vorentwicklung der IAV von 2009 bis 2015 war er für die Themen Zylinderabschaltung und alternative Hybridsysteme verantwortlich. Er hat einige Jahre die Tagung „Gasfahrzeuge“ organisiert und geleitet und war Obmann in verschiedenen FVV-Vorhaben.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Simulations of combustion and emissions formation in a diesel engine with variable valve actuation

Oliver Nett, Michal Pasternak, Qirui Yang, Fabian Mauss, Michael Bargende, Tim Franken, Michael Grill, Matthias Diezemann

In this article a simulation procedure is presented that enables an investigation of the impact of variable valve actuation (VVA) on diesel engine combustion and exhaust emissions. The process is based on a zero-dimensional stochastic reactor model of engine in-cylinder processes with detailed chemistry consideration. Furthermore, a quasi-dimensional flow model predicts charge motion and turbulence, which are impacted by VVA effects. Both numerical models are coupled within a 1D engine model built in GT-Power. The developed simulation chain was applied for the simulation of engine performance parameters and exhaust emissions at different load-speed operating points. Different VVA strategies were considered, such as varied intake valve closure, phase-shifted intake valve opening, and secondary exhaust valve lift. The performance of the coupled model was validated against experimental data obtained from a single-cylinder engine equipped with a fully variable electro-hydraulic valve train. The results showed that in terms of predicting the combustion rates and NO_x, the model responds correctly to varied VVA strategies. For emissions such as hydrocarbons, carbon monoxides and soot, the model reproduced the overall trends. In summary, the model has the potential to support the development of diesel engines by considering the impact of variable valve train operation. Specifically, it can be useful if many operating points are to be investigated and at the same time the reference data for model training are limited.

Introduction

Meeting increasingly stringent regulations for exhaust emissions is a growing challenge for diesel engine developers. This is associated with strict tests for vehicle certification, such as RDE or WLTP [1]. To keep diesel engines competitive in the future, various technologies can be used. Among them one can list partially homogenous diesel combustion, cylinder deactivation, extreme Miller cycle, and internal exhaust gas recirculation. For these techniques, variable valve actuation (VVA) serves directly or indirectly as a basis.

Numerous research studies [2–5] were carried out to investigate the effectiveness of VVA with respect to combustion efficiency, emission reduction, and exhaust gas temperature management. However, these research results are engine specific. Most of these investigations were performed experimentally. On the one hand it is time-consuming and labour-intensive to reproduce the investigations on the test bench to attain a suitable VVA strategy. On the other hand, the potential of VVA for a specific engine may not be fully exploited by only repeating the existing investigations.

To extensively investigate VVA effects and efficiently determine an optimal VVA strategy, zero-dimensional (0D) and one-dimensional (1D) simulation frameworks are frequently used due to their reduced computing costs and their capability to accurately simulate engine breathing processes. Especially in the early engine development phase, an application of numerical models, i.e. virtual prototyping, helps to keep the right direction in development. However, so far there was relatively little attempt to explore the potential of VVA for reducing harmful engine-out emissions by applying 0D/1D numerical simulations methods. Such investigations were difficult because of the limitations of existing models in predicting the formation of pollutants such as nitrous gases (NO_x), carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), and soot. The present study intends to fill this gap.

A simulation chain is presented that is based on a quasi-dimensional flow model (QDM) for predicting charge motion and turbulence while taking VVA effects into account and a 0D stochastic reactor model (SRM) for predicting combustion and emissions formation. Both numerical models are coupled within an 1D engine model that is built in GT-Power [6]. The robustness of the simulation chain is revealed in detailed consideration of the impact of VVA on engine breathing that goes along with the capability to account in detail for emissions formation. This is achieved by the application of a detailed reaction kinetics model within the SRM.

In the first part of the article, the experimental setup and methodology are discussed with an emphasis on the capabilities of the single-cylinder test bench and experimental test campaign. The experimental database consists of more than 200 operating points, which represent different fuel injection strategies, different EGR rates, and different VVA strategies such as early and late intake valve closure, secondary exhaust valve lift, and a phase-shifted intake valve opening. The experimental results are used for validating the numerical models. Next, the developed simulation chain is introduced. Both QDM and SRM are briefly described and their coupling within a 1D full engine model in GT-Power is explained. Subsequently, the numerical test case setup is described, and the exemplary results of this novel simulation chain are presented.

Engine layout and methodology

The experimental work was carried out on a single-cylinder test bench and on a flow test bench. The single-cylinder test bench was equipped with a full conditioning system for oil, cooling water, and intake air. The exhaust emissions were measured with a Horiba Mexa 7170-DEGR and a Smoke Meter 415 SE from AVL. The engine was equipped with a piezoelectric cylinder pressure sensor (AVL GU23D) for the evaluation of combustion engine parameters and two piezoresistive absolute pressure sensors (Kistler 4045, Kistler 4075) in the intake and exhaust ports for gas exchange measurements. The flow test bench used in this study works on the measuring principle of Thien. A detailed explanation of the principle can be found in [7]. The measurements from the flow test bench were used to describe the effects each intake port had on the stationary swirl number. The resulting characteristic swirl map was used to validate the 3D computational fluid dynamics (CFD) simulations for the flow model that is introduced later. The single-cylinder research engine is based on a current EU4 passenger car engine (Daimler OM646). To adapt the combustion process to a modern EU6 engine, the piston bowl was widened to reduce the compression ratio (CR) from 18 to 15.88. All other engine data is listed in table 1.

Table 1: Single-cylinder engine data

Displacement	537 cm^3
Stroke/bore	88.3 mm/88 mm
Compression ratio	15.88
Port layout	2 inlet valves (spiral/tangential), 2 exhaust valves
Injection system	Bosch CRS2 (up to 2000 bar)
Engine load	Up to 30 bar IMEP (ind. mean effective pressure)
Max. cylinder pressure	200 bar
Engine control	IAV Fi^{2RE}

The VVA experiments were carried out with a special cylinder head that had a fully variable electro-hydraulic valve train (Hydraulic Valve Actuation – Digital, HVA-D) produced by Sturman Industries [8; 9]. The VVA system offers a full variability in valve lift timing and duration. Furthermore, it is possible to choose multiple lifts for each valve or to deactivate a valve.
The initial VVA control system was replaced with an engine control unit Fi^{2RE} from IAV [10]. This makes it possible to use a single system to control both the fuel injection and the valve lift timing. In case of a malfunction the injection is automatically stopped, and the valves are closed for safety reasons.

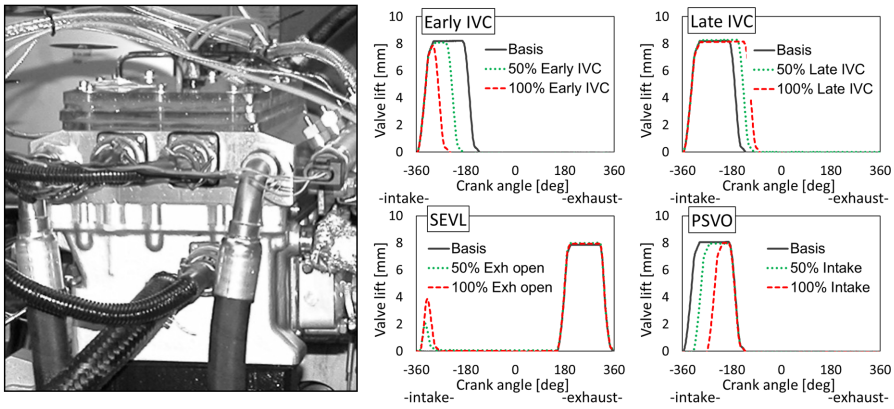


Figure 1: Single-cylinder research engine with HVA-D cylinder head (left) and investigated VVA strategies (right)

The thermodynamic real-time analysis (TRA) indication system with 16 channels that was used allows the simultaneous recording of the cylinder pressure, the intake and exhaust pressure, and four valve lift curves over crank angle degree (CAD) with an angular resolution of 0.2 CAD. This improves the combustion and gas exchange analysis with postprocessing tools like GT-Power. Figure 1 shows the single-cylinder research engine used and exemplary graphs of the investigated VVA strategies. These are early and late intake valve closure (IVC), secondary exhaust valve lift (SEVL), and phase shifted intake valve opening (PSVO).

Modelling approach

The modelling is based on three numerical models: the QDM flow model, the 0D SRM, and the 1D gas-dynamics-based engine model built in GT-Power. The three models are coupled to enable the simulation of engine performance parameters and exhaust emissions for a diesel engine operated with different VVA strategies. The detailed description of each model is beyond the scope of this paper and can be found in [11–14], which underlie the description in this section. Here, we only report the most important features of the models for the sake of completeness.

Quasi-dimensional flow model

The valve control strategy impacts the combustion and emissions formation to a large extent through an altered in-cylinder charge motion and turbulence intensity. Several 0D/QD models exist for the prediction of in-cylinder flow quantities [15–18]. However, these models are either oriented toward gasoline engines or need

improvement to meet the latest application requirements, e.g. a variable valve train. Therefore, a new QD flow model was developed for diesel engines with a fully variable valve train. It consists of two parts (see figure 2): The charge motion model, including swirl and squish flow, and the turbulence model. Both parts are connected through idealized flow fields. On the input side, the model requires information about cylinder geometry, operating conditions, and valve actuation. It outputs the temporal developments of swirl and turbulence for further modelling of the combustion and emissions formation within the SRM.

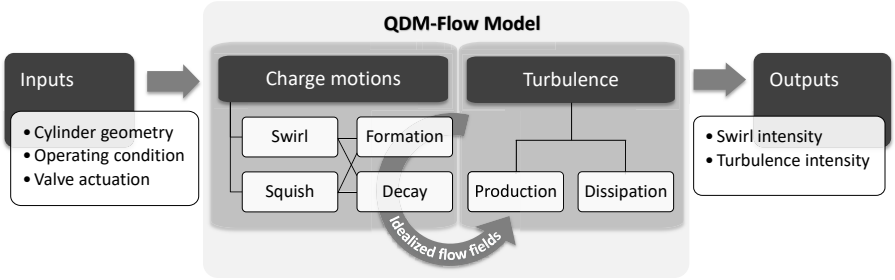


Figure 2: Main parts of the QDM flow model

Charge motion including swirl, squish, and axial flow is assigned to idealized flow fields, where its formation and decay is modelled phenomenologically. Swirl flow is characterized by the engine swirl number, which is further determined by the changes of swirl angular momentum and the moment of inertia. The generation of swirl angular momentum is determined during the fresh charge inlet. The calculation is based on the map of the stationary swirl number obtained from the virtual flow bench simulations in consideration of every valve lift combination (see, e.g., [12]). By these means the swirl formation calculation can respond to any valve variability on both intake and exhaust side. When modelling swirl decay during compression and expansion, the effects of wall friction, inner shear, and piston motion are considered based on a sine-like swirl profile. The moment of inertia is composed of two parts: gaseous charge and injected fuel. In order to reflect the swirl acceleration behavior around ignition top dead center (TDC), a detailed geometric description of the combustion chamber is used to calculate the momentum of inertia from gaseous charge.

A combined model description is used for both squish and axial flows. Assumptions are made to estimate the mean axial flow and radial squish velocity. The impact of squish and axial flows on combustion is realised by raising local turbulence levels around TDC. Therefore, the main purpose of the squish flow submodel is to determine the axial and radial kinetic energies for the calculation of turbulent conversion.

In conjunction with the charge motion model, a turbulence model was developed based on the one-equation formulation of a k-ε turbulence model. The change of the turbulent kinetic energy k is a function of turbulence production and dissipation, as shown schematically in figure 3.

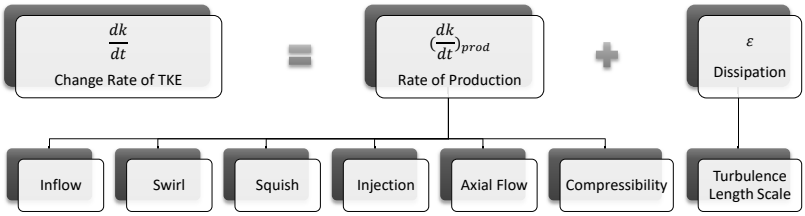


Figure 3: Governing equation of the turbulence model with submodels

Turbulence production is attributed to viscous flow shear, which is considered through the submodels listed above. The inflow submodel models the local shear in the inlet entrance areas individually for each valve. By doing so, any valve actuation can be handled. The turbulence production from charge motion is estimated based on the idealized flow field defined in the charge motion model. For instance, the turbulence from swirl is generated by the wall-bounded viscous stress and the free viscous stress inside the swirl. The calculation of these two viscous stresses makes use of the universal boundary layer functions and the idealized circumferential velocity profile, respectively. Besides charge motion, the injection submodel converts a certain proportion of the injection kinetic energy into turbulent kinetic energy through an empiric factor. In addition, the change of turbulent kinetic energy due to compressibility is also considered.
Turbulence dissipation is calculated in a straightforward way based on the turbulence length scale $\varepsilon = C_\mu \cdot k^{1.5} \cdot l^{-1}$, where C_μ is a model constant equal to 0.09 and l is the turbulence length scale. Engine speed, charging pressure, and piston configuration have limited impact on the turbulence length scale, while swirl flow is able to shorten the turbulence length, especially after the intake phase. The dominant influence of charge motions shifts from the inflow at the intake beginning, to in-cylinder flow (swirl) during compression, and then to back-squish flow near TDC. The modelled turbulence length scale considers all these effects.
A detailed description of the QDM can be found in [11; 12]. From the point of view of this study, it is most important that the QDM outputs the turbulence kinetic energy k and dissipation ε, which enable the determination of the turbulent mixing time (τ_t). This is the essential input parameter for the SRM, which is discussed in the next section. Through the known history of τ_t, the impact of VVA on flow properties is passed on to the calculation of the rate of heat release (RoHR) and exhaust emissions in the 0D SRM.

Stochastic Reactor Model (SRM)

The SRM is a 0D model of physical and chemical processes occurring during the diesel engine cycle. It is formulated within the probability density function (PDF) approach for turbulent reacting flows, which enables an exact treatment of chemical reactions. The SRM considers gas inside the cylinder as an ensemble of notional particles. The particles can mix with each other and exchange heat with the cylinder walls. Each particle has a chemical composition, temperature, and mass representing a point in the gas phase. These scalars are treated as random variables and can vary within the cylinder. They determine the composition of the gas mixture and are described with probabilities using a probability density function (PDF). The in-cylinder mixture is thus represented by a PDF in gas-phase space and the particles are realizations of the distributions. The solution for enthalpy and species mass fractions is obtained from the PDF transport equation. The changes of the PDF are due to chemical reactions, convective heat loss, piston movement, fuel injection and vaporization, and mixing that mimics the effect of turbulence in the cylinder. The mixing process is governed by the mixing model applied, and its intensity depends on the calculated mixing time.

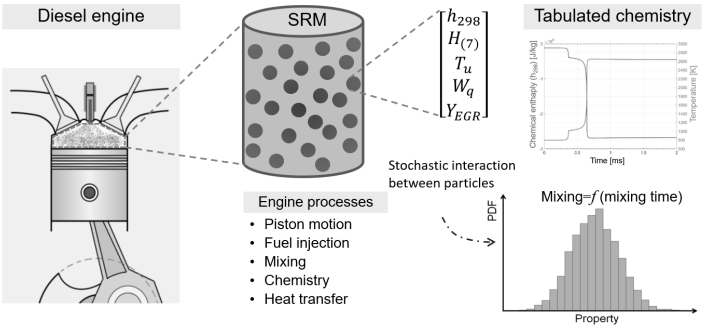


Figure 4: Overall concept of the SRM for direct injection Diesel engines

In this study a combination of the Curl and the Euclidean minimum spanning tree (EMST) model is used, which is referred to as hybrid Curl-EMST model. The EMST is employed for the modelling of mixing during the pilot fuel injection and the Curl model for the main fuel injection (see, e.g., [12] and references listed therein). The overall concept of the SRM-based modelling is shown schematically in figure 4.

The mixing-time history is the main input parameter for the SRM. It has to be be modelled because the mixing process cannot be predicted by 0D models. With respect to actual engines, the mixing time can be understood as the inverse of the frequency at which air, fuel, and residual gases mix with each other. In the SRM,

the mixing time governs the intensity of mixing between the particles, which in turn influences mixture inhomogeneity in the gas phase for species mass fractions and enthalpy. These properties have a strong influence on the auto-ignition process, local rates of heat release, and pollutants formation. To some extent the history of the mixing time describes the local character of the turbulent flow and chemistry interactions.

The history of the mixing time can be obtained from the Favre-averaged turbulent kinetic energy and its dissipation calculated over the entire engine cycle. The result is referred to as turbulent mixing time (τ_t) and is calculated as $\tau_t = {}^{k}/_{\varepsilon}$. In this study the history of k and ε are obtained from the QDM, which was described in the previous section for the open cycle, and passed on to the SRM for the closed cycle, where the same model is implemented.

With respect to SRM-based simulations, chemical reactions occur at the molecular level, where the mixing is governed by the mixing time scale of scalar fluctuations (τ_φ). The turbulent mixing time of velocity fluctuations (τ_t) and scalar fluctuations (τ_φ) are related via the mixing-time constant c_φ as $\tau_\varphi = {}^{\tau_t}/_{c_\varphi}$. The constant c_φ can be interpreted as the velocity-to-composition decay time. The constant has to be determined for a given flow configuration. If the turbulent mixing time (τ_t) is known, the mixing time τ_φ can be determined by optimising the mixing constant c_φ.

Reaction kinetics for predicting the combustion process and emissions formation is used in the form of tabulated chemistry. The tabulated chemistry approach implemented in the SRM is based on a parametrisation of the combustion progress with EGR, pressure, unburned gas temperature, and equivalence ratio. In this method, instead of using product species as indicators of the reaction progress, the evolution of the chemistry is parametrised with a combustion progress variable. The progress variable is defined based on the enthalpy of formation at the reference state and summed over all species that are included in the mechanism (see, e.g., [19]). The combustion chemistry and emission source terms are precalculated and stored in a look-up table that is accessed during run time. The use of tabulated chemistry dramatically reduces the computational cost, regardless of the size of the reaction mechanism. We can report CPU times that are below 0.1 second for the complete engine cycle calculated on a single processor core rated at 3.1 GHz. The method has the potential to run in real time. For the formation of emissions, the detailed soot model from [20] is used within the chemistry look-up table. The model distinguishes between particle inception, condensation, coagulation and agglomeration, surface growth, fragmentation, and oxidation with oxygen and hydroxyl radicals. The modelling of NO emissions is based on a transport equation describing the changes over time of the NO formation rate [20] according to the thermal model. CO, CO_2, and unburned HC are directly retrieved from the chemistry look-up table.

Cosimulation with VVA effects

To enable the analysis of the impact of the VVA strategy on engine performance parameters and exhaust emissions, the SRM was coupled with GT-Power. To account for the VVA effects, the coupling between GT-Power and SRM was further augmented by integrating the QDM. The coupled model is referred to as GTP-SRM-QDM. The concept of the coupling between the three models is presented schematically in figure 5.

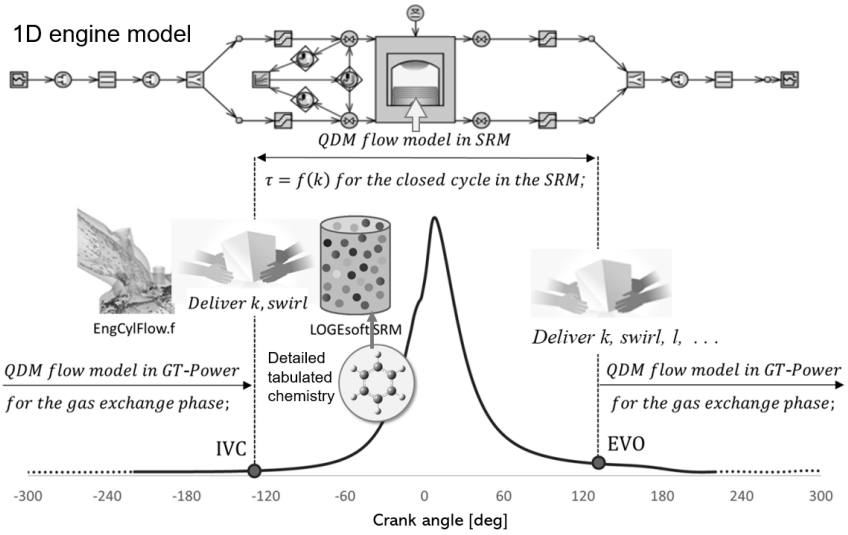


Figure 5: An integration of the QDM and the SRM within the GT-Power model for full-cycle simulations with VVA effects

GT-Power is responsible for the prediction of engine breathing, valve lift timing, and intake and exhaust system design. The QDM, which was developed and validated to account for the VVA effect on turbulence and swirl, is responsible for the calculation of flow properties of the gas exchange process between exhaust valve opening (EVO) and intake valve closure (IVC). At IVC the QDM provides the k value, the ε value, the swirl angular momentum and the turbulent length scale. The equations for turbulent kinetic energy and its dissipation from the QDM are also implemented in the SRM. Using the values from the QDM at IVC, the SRM continues the calculation of k during the closed cycle, and hence the mixing time can be calculated for the complete engine cycle (figure 6) in consideration of VVA effects. This improves the prediction of the mixing process and its impact on combustion and pollutants formation.

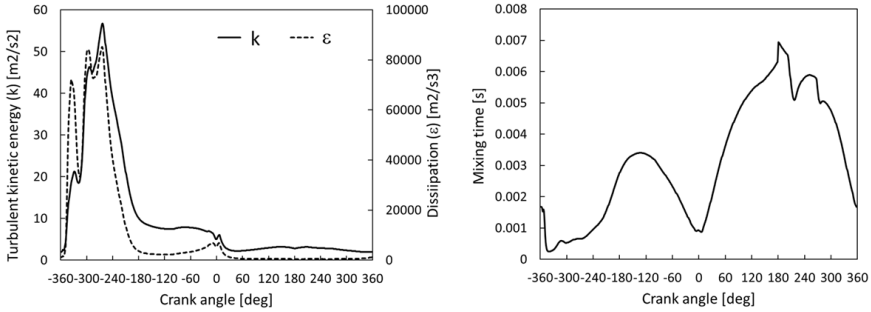


Figure 6: Exemplary histories of turbulent kinetic energy and its dissipation (left) and resulting history of the mixing time (right); calculations are based on the coupled QDM and SRM (engine speed of 1650 rpm, 10 bar IMEP)

Simulation-chain setup and application method

The setup of the developed simulation chain and its subsequent application was carried out in several main steps. First, the experimental campaign was conducted to characterize main features and performance parameters of the targeted engine including VVA capability. Next, the 1D engine model for the targeted engine was built using GT-Power. Then, the QDM was validated at relevant engine operating conditions. Subsequently, the SRM was trained against experimental data. Finally, the three models were coupled to form a cosimulation model, as explained in the previous section, and applied to simulate operating conditions investigated during the experimental campaign. All these steps are briefly explained in the following part.

Reference experimental data

The computational analysis was performed for the experimental data resulting from the engine layout that was explained in an earlier section. Results for three engine operating points (EOP), which are shown in table 2, were used as references for the numerical investigations. For every engine operating point two basic variations were executed. First, the start of injection (SOI) was varied at a constant specific NO_x emission level. Then, exhaust gas recirculation (EGR) was varied, starting from zero percent EGR up to at least four discrete specific NO_x emission levels at constant centres of combustion (CA50).

Table 2: Overview of investigated VVA variants, EGR and CA50 sweeps at different engine load-speed operating points

EOP	-	1	2	3
Engine speed	rpm	1200	1650	2800
IMEP	bar	3	10	8
EGR	%	0, 11, 29, 33, 38, 46, 52	0, 19, 21, 23, 29, 34	0, 27, 38, 35, 33, 29
CA50	CAD aTDC	5, 8, 10, 13, 15, 17	5, 7, 10, 12, 15, 17	5, 7.5, 10, 12.5, 15
Early IVC	CAD aTDC	-161, -206, -216, -225, -225, -236, -246, -251	-149, -179, -193, -210, -225, -240	-167, -195, -211, -224, -232, -237, -243, -246
Late IVC	CAD aTDC	-146, -131, -131, -116, -106	-134, -119, -104, -103, -99, -94	-150, -136, -122, -107, -107, -93, -88
SEVL	lift in mm	1, 2, 3, 3.5, 4	1, 1.5, 2, 2.5, 3	1, 2, 3, 4, 4.5
PSVO	CAD with ref. to basis	5, 10, 15, 20, 25, 30, 50, 55, 85	5, 10, 15, 20, 25, 30, 50, 55, 85	5, 10, 20, 40, 80, 135

For each operating point in table 2, measurements were carried out for three different types of VVA strategies. These were: (1) secondary exhaust valve lift (SEVL), (2) phase-shifted intake valve opening (PSVO), and (3) early and late IVC (also known as Miller or Atkinson cycle). To isolate the impact of different VVA strategies on engine operation, the measurements were done without changing the fuel injection timing and duration. The SEVL impact was investigated by increasing the lift of one exhaust valve step by step during the intake stroke. No external EGR was applied. The impact of PSVO was investigated by delaying the opening time of one intake valve step by step, whereas the closing time was kept constant. The other intake valve lift remained unchanged. In doing so, an increasing swirl intensity was realized. Similar investigations were carried out for the IVC impact. Starting from the base valve lift timing, the closing time was set to be later (Atkinson cycle) or earlier (Miller cycle).

Figure 7 shows exemplary results based on a variation of the IVC timing at 1650 rpm without external EGR. During the IVC variation the fuel injection timing and duration was kept constant. Starting from the reference point (denoted by a square), the curve represents an early (negative values) and late (positive values) closing of the intake valves. The emission mass flows of CO, HC, particulate matter (PM), and NO_x, the exhaust gas temperature, and relative air-fuel ratio (λ) are plotted over the IVC in CAD, which is relative to the reference valve timing.

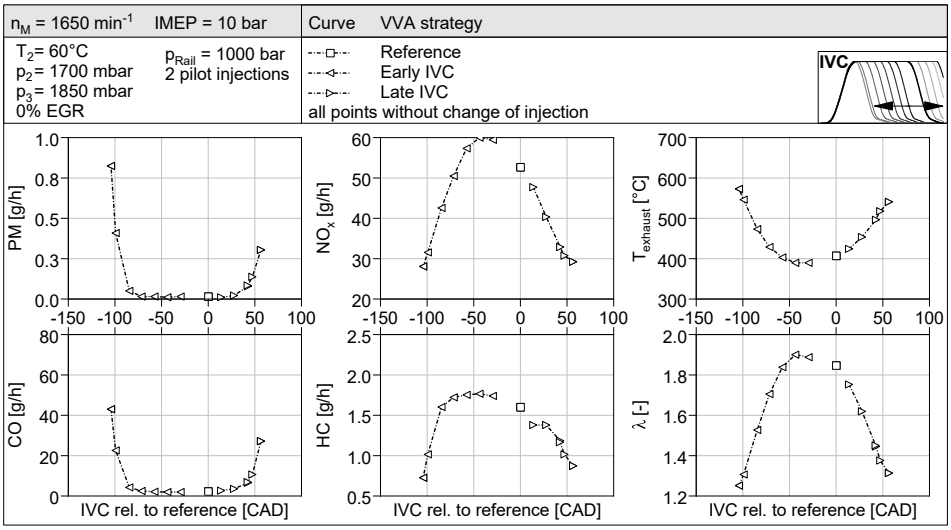


Figure 7: Measured exhaust emissions for early and late intake valve closing at EOP2

The history of λ indicates that the volumetric efficiency is reduced for late IVC compared with the reference IVC. For early IVC, the volumetric efficiency increases up to approx. 45 CAD (peak value) and then drops off constantly. As a consequence, the reduced cylinder filling leads to a strong increase in exhaust gas temperature due to the decreased thermal mass of the working gas in combination with a constant fuel energy. The soot and CO emissions remain constant until λ is approximately equal to 1.6. From this point onwards PM and CO emissions increase significantly. Despite the increased gas temperature during combustion, the NO_x emissions are reduced due to the lower amount of available oxygen.
Measurements like the one described above were carried out for more than two hundred independent operating points (OP) with the VVA cylinder head. These measurements were used as reference data for the training and validation of the simulation process developed in this paper.

Engine model in GT-Power

The reference 1D GT-Power engine model for the VVA investigations was derived from the Three Pressure Analysis (TPA) model in GT-Power, which was used for the experimental data analysis. The TPA model was based on the TPA template of GT-Power v2016 [6]. The intake and exhaust ports were derived from detailed geometry data. The flow coefficients for both intake and exhaust valves were determined at TU Berlin prior to the first engine experiments. In the baseline configuration of the TPA model, the GT flow model was used within the heat transfer and flow object. The wall temperature object employed the FE cylinder structure with imposed cooling boundary conditions.

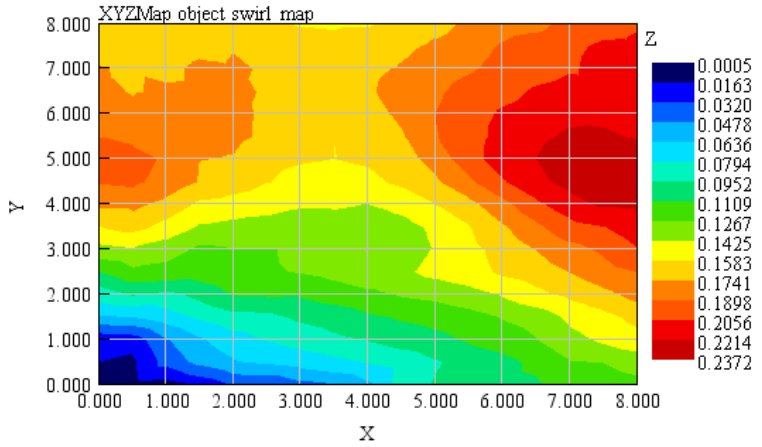


Figure 8: 3D swirl number look-up table; the Y-axis refers to the swirl valve lift in mm, the X-axis to the tangential valve lift in mm. The Z-value refers to the stationary swirl number

To implement the specific valve lift curve from the test bench, the angle and lift arrays for every valve were read out automatically from the reference experimental data files for each case. The swirl coefficient was considered for every possible valve lift combination. This was done via a 3D map object, shown in figure 8. The input values were the actual valve lift from the swirl and the tangential port valve. The output of the map is the stationary swirl number, which was converted from Thien-values to the GT-Power convention. More information on modelling and simulations of swirl can be found in [1].
In the final 1D engine model, the flow model was replaced by the QDM flow model, and the combustion object was replaced by the SRM via the external cylinder object in GT-Power.

QDM flow model validation

The development of the QDM flow model was supported by and validated against extensive 3D CFD simulations with operational variations in valve actuation, boost pressures, and engine speed, and geometrical variations in piston configuration and cylinder size. The same set of model tuning parameters was used throughout the validation. An exemplary set of VVA variants investigated in this development process is shown in figure 9.

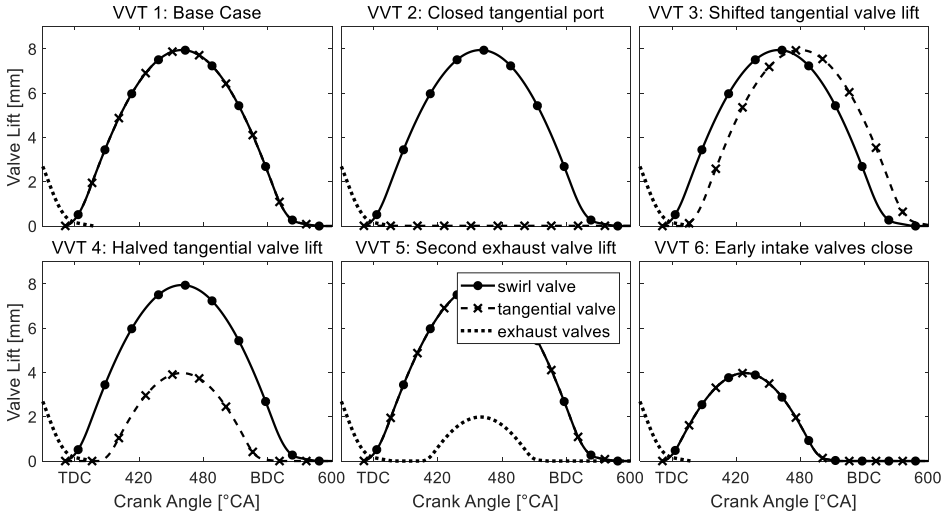


Figure 9: Intake valve lift profiles for selected VVA variants

Figure 10 shows the development of turbulence kinetic energy from gas exchange top dead centre to firing top dead centre.
Proper modelling of the turbulence production rate and the turbulence length scale for dissipation guarantees that the development of the turbulence kinetic energy is correctly reproduced. The newly developed QDM flow model can correctly scale the turbulence level, especially during the intake and around ignition TDC, without any further adaptation of model parameters to different VVA strategies necessary.

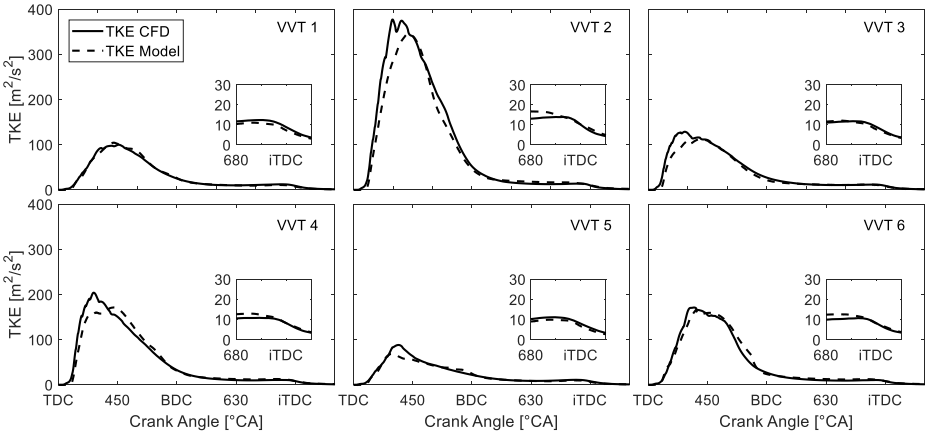


Figure 10: Turbulent kinetic energy of VVA variants from gas exchange top dead centre to firing top dead centre

SRM setup and calibration

The SRM within GT-Power was applied to simulate combustion and emissions formation during the closed part of the engine cycle, between IVC and EVO. The in-cylinder mixture was discretized into 1000 particles. Calculations were carried out with 0.5 CAD time step size and over 25 full engine cycles.

The fuel chemistry was modelled using a blend of n-decane and α-methylnaphthalene mechanism as diesel surrogate [21]. The mixture components were blended in a ratio of 0.75 (n-decane) to 0.25 (α-methylnaphthalene) and on a mass-fraction basis. The mechanism contains 203 species. Using the LOGEtable tool [14], the combustion chemistry and emissions were precompiled in a look-up table that contains the source terms of thermal NO formation [22] and the soot source terms adopted from [20]. The properties of the selected surrogate match well with the properties of the actual fuel used during measurements. The C:H ratio is 1.827 (vs. 1.837 for the actual fuel), the cetane number is 52.48 (vs. 53 for the actual fuel), and the lower heating value is 42.78 $^{\mathrm{MJ}}/_{\mathrm{kg}}$ (vs. 42.72 $^{\mathrm{MJ}}/_{\mathrm{kg}}$ for the actual fuel).

To enable an application of the SRM for predicting engine performance parameters over a broad range of operating points, the mixing time must be known prior to the simulations for a given engine cycle. If this is not the case, the prediction of the mixing time can be done during run time, based on the changes of in-cylinder conditions. This procedure is called model training. Model training refers to the calibration of each of the subprocesses shown schematically in figure 3. The subprocesses contribute to the overall rate of change of turbulent kinetic energy from

which the history of mixing time was determined. The subprocesses calibrated were inflow, swirl, squish, fuel injection, axial flow, compressibility, turbulence length scale, and turbulent kinetic energy dissipation. Each of these processes has a user model parameter that enables its calibration or scaling for a given engine geometry and the operating conditions employed. The calibration of each of the subprocesses of the turbulent kinetic energy model enables the determination of the history of k and subsequently, the history of mixing time during the full engine cycle. First, the SRM was trained at selected operating points. The selection of training operating points was aimed at having a set of points that is representative of the engine under consideration. The calibration was aimed at matching the simulated engine performance parameters, such as pressure, RoHR, and emissions, with their measured counterparts by training the parameters of the k-ε turbulence model. The task of training the turbulence model parameters was realized by using a method that employs modeFRONTIER [23], which was introduced in [24]. In short, the method is based on the optimization of the turbulence model parameters for all training operating points in order to find one set of model parameters that is valid for the entire engine map under consideration. The objective of the optimization is to minimize the sum of least squares errors of the in-cylinder pressure and exhaust emissions. The overall concept of model training and subsequent application to engine performance mapping is presented schematically in figure 11.

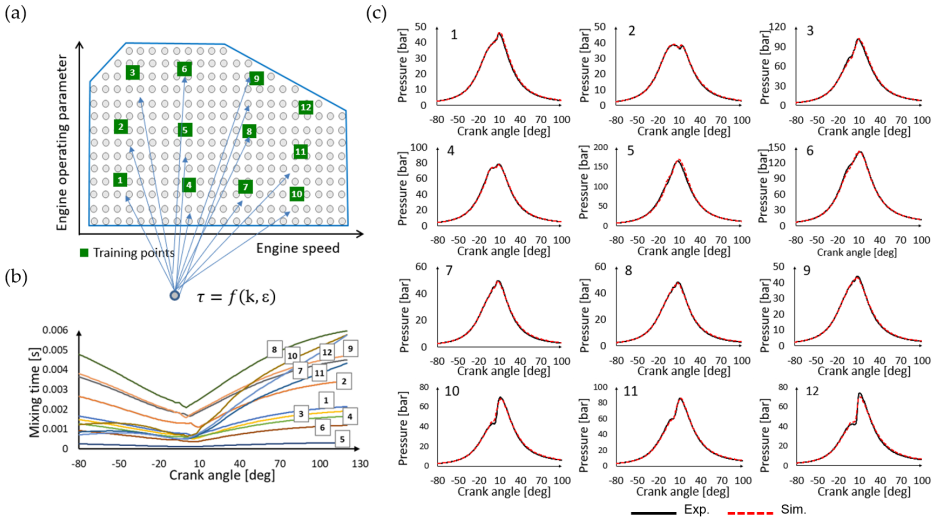


Figure 11: Conceptual representation of the SRM calibration for engine operating points with different injection timings, loads, speeds, and VVA strategies

In that figure the numbers from 1 to 12 represent operating points on the engine map (a) that were selected for model training by finding one set of turbulence model parameters for the whole engine map ($\tau_t = f(k,\varepsilon)$). Figure 11b shows the 12 mixing time histories resulting from the model training at the selected points. Figure 11c compares the simulated pressure histories, which were obtained during the model training, with the measured histories.
The application of the method outlined above to the engine in this study resulted in following values of modelled parameters (see also figure 3): axial flow correction factor (1.154), friction correction factor (1.5), length scaling factor of in-cylinder flow (7.0), length scaling factor of inflow/back squish flow (3.0), density correction factor (1.0), dissipation correction factor (1.0), injector correction factor (0.000703), and global mixing time multiplier (5.2). Based on these results, the SRM with QDM were employed within the 1D GT-Power framework for the simulation of different VVA strategies, which is presented next.

Performance of the method

To evaluate the performance of the developed simulation chain, calculations were carried out for different VVA strategies, EGR, and fuel injection sweeps at three different engine operating points, which are shown in table 2. This section is divided into two parts. First, the capability of the method for predicting instantaneous in-cylinder operating parameters such as pressure and RoHR is demonstrated. Subsequently, the performance of the method with regard to predicting engine exhaust emissions is evaluated. For the simulations presented in this section the model constants were kept constant, as it was already discussed in the previous section.
Figure 12 compares the simulated in-cylinder pressure and RoHR histories with their experimental counterparts. It illustrates the response of the model to EGR changes (top row), CA50 changes (second row), early IVC (third row), and late IVC (bottom row). To some extent the results can be considered as representative of the method in terms of predicting instantaneous in-cylinder performance parameters. These results demonstrate the capability of the developed method to accurately predict various stages of the combustion process. Overall, the predicted histories of RoHR agree well with the reference histories for most of the operating points, which were derived from the measured in-cylinder pressure data. For all operating points the RoHR due to pilot injection is well reproduced.

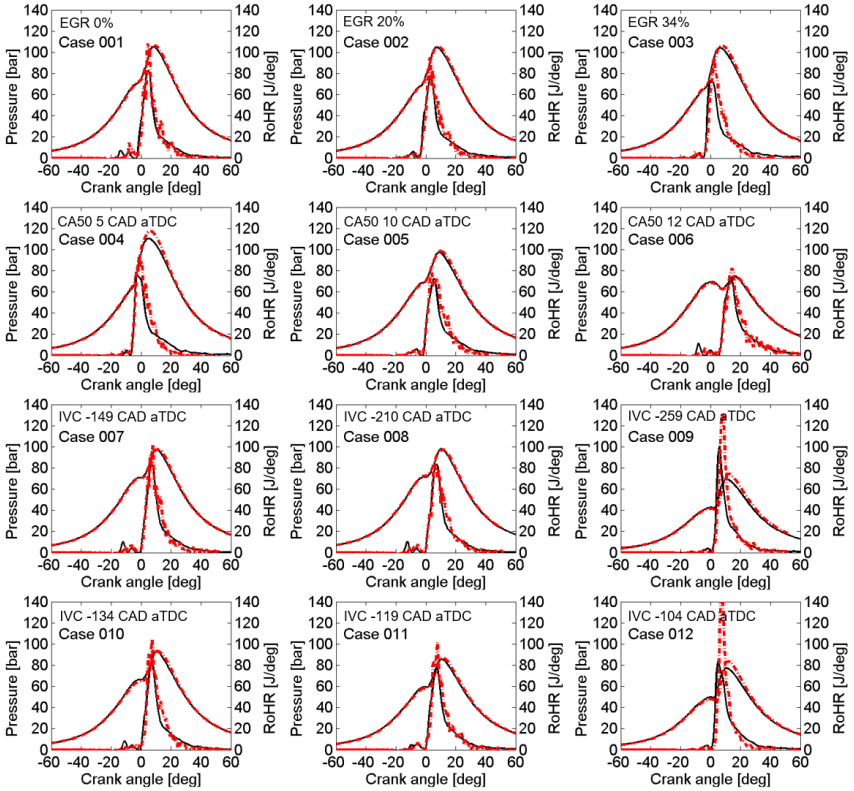


Figure 12: Simulated (dash-dotted lines) and reference (solid lines) in-cylinder pressures and RoHR histories for varied EGR, CA50, and IVC at EOP2

This is attributed to the application of the hybrid modelling of the mixing process (Curl-EMST) as it is demonstrated in [12]. The maximum peak values of RoHR and their position on the crank angle axis also agree with the reference data. An accurate prediction of the RoHR histories results in good agreement between the simulated and the experimental pressure histories. For a few operating points, such as case 9 and case 12, the RoHR and pressure histories were predicted less accurately. However, here it must be remembered that this study focuses on developing a simulation methodology that can be used for simulating a range of different operating points that is as broad as possible. Moreover, the model training was done at relatively few operating points. Therefore, a lower accuracy at a few operating points is acceptable if the overall trend of the simulated results is reasonably well predicted for the whole matrix of operating points. An investigation of the performance of the method at those operating points at which

it works less accurately is planned for the future. To assess the performance of the developed simulation chain in predicting in-cylinder performance parameters over a wide range of operating points, results for the maximum pressure peak at 230 different operating points are presented in figure 13. The green squares denote results at the operating points that were used for model training.

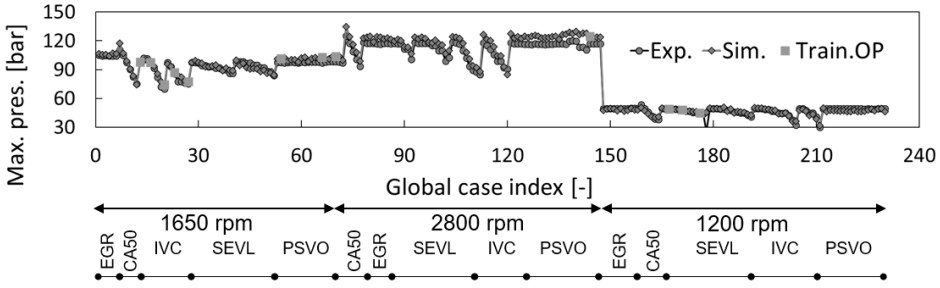


Figure 13: Comparison between simulated and measured maximum peaks of in-cylinder pressure at 230 EOPs with different engine speeds, EGR, CA50, and VVA strategies (see also table 2)

The overall trend of the experimental data in figure 13 is well captured by simulations. The highest deviations are observed for the engine speed 2800 rpm. This speed was represented by only one EOP (green square at case index 144) during the model training. It can be expected that adding additional training points at 2800 rpm would improve the results. This expectation is based on the results for the engine speed 1650 rpm, where eight EOPs were used for model training. Here, the measured data are most accurately reproduced by the simulations. Early in the work on this study, the reference data for model training was limited. The influence of the selected training points with respect to engine speed and specific VVA strategies is planned to be investigated in future studies.

Regarding the prediction of exhaust emissions, the highest accuracy is observed for NO_x (figure 14a). The simulated NO_x levels match the trends of the measured data well. The absolute values of the measured data are captured reasonably well by the simulations when looking at the whole matrix of engine cases. For cases with low NO_x levels (around 200 ppm), there is a tendency to underpredict the measured data. Here, the relative difference between the predicted and the measured NOx may reach 70%. The lowest deviations are usually found in cases with high levels of NO_x (above approximately 500 ppm). Unburned HC, CO, and soot (figure 14b, c, d) are simulated less accurately than NO_x. For HC the highest discrepancy between the simulated and the measured data is between cases 70 and 90 and between 120 and 135. Outside these regimes the simulations roughly follow

the overall trend of the measured values. The computed data also have a quite noisy character. For CO the highest inaccuracy is found for several cases that are characterized by extremely high concentrations of CO. Besides these points, the overall trend of the measurements is reproduced only roughly. There is a clear tendency to overpredict the measured data.

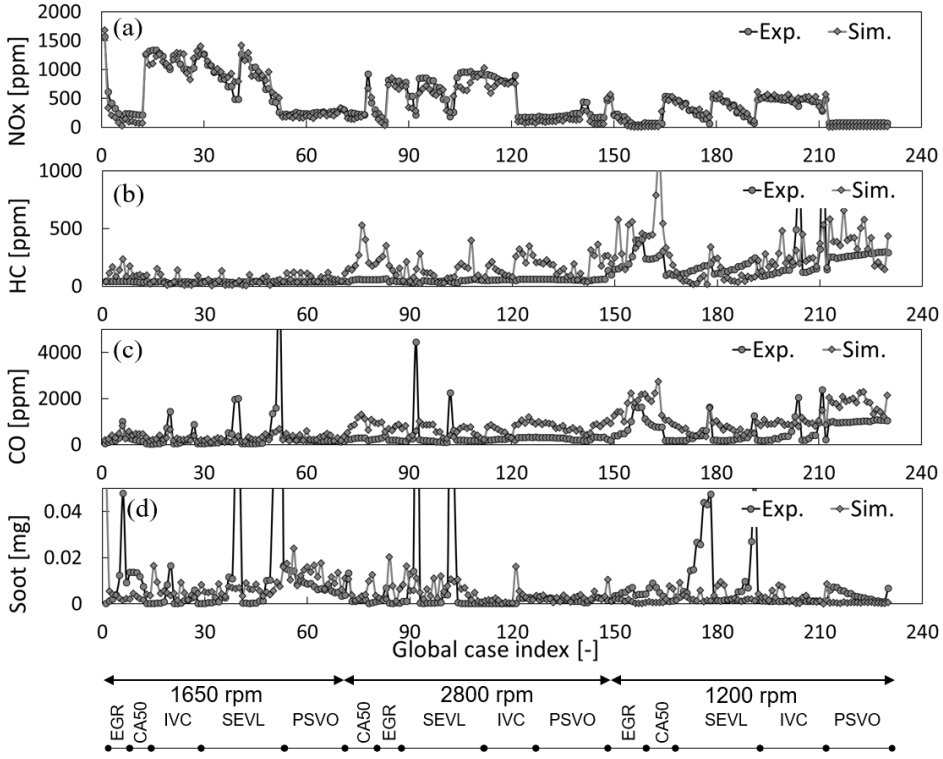


Figure 14: Comparison between simulated and measured NO_x, HC, CO, and soot emissions at 230 operating points with different engine speeds, EGR, CA50, and VVA strategies

A similar tendency is observed for particulate matter, which is referred to as soot in the simulations. This is an emission that is also difficult to measure; depending on the measurement technique applied, different amounts of soot are reported. Similar to the cases of HC and CO, the prediction for soot also fails significantly in several cases in which soot was found in very high concentrations. Besides these points, the overall trend is roughly reproduced and the solution data has a quite noisy character. Some aspects of the detailed modelling of NO_x, HC, CO, and

soot formation were beyond the scope of this project. Instead, the study focused on the development of a simulation chain that enabled the simulation of an overall trend of emissions formation for varied VVA strategies without specific calibration at many different operating points. An improvement of the developed method with regard to predicting absolute values of exhaust emissions will be approached in future projects.

Summary

A simulation chain was developed for studying the impact of VVA on the performance and exhaust emissions of a diesel engine. The simulation process is based on a SRM of engine in-cylinder processes and a detailed QDM flow model for the prediction of the mixing time used by the SRM. These models are incorporated into a 1D engine modelling framework using GT-Power. A detailed kinetics-based model of a fuel surrogate composed of n-decane and α-methylnaphthalene was used to model the combustion process and pollutants formation. The model was used in the form of tabulated chemistry, which enables the reduction of the computational costs to less than 0.1 s for an engine cycle calculated by the SRM. The speeding up is obtained without losses in the quality of the results.

The developed simulation process was applied to simulate the impact of fuel injection strategy, early and late IVC closure, secondary exhaust valve lift, and phase-shifted valve opening on engine performance and exhaust emissions. The development of the simulation chain was supported by extensive experimental work on a single-cylinder engine, which provided reference data for validating the method. The obtained experimental results further supplement the existing literature data about the performance of diesel engines operated with VVA. Thus, these results can be used to some extent by vehicle manufacturers, component suppliers, engineering service providers, and machine manufacturers working on VVA systems.

The newly developed quasi-dimensional charge motion and turbulence model improves the prediction of the production and dissipation of turbulent kinetic energy with respect to different VVA strategies in a diesel engine. As a result the mixing time, which is derived from the calculated turbulent kinetic energy, has a more physical modelling approach.

On account of this improvement, the modelling gains a better prediction capability. The method can be applied to the simulation of a wide range of operating points based on the model training carried out at just a few points. The developed simulation chain predicts the combustion rate and in-cylinder pressure histories well for different VVA strategies, such as varied IVC timing, SEVL or PSVO. This enables the investigation of various stages of the combustion process with regards to the applied VVA strategy. Due the improved modelling of mixing time history,

the proposed method enables the tracking of exhaust emissions with regards to the changes in VVA procedure. The highest accuracy was obtained for NO_x, for which the trend of the measured data is well captured by the simulations and the absolute values are also quite reasonably well predicted. For HC, CO and soot, the currently proposed method enables the estimation of the trends of these emissions.
The current work focused mainly on the proper coupling of the QDM with the SRM and 1D GT-Power to build one simulation chain that offers the capability to simulate engine performance parameters and exhaust emissions with regard to varied VVA strategies. Future work will focus on further improving the prediction of mixing time history and exhaust emissions, specifically soot.

Funding

This article results from the research project undertaken by the Research Association for Combustion Engines e.V. (FVV) and performed by the Institute of Land and Sea Transport Systems – Chair of Powertrain Technologies (FZA) at TU Berlin, by the Institute of Automotive Engineering (IFS) at University of Stuttgart, and by the Institute of Thermodynamics and Thermal Process Engineering (TDTVT) at BTU Cottbus. The research project was fully financed by the FVV (funding no. 601235). The funding and overall support of the FVV is gratefully acknowledged.

References

[1] Europäische Komission: *Verordnung (EU) 2018/1832 der Komission vom 5. November 2018.*

[2] Pischinger, S.; Honardar, S.; Deppenkemper, K.: "Potentiale von Ladungswechselvariabilitäten". In: *Final report FVV research project* 1027 (2013).

[3] Schutting, E.; Neureiter, A.; Fuchs, C.; Schatzberger, T.; Klell, M.; Eichlseder, H.; Kammerdiener, T.: "Miller-and Atkinson-Cycle on a turbocharged diesel engine". In: *MTZ worldwide* 68.6 (2007), pp. 21–23. issn: 2192-9114.

[4] Pischinger, S.; Deppenkemper, K.: "Potential of Valve Train Variabilities on Gas Exchange of Diesel Engines". In: *Final report FVV research project* 1171 (2016).

[5] Eilts, P.; Betz, M.; Kovács, D.: "Downsizing durch Luftpfadvariabilitäten am Nfz-Motor II". In: *Final report FVV research project* 1199 (2018).

[6] Gamma Technologies, Inc.: *Manual: GT Suite Engine Performance, Version 2017.* 2016.

[7] Thien, G.: "Entwicklungsarbeiten an Ventilkanälen von Viertakt-Dieselmotoren". In: *Österreichische Ingenieur-Zeitschrift* 8.9 (1965), p. 291.

[8] Brauer, M.; Diezemann, M.; Pohlke, R.; Rohr, J.; Severin, C.; Werler, A.: "Variabler Ventiltrieb: aktives Abgastemperaturmanagement am Dieselmotor". In: *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor.* Stuttgart, Germany, 2012.

[9] Blumenröder, K.; Buschmann, G.; Kahrstedt, J.; Sommer, A.; Maiwald, O.: *Variable Ventiltriebe in Pkw-Dieselmotoren-Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen.* na, 2006.

[10] IAV GmbH: *IAV Kivu Handout.* url: https://www.iav.com/app/uploads/2019/04/iav_1805_kivu_handout.pdf (visited on 06/30/2020).

[11] Yang, Q.; Grill, M.; Bargende, M.: "A Quasi-Dimensional Charge Motion and Turbulence Model for Diesel Engines with a Fully Variable Valve Train". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Apr. 2018. doi: 10.4271/2018-01-0165.

[12] Nett, O.; Yang, Q.; Pasternak, M.: "Modelling emissions of diesel engine combustion with variable valve timing". In: *Final report FVV research project* 1027 (2020).

[13] Pasternak, M.; Mauss, F.; Perlman, C.; Lehtiniemi, H.: "Aspects of 0D and 3D modeling of soot formation for diesel engines". In: *Combustion Science and Technology* 186.10-11 (2014), pp. 1517–1535. issn: 0010-2202.

[14] *LOGEsoft v.1.08, LOGEengine v.2.00, LOGEtable v.1.00; User Manuals*. 2017.

[15] Bossung, C.; Grill, M.; Bargende, M.; Dingel, O.: "A quasi-dimensional charge motion and turbulence model for engine process calculations". In: Springer, 2015, pp. 1001–1019.

[16] Grasreiner, S.; Neumann, J.; Luttermann, C.; Wensing, M.; Hasse, C.: "A quasi-dimensional model of turbulence and global charge motion for spark ignition engines with fully variable valvetrains". In: *International Journal of Engine Research* 15.7 (2014), pp. 805–816. issn: 1468-0874.

[17] Borgnakke, C.; Davis, G. C.; Tabaczynski, R. J.: "Predictions of in-cylinder swirl velocity and turbulence intensity for an open chamber cup in piston engine". In: *SAE Transactions* (1981), pp. 964–978. issn: 0096-736X.

[18] Murakami, A.; Arai, M.; Hiroyasu, H.: *Swirl measurements and modeling in direct injection diesel engines*. Tech. rep. 1988.

[19] Matrisciano, A.; Franken, T.; Perlman, C.; Borg, A.; Lehtiniemi, H.; Mauss, F.: *Development of a computationally efficient progress variable approach for a direct injection stochastic reactor model*. Tech. rep. 2017. doi: 10.4271/2017-01-0512.

[20] Mauss, F.: "Entwicklung eines kinetischen Modells der Rußbildung mit schneller Polymerisation. Dissertation D82". Dissertation. RWTH Aachen, 1998.

[21] Nawdiyal, A.; Wang, X.; Seidel, L.; Mauss, F.; Zeuch, T.: "Kinetic model for surrogate diesel fuel comprising n-decane and α-methylnaphthalene". In: *24th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems (ICDERS)*.

[22] Nakov, G.: "Rohemissionsmodellierung auf Basis detaillierter Chemie". PhD thesis. BTU Cottbus-Senftenberg, 2015.

[23] *ESTECO. modeFRONTIER*. url: https : / / www . esteco . com / modefrontier (visited on 06/06/2020).

[24] Franken, T.; Sommerhoff, A.; Willems, W.; Matrisciano, A.; Lehtiniemi, H.; Borg, A.; Netzer, C.; Mauss, F.: *Advanced predictive diesel combustion simulation using turbulence model and stochastic reactor model*. Tech. rep. 2017. doi: 10.4271/2017-01-0516.

Biografische Notizen

Oliver Nett hat Maschinenbau mit dem Schwerpunkt Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität Berlin studiert und war seit 2016 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe. Während seiner Tätigkeit war er als Doktorand von Prof. Roland Baar im Bereich Brennverfahrensentwicklung am Dieselmotor tätig und bearbeitete die FVV-Projekte „FVV 1235 – Modelling emissions of a diesel engine combustion with variable valve timing“ und „FVV 1287 – Diesel combustion chamber insulation“ sowie „FVV 1408 – Cold start emission reduction“.
Prof. Baar wird ihm immer als motivierender Betreuer und fachlicher Berater in Erinnerung bleiben.

Michal Pasternak ist Manager für Forschung im Bereich der Verbrennungsmotoren und Simulationen bei LOGE Polska sp. z o.o. Zuvor war er als Ingenieur bei der Volkswagen AG und an der Brandenburgischen Technischen Universität tätig. Anschließend wechselte er auf die Position des Projektmanagers für Modellierung, Simulation und Optimierung von Verbrennungsmotoren bei der LOGE AB. Er kannte Roland Baar seit ihrer gemeinsamen Arbeit bei der Volkswagen AG und arbeitete auch danach in mehreren Forschungsprojekten stets gerne mit ihm zusammen.

Qirui Yang ist Forschungsingenieur am FKFS im Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigt sich mit dem Thema Modellierung und Simulation synthetischer Kraftstoffe. Während seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut IFS der Universität Stuttgart bearbeitete er in Kooperation mit dem Fachgebiet von Herrn Prof. Baar das FVV-Projekt „Modelling emissions of a diesel engine combustion with variable valve timing“. Er ist Prof. Baar dankbar für die gute Zusammenarbeit und wertvolle fachliche Beratung.

Fabian Mauss ist seit 2006 Inhaber des Lehrstuhls Thermodynamik/Thermische Verfahrenstechnik an der Brandenburgischen Technischen Universität am Standort Cottbus. Zuvor war er Inhaber des Lehrstuhls für Chemische Verbrennungsphysik an der Universität Lund (Schweden). Im Jahr 2005 hat er die Lund Combustion Engineering LOGE AB gegründet, die heute mit den Töchtern LOGE Deutschland GmbH und LOGE Polska Sp. z o.o. wissenschaftliche Software zur Simulation komplexer reaktiver Systeme erstellt. Er ist an mehr als 350 wissenschaftlichen Publikationen beteiligt, die die Entwicklung von komplexen chemischen Reaktionsmechanismen und deren Anwendbarkeit für reale technische Probleme, wie z. B. Motoren und deren Abgasnachbehandlung, zum Mittelpunkt haben. Er ist Gutachter für verschiedene Journale für grundlagenorientierte und angewandte Forschung.

Michael Bargende ist Inhaber des Lehrstuhls Fahrzeugantriebe am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart. Gleichzeitig ist er Mitglied des Vorstands des eng mit der Universität Stuttgart verbundenen Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) und Gutachter für verschiedene deutsche Forschungsvereinigungen, darunter der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) und der Allianz Industrie Forschung (AiF), sowie Aufsichtsratmitglied bei verschiedenen Firmen in der Automobilindustrie. Vor seinem Wechsel an die Hochschule war er 17 Jahre lang in der Forschung und Entwicklung bei Daimler-Benz und Mercedes-Benz in Stuttgart beschäftigt. Als Autor oder Co-Autor hat er an mehr als 200 wissenschaftlichen Veröffentlichungen mitgewirkt.

Tim Franken ist akademischer Mitarbeiter am Lehrstuhl Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik an der Brandenburgisch Technischen Universität Cottbus-Senftenberg. Sein Themenschwerpunkt ist die Entwicklung von Modellen und Methoden für die Optimierung von Kraftstoffen und Motoren. Er hat Prof. Roland Baar während des gemeinsamen FVV Projekts „Wassereinspritzung in Ottomotoren“ kennen gelernt, und er erinnert sich gerne daran, mit welchem Einsatz und welcher Motivation Prof. Baar das Projekt vorangetrieben hat.

Michael Grill promovierte 2006 am IVK der Universität Stuttgart über „Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren“. Seit 2006 arbeitet er am FKFS in Stuttgart und leitet seit 2015 den Bereich „0D/1D-Simulation“ mit vielfältigen Forschungs- und Entwicklungsprojekten. Während dieser Tätigkeit führte er mehrere Projekte zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Roland Baar durch. Er vermisst Herrn Baar als mitreißenden und zuverlässigen Projektpartner.

Matthias Diezemann ist Projektleiter im Bereich Combustion and Exhaust Gas Treatment der IAV GmbH in Berlin. „Ich kannte Roland Baar durch gemeinsame Forschungsprojekte. Im Rahmen von FVV-Forschungsprojekten im Bereich der motorischen Verbrennung konnte ich immer wieder erfolgreich mit ihm zusammenarbeiten.“

Selbstzündende Brennverfahren

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Numerical investigation of the effect of ethanol addition to diesel fuel on emission characteristics of diesel engines

Mehdi Bagheri, Clemens Biet

A two-dimensional phenomenological combustion model was developed to investigate the emission characteristics of diesel engines with different fuel compositions. The model divides the fuel spray into several radial and circumferential zones. The energy and mass conservation equations are subsequently solved for each zone using time steps as small as 1 degree crank angle for the whole compression and expansion phases. The model consists of several submodels, including spray development, fuel atomization, evaporation, combustion, formation of emissions, and exhaust gas recirculation. The model was developed in a modular fashion so that all submodels could be replaced with new ones or new modules could be introduced. In the present work, ethanol was added to pure diesel fuel at 5 %, 10 %, and 20 % molar fraction to investigate the changes in emission characteristics of the engine. It was observed that the addition of ethanol reduced the soot and NO_x emissions considerably. It was shown that the use of exhaust gas recirculation (EGR) could further reduce the NO_x emissions while keeping the soot emissions at the same level as for pure diesel fuel.

Introduction

Since 1885, when Karl Benz built the first practical automobile powered by a combustion engine fueled with gasoline [1], fossil fuels have been the primary source of energy in the automobile industry. The high energy density, ease of storage, and quick refueling are possibly the main reasons fossil fuels have survived for such a long time. However, as the emission regulations become more and more stringent these days, it gets harder for car manufacturers to meet the new regulations. Especially with the increased popularity of electric vehicles, it is now vital to introduce new emission control and reduction strategies to comply with stringent emission regulations. Although diesel engines as the main prime mover in today's industry offer better fuel economy in comparison with other combustion engines, they generate higher levels of toxic emissions without further exhaust aftertreatments. However, a handful of techniques could be used to overcome this issue.

Today, EGR (exhaust gas recirculation) is necessary in diesel engine design. By this technique the NO_x emissions are reduced noticeably as it decreases the peak combustion temperature in the engine, but it leads to higher soot formation rates. Much research has been done to reduce both types of emissions simultaneously. To solve this problem, PARK et al. [2] suggested the use of in-cylinder EGR stratification employing nonuniform in-cylinder EGR gas distribution. By this technique, a region with high EGR is generated in the cylinder so that there is no need to increase the overall EGR rate. As another solution, YOSHIMOTO et al. [3] suggested using EGR in combination with emulsified fuel, which results in noticeable NO_x reduction without worsening smoke density and brake-specific fuel consumption. To achieve controlled NO_x and soot levels, LEVENDIS et al. [4] suggested using EGR coupled with a high-collection-efficiency particulate trap.

In the present work, another possible solution for decreasing and controlling NO_x and soot emissions is presented. As the production of ethanol has recently become more economically viable, diesel-ethanol blends offer a good solution. As described in previous studies, diesel-ethanol blends can reduce soot emissions considerably [5]. On the other hand, the use of such blends does not require many design changes to the diesel engine, making diesel-ethanol blends a very attractive alternative to conventional diesel fuel. To investigate the effect of fuel composition on emission characteristics of diesel engines, a two-dimensional multizone phenomenological combustion model for diesel engines was developed, in which the fuel composition can be selected from the local fuel database containing data extracted from the literature [6; 7].

The modular structure of the model allows the implementation of different submodels with minimal effect on other submodels. The model was not developed for a specific diesel engine. Therefore, it can be used to investigate the performance and emissions of any direct-injection diesel engine, provided that the geometry data and technical specifications of the engine are available. The model is two-dimensional, meaning that it yields the distribution of important parameters and values across the spray. However, its computational time is much lower than 3D models, which makes it a fast and sufficiently precise tool for investigating engine performance and emissions. The details of the model are presented in the following sections.

Model description

The two-dimensional multizone phenomenological model considers two different areas in the combustion chamber, namely air and fuel spray. The fuel spray is then divided into multiple small control volumes called zones or packets. The zones are assumed to form in the direction of fuel injection (radial direction) as well as perpendicular to it (circumferential direction) (figure 1).

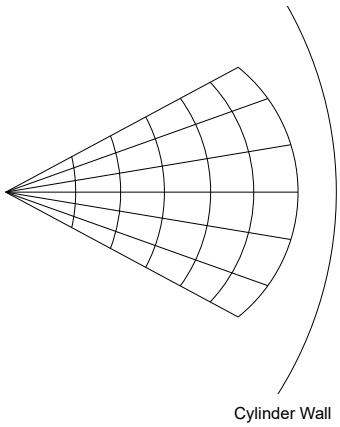


Figure 1: Zones in the fuel spray

The zones are assumed to be control volumes without mass or heat transfer between them. The model tracks the zones during the whole compression and expansion phase. It collects a history of composition, temperatures, and volumes of the zones. Additionally, the bulk temperature of the cylinder, cylinder pressure, and the mean values of NO_x and soot emissions are calculated by the model. The surrounding air starts to be entrained into the zones as the fuel spray moves forward in the combustion chamber. Consequently, the liquid fuel breaks up and fuel droplets form. With the start of evaporation, the formation of a fuel-air mixture begins and after the so-called ignition delay period, the combustion process starts. In contrast to CFD models, which additionally solve the conservation of momentum, this model only solves the equations of mass and energy conservation for every single zone at very small time steps. This makes it a much faster solution with reasonable accuracy. For the purpose of this work, the time step is chosen to be 1 degree crank angle. The properties at each time step are calculated using the values from the previous time step. Summing up the results of all zones gives the overall engine performance and emission characteristics. During the closed cycle of the engine, the model is requied to track many subprocesses, including fuel atomization, air entrainment, fuel evaporation, mixture preparation, combustion, and emissions formation. Three distinct phases are considered in the whole closed cycle of the engine, which are described in the following sections.

Phase 1: Compression phase before injection

As described in the literature, the volume of a cylinder at any crank angle can be calculated using the geometry of the engine as a function of crank angle [8; 9].

Before fuel injection, the contents of the cylinder can be considered as an ideal gas. In this phase, there is only one zone consisting of air trapped in the cylinder. As a consequence, the first law of thermodynamics for a closed system alongside with the ideal gas law can be applied [10; 11]:

$$pv = RT, \tag{1}$$

$$\mathrm{d}Q = \mathrm{d}E + p\mathrm{d}V, \tag{2}$$

where $\mathrm{d}Q$ is the amount of heat transfer to or from the cylinder walls. The initial pressure and temperature of the cylinder contents as well as the volume of the cylinder at the beginning of the phase are known. Using the initial conditions and applying the ANNAND [12] heat transfer model for calculation of $\mathrm{d}Q$, the pressure and temperature of the cylinder can be calculated. First, an initial estimate for the temperature is made assuming an isentropic process. Consequently, by applying the first law of thermodynamics in an iterative fashion the correct temperature is calculated.

Phase 2: After injection – before combustion

In this phase, the first law of thermodynamics for the air zone will be as follows [9; 13]:

$$\mathrm{d}Q = \mathrm{d}E + p\mathrm{d}V + h_{\mathrm{a}}\mathrm{d}m_{\mathrm{a}}. \tag{3}$$

As can be seen from equation 3, in this phase the mass transfer from the air zone to the fuel zones should also be taken into account. The quantity $\mathrm{d}m_{\mathrm{a}}$ is the total amount of air transferred to the fuel zones during a time step.
As a result of the entrainment of air into the fuel zones, the air zone loses mass, and the fuel zones gain mass through the inward flow of air. It is noteworthy that for simplicity the liquid fuel is neglected volumetrically. However, the fuel in its vapor phase is considered in all calculations. Therefore, the first law of thermodynamics for each fuel zone reads [10]:

$$\mathrm{d}Q = \mathrm{d}E + p\mathrm{d}V - h_{\mathrm{a}}\mathrm{d}m_{\mathrm{a}} - h_{\mathrm{f}}\mathrm{d}m_{\mathrm{f,ev}}, \tag{4}$$

where $\mathrm{d}m_{\mathrm{f,ev}}$ is the amount of evaporated fuel in the zone. The internal energy E of the zone's contents as well as the specific enthalpies are calculated using 4th order polynomial approximations of the temperature [6].
The Annand heat transfer correlation is used for the calculation of the heat transfer rate between zones and the cylinder wall. This correlation considers both convective and radiative heat transfer [12].

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{F} = \frac{a\lambda_{\mathrm{g}}}{D}(Re^{b})(T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{g}}) + c(T_{\mathrm{w}}^{4} - T_{\mathrm{g}}^{4}), \tag{5}$$

where T_w is the wall temperature, T_g is the bulk average temperature, D is the cylinder bore, λ_g is the gas thermal conductivity, and a, b, c are constants defined individually for each engine. Knowing the specific enthalpies, internal energy, and the heat transfer rate, one can solve the equations 4 and 5 to obtain the cylinder pressure and the cylinder temperature.

Phase 3: Combustion

In order for the fuel in each zone to be combustible, it needs to undergo physical and chemical changes, which take a specific amount of time called ignition delay. It is assumed that ignition starts when the following integral equals unity [14; 15].

$$I_{pr} = \int_0^t \frac{1}{T_{pr}}\,\mathrm{d}t = \int_0^t \frac{1}{K_{pr} \cdot p^{-0.757} \cdot e^{\frac{618840}{(CN+25)R_{mol}T}}}\,\mathrm{d}t, \tag{6}$$

where t is the ignition delay time, CN is the fuel cetane number, $1/T_{pr}$ is the rate of chemical preparation, and K_{pr} is a correction constant. This equation is solved separately for each zone with its local temperature. As soon as the fuel in the zone is prepared, it starts burning. An Arrhenius-type equation is used to calculate the rate of fuel combustion. These equations take the amount of evaporated fuel and available air in the zone into account [10].
If the term $m_{f,ev} - m_{f,bu}$ is lower than or equal to $(m_a - AF_{st} \cdot m_{f,bu})/AF_{st}$ the following applies:

$$\frac{\mathrm{d}m_{f,bu}}{\mathrm{d}t} = K_{bu} \cdot p^{0.757}(m_{f,ev} - m_{f,bu}) \cdot e^{\frac{-5500}{T}}, \tag{7}$$

else:

$$\frac{\mathrm{d}m_{f,bu}}{\mathrm{d}t} = K_{bu} \cdot p^{0.757}\left(\frac{m_a - AF_{st} \cdot m_{f,bu}}{AF_{st}}\right) \cdot e^{\frac{-5500}{T}}. \tag{8}$$

Reaction kinetics

One of the main components of the model is the combustion submodel. A set of 18 species was selected as combustion products in each zone. These species are as follows: CO_2 (1), H_2O (2), CO (3), H_2 (4), O_2 (5), N_2 (6), O (7), O_3 (8), H (9), OH (10), C (11), CH_4 (12), NO (13), NO_2 (14), NH_3 (15), HNO_3 (16), HCN (17), N (18).
The combustion submodel also has the ability to deal with fuel mixtures. EGR is an essential technique used in almost every diesel engine. The model is augmented with the ability to consider EGR by assuming the air zone to be composed of O_2, N_2, CO_2, and H_2O. Therefore, the reaction for a single mole of fuel is as follows:

$$\begin{aligned}
&X(\mathrm{C}_{n_1}\mathrm{H}_{m_1}\mathrm{O}_{e_1}\mathrm{N}_{f_1}) + (1-X)(\mathrm{C}_{n_2}\mathrm{H}_{m_2}\mathrm{O}_{e_2}\mathrm{N}_{f_2}) \\
&\quad + E(g_1\mathrm{O}_2 + h_1\mathrm{N}_2 + i_1\mathrm{CO}_2 + j_1\mathrm{H}_2\mathrm{O}) \\
&\quad + F(x_1\mathrm{CO}_2 + x_2\mathrm{H}_2\mathrm{O} + x_3\mathrm{CO} + x_4\mathrm{H}_2 + x_5\mathrm{O}_2 + x_6\mathrm{N}_2 \\
&\qquad + x_7\mathrm{O} + x_8\mathrm{O}_3 + x_9\mathrm{H} + x_{10}\mathrm{OH} + x_{11}\mathrm{C} + x_{12}\mathrm{CH}_4 \\
&\qquad + x_{13}\mathrm{NO} + x_{14}\mathrm{NO}_2 + x_{15}\mathrm{NH}_3 + x_{16}\mathrm{HNO}_3 + x_{17}\mathrm{HCN} + x_{18}\mathrm{N}) \\
&\longrightarrow T(y_1\mathrm{CO}_2 + y_2\mathrm{H}_2\mathrm{O} + y_3\mathrm{CO} + y_4\mathrm{H}_2 + y_5\mathrm{O}_2 + y_6\mathrm{N}_2 \\
&\qquad + y_7\mathrm{O} + y_8\mathrm{O}_3 + y_9\mathrm{H} + y_{10}\mathrm{OH} + y_{11}\mathrm{C} + y_{12}\mathrm{CH}_4 \\
&\qquad + y_{13}\mathrm{NO} + y_{14}\mathrm{NO}_2 + y_{15}\mathrm{NH}_3 + y_{16}\mathrm{HNO}_3 + y_{17}\mathrm{HCN} + y_{18}\mathrm{N}).
\end{aligned} \tag{9}$$

The quantity $(\mathrm{C}_{n_1}\mathrm{H}_{m_1}\mathrm{O}_{e_1}\mathrm{N}_{f_1})$ is the first and $(\mathrm{C}_{n_2}\mathrm{H}_{m_2}\mathrm{O}_{e_2}\mathrm{N}_{f_2})$ the second fuel. The quantity X is the mole-based mixture ratio of the fuels and varies from 0 to 1. The quantity E is the ratio of moles intake to moles fuel, and F is the ratio of moles products to moles fuel. The quantity T is the total amount of products; y_1 to y_{18} are the mole fractions of the reaction products. Further, x_1 to x_{18} are the mole fraction of combustion products from the last time step.
It should be noted that in the above equations, y_1 to y_{18} and T are unknown, but we know that the sum of product mole fractions is equal to unity.

$$\sum_{i=1}^{18} y_i = 1 \tag{10}$$

By applying atom balance equations for C, H, O, N atoms and mathematical rearrangements, the following 3 equations are obtained:

$$\begin{aligned}
&2y_2 + 2y_4 + y_9 + y_{10} + 4y_{12} + 3y_{15} + y_{16} + y_{17} \\
&\quad - A(y_1 + y_3 + y_{11} + y_{12} + y_{17}) = 0
\end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
&2y_1 + y_2 + y_3 + 2y_5 + y_7 + 3y_8 + y_{10} + y_{13} + 2y_{14} + 3y_{16} \\
&\quad - B(y_1 + y_3 + y_{11} + y_{12} + y_{17}) = 0,
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
&2y_6 + y_{13} + y_{14} + y_{15} + y_{16} + y_{17} + y_{18} \\
&\quad - C(y_1 + y_3 + y_{11} + y_{12} + y_{17}) = 0.
\end{aligned} \tag{13}$$

The detailed derivation of the abovementioned equations and the definition of constants A, B and C can be obtained from the author's other work [16].
As a result, there are 4 equations and 18 unknowns. Therefore, 14 more equations are required to be able to calculate the unknowns y_1 to y_{18}. These additional equations are obtained by considering the dissociation of species, presented in [16]. The final system of equations can be reduced to the following 4 nonlinear equations by rewriting all equations in terms of y_7, y_9, y_{11}, y_{18} [16]:

$$
\begin{aligned}
\mathrm{F}_1:\ 0 &= 2C_{11}y_7y_9^2 + 2C_{13}y_9^2 + y_9 + C_{17}y_7y_9 \\
&\quad + 4C_{18}y_{11}y_9^4 + 3C_{21}y_{18}y_9^3 + C_{22}y_7^3y_{18}y_9 + C_{23}y_9y_{11}y_{18} \\
&\quad - A(C_{10}y_7^2y_{11} + C_{12}y_7y_{11} + y_{11} + C_{18}y_{11}y_9^4 + C_{23}y_9y_{11}y_{18}),
\end{aligned} \tag{14}
$$

$$
\begin{aligned}
\mathrm{F}_2:\ 0 &= 2C_{10}y_7^2y_{11} + C_{11}y_7y_9^2 + C_{12}y_7y_{11} + 2C_{14}y_7^2 + y_7 \\
&\quad + 3C_{16}y_7^3 + C_{17}y_7y_9 + C_{19}y_7y_{18} + 2C_{20}y_7^2y_{18} + 3C_{22}y_7^3y_{18}y_9 \\
&\quad - B(C_{10}y_7^2y_{11} + C_{12}y_7y_{11} + y_{11} + C_{18}y_{11}y_9^4 + C_{23}y_9y_{11}y_{18}),
\end{aligned} \tag{15}
$$

$$
\begin{aligned}
\mathrm{F}_3:\ 0 &= 2C_{15}y_{18}^2 + C_{19}y_7y_{18} \\
&\quad + C_{20}y_7^2y_{18} + C_{21}y_{18}y_9^3 + C_{22}y_7^3y_{18}y_9 + C_{23}y_9y_{11}y_{18} + y_{18} \\
&\quad - C(C_{10}y_7^2y_{11} + C_{12}y_7y_{11} + y_{11} + C_{18}y_{11}y_9^4 + C_{23}y_9y_{11}y_{18}),
\end{aligned} \tag{16}
$$

$$
\begin{aligned}
\mathrm{F}_4:\ 0 &= C_{10}y_7^2y_{11} + C_{11}y_7y_9^2 + C_{12}y_7y_{11} + C_{13}y_9^2 + C_{14}y_7^2 + C_{15}y_{18}^2 + y_7 \\
&\quad + C_{16}y_7^3 + y_9 + C_{17}y_7y_9 + y_{11} + C_{18}y_{11}y_9^4 + C_{19}y_7y_{18} \\
&\quad + C_{20}y_7^2y_{18} + C_{21}y_{18}y_9^3 + C_{22}y_7^3y_{18}y_9 + C_{23}y_9y_{11}y_{18} + y_{18} - 1.
\end{aligned} \tag{17}
$$

As this system of equations is solved for each zone iteratively and at all time steps after the combustion has started, this simplification of the system has a positive impact on the computational time of the model. The Newton-Raphson iteration method [17] can be used to solve this system of nonlinear equations. For this iteration method to converge, a reasonably close initial guess for the unknowns of the above equations should be made, which can be achieved by assuming that the combustion in the zone is ideal. In this case the only products of the combustion would be CO_2, H_2O, N_2 and O_2:

$$
\begin{aligned}
&X(\mathrm{C}_{n_1}\mathrm{H}_{m_1}\mathrm{O}_{e_1}\mathrm{N}_{f_1}) + (1-X)(\mathrm{C}_{n_2}\mathrm{H}_{m_2}\mathrm{O}_{e_2}\mathrm{N}_{f_2}) \\
&\quad + E(g_1\mathrm{O}_2 + h_1\mathrm{N}_2 + i_1\mathrm{CO}_2 + j_1\mathrm{H}_2\mathrm{O}) \\
&\longrightarrow T(y_1\mathrm{CO}_2 + y_2\mathrm{H}_2\mathrm{O} + y_3\mathrm{N}_2 + y_4\mathrm{O}_2).
\end{aligned} \tag{18}
$$

This results in a system of 4 equations and 4 unknowns, which can be solved readily. Having the values of concentrations of CO_2, H_2O, N_2 and O_2 for the above system, the initial values for the unknowns y_7, y_9, y_{11} and y_{18} can now be calculated. With this mechanism it is ensured that the initial guesses are good enough for the Newton-Raphson method to converge.

It is noteworthy that the composition of EGR is calculated using a much simpler combustion model. The rate of EGR is given to the model as the ratio of mass of recirculated exhaust gases to the mass of exhaust gases. It is assumed that the total amount of the fuel injected into the cylinder is burnt completely and produces only CO_2, H_2O, N_2 and O_2. Knowing the rate of EGR, the amount of injected fuel, and the air mass available for combustion in the zone, one can calculate the mass and moles of the species. Hence, the composition of the intake gas can be calculated, which is a mixture of pure air and recirculated exhaust gas.

Nitric oxide formation submodel

The term NO_x is generally used to represent the sum of NO and NO_2. Although NO_2 emissions are usually negligible in SI engines, they could range from 10 % to 30 % of the total NO_x emissions in diesel engines, where the higher value corresponds to low load conditions [18]. For simplicity, in this work only NO emissions were considered. However, a rough estimate of NO_2 emissions could be calculated using the abovementioned ratios. The characteristic reaction time for hydrocarbon oxidation reactions that occur in the engine flame is significantly shorter than the time required for nitrogen oxide formation [18]. Therefore, the chemical equilibrium calculation cannot predict the concentration of the nitrogen oxide correctly. Thus, in order to calculate the concentration of NO the model proposed by Lavoie is used. In this model, a set of reactions that govern the formation of nitric oxide is proposed, and rate equations for nitric oxide concentrations as a function of time in the postflame gases are derived [18]. The reaction equations and their corresponding forward reaction rates are as follows:

$$\mathrm{N} + \mathrm{NO} \rightleftharpoons \mathrm{N_2} + \mathrm{O} \quad k_{1,\mathrm{f}} = 3.1 \cdot 10^{10} \cdot e^{-\frac{160}{T}}, \tag{19}$$

$$\mathrm{N} + \mathrm{O_2} \rightleftharpoons \mathrm{NO} + \mathrm{O} \quad k_{2,\mathrm{f}} = 6.4 \cdot 10^{6} \cdot T \cdot e^{-\frac{3125}{T}}, \tag{20}$$

$$\mathrm{N} + \mathrm{OH} \rightleftharpoons \mathrm{NO} + \mathrm{H} \quad k_{3,\mathrm{f}} = 4.2 \cdot 10^{19}. \tag{21}$$

As proposed by Lavoie, the rate of change of NO concentration can be expressed as:

$$\frac{1}{V}\frac{\mathrm{d}((\mathrm{NO})V)}{\mathrm{d}t} = 2(1-\alpha^2) \cdot \frac{R_1}{1 + \frac{\alpha R_1}{R_2 + R_3}}, \tag{22}$$

where $R_1 = k_{1,\mathrm{f}}(\mathrm{N})_\mathrm{e}(\mathrm{NO})_\mathrm{e}$, $R_2 = k_{2,\mathrm{f}}(\mathrm{N})_\mathrm{e}(\mathrm{O_2})_\mathrm{e}$, $R_3 = k_{3,\mathrm{f}}(\mathrm{N})_\mathrm{e}(\mathrm{OH})_\mathrm{e}$, $\alpha = \frac{\mathrm{NO}}{(\mathrm{NO})_\mathrm{e}}$. Here, e denotes the concentration at equilibrium. The above differential equation is solved using a 4th order Runge-Kutta iterative algorithm with a substep of $1/20\mathrm{th}$ of the main time step. This equation is solved for each zone at every time step after the start of combustion.

Soot formation submodel

For the purpose of soot modelling, the model proposed by Lipkea and DeJoode [19] was used, in which the net rate of soot formation is calculated by defining separate formation and consumption rates and then calculate the difference:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{s,f}}}{\mathrm{d}t} = A_{\mathrm{s,f}}(m_{\mathrm{f,ev}} - m_{\mathrm{f,bu}})^{0.8} \cdot p^{0.5} \cdot e^{-\frac{E_{\mathrm{s,f}}}{R_{\mathrm{mol}} \cdot T}}, \tag{23}$$

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{s,c}}}{\mathrm{d}t} = A_{\mathrm{s,c}} \cdot m_{\mathrm{s,n}} \cdot \frac{p_{\mathrm{O_2}}}{p} \cdot p^{1.8} \cdot e^{-\frac{E_{\mathrm{s,c}}}{R_{\mathrm{mol}} \cdot T}}, \tag{24}$$

$$\frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{s,n}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{s,f}}}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}m_{\mathrm{s,c}}}{\mathrm{d}t}, \tag{25}$$

where $p_{\mathrm{O_2}}$ is the partial pressure of oxygen. The following values are used for constants and activation energies:

$$A_{\mathrm{s,f}} = 5,\ A_{\mathrm{s,c}} = 1000,\ E_{\mathrm{s,f}} = 30 \cdot 10^6\ \mathrm{J/kmol},\ E_{\mathrm{s,c}} = 50 \cdot 10^6\ \mathrm{J/kmol}. \tag{26}$$

The calculation will provide the mass of soot in each zone. The total amount of generated soot is equal to the sum of the masses over all zones. To express the density in $\mathrm{mg/m^3}$, a reference volume is necessary, which is chosen to be the volume at standard temperature and pressure of the air trapped in the cylinder.

Model validation

As explained in another study [16], the combustion submodel was validated by a comparison with STANJAN code [20], which is a powerful tool for chemical equilibrium analysis in single and multiphase systems. Figure 2 shows the mole fraction error calculated based on values obtained from the model and STANJAN code.

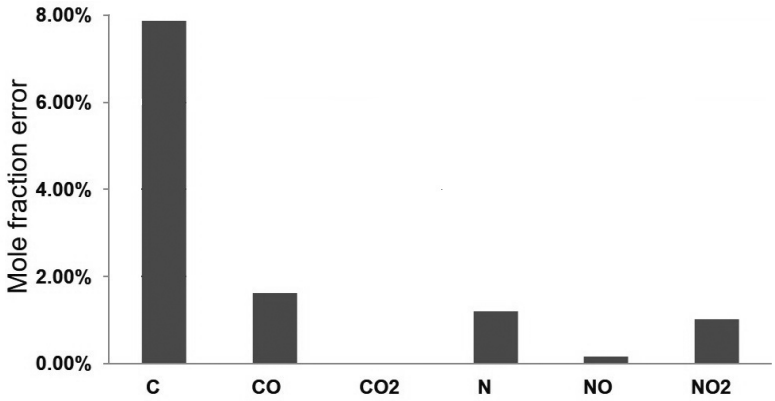


Figure 2: Mole fraction calculation error

The relative errors for six species are presented in figure 2, where the percentage of error for C is roughly 8 % and for other species less than 2 %. The greater

percentage of error for C could be attributed to the species set used by STANJAN code, which considers fewer species than the model presented in this work.
To validate the nitric oxide formation submodel, the experimental data obtained from the engine introduced in the work of KAHRSTEDT et al. [21] was used. The measurements were performed on a direct injection diesel engine fueled with pure diesel fuel, with a stroke of 95.5 mm and a bore of 81 mm at 1500 rpm at full load. The results from the simulation show a NO_x concentration of 1150 ppm, which is 6 % higher than the experimental data obtained from the abovementioned technical paper.
The predicted results of the model for soot density and NO_x concentration when using diesel-ethanol blends exhibit the same behavior as presented in the study of CUI et al. [22], where diesel-ethanol blends generated lower soot and NO_x emissions. Also RAKOPOULOS et al. [13] showed that the use of diesel-ethanol blends reduces both soot and NO_x.

Selection of fuels and simulation procedure

To investigate the effect of ethanol addition, four different fuel compositions were selected for comparison in a simulative study. As a baseline, pure diesel fuel was chosen as the first fuel. As suggested in the literature, it was assumed that the diesel fuel only consists of $C_{12}H_{26}$ molecules [13; 23]. The next three fuels are diesel-ethanol blends with 5 %, 10 %, and 20 % molar fraction of ethanol, denoted here by ET5, ET10, and ET20 respectively. In order to assess the effect of the individual fuels independently as well as in combination with EGR, the following experimental design was selected. First, the investigation contained experiments with pure diesel fuel and EGR rates of 0 %, 10 %, and 20 %. Afterwards, the ET5, the ET10, and the ET20 fuel were tested without EGR. Finally, the ET20 fuel was applicated with EGR rates of 10 % and 20 % to determine its effects in combination with the added ethanol.
All simulations were run at 2500 rpm and 75 % load, equal to an IMEP of 20 bar on a direct injection diesel engine with a compression ratio of 16.2, a bore of 83 mm, and a stroke of 99 mm.

Results and discussion

Figures 3 and 4 show the evolution of the mean cylinder temperature from −50 ATDC to +50 ATDC.

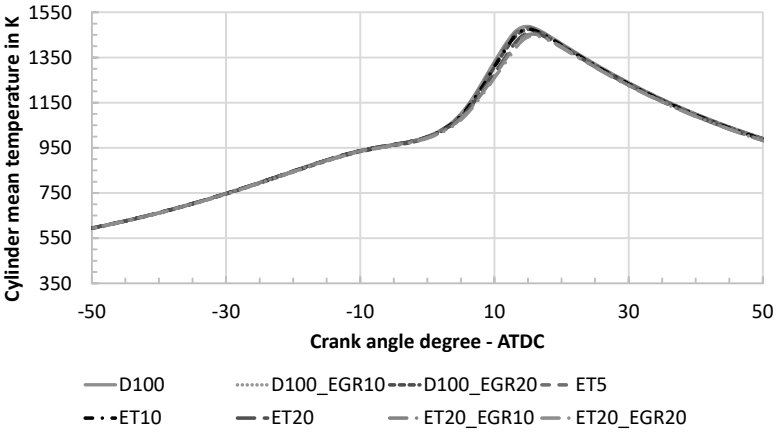


Figure 3: Evolution of the average cylinder temperature

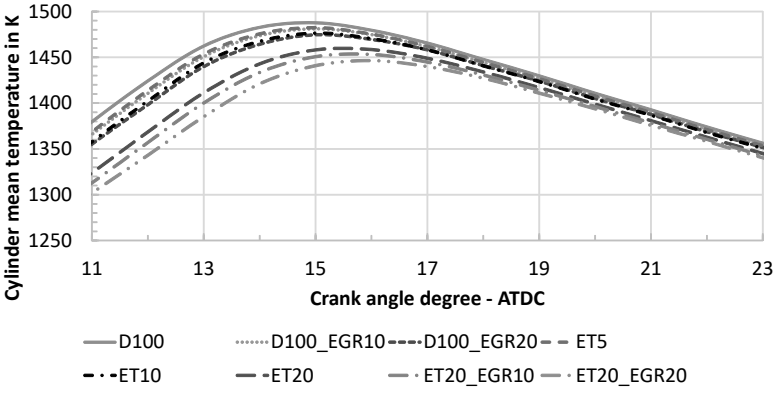


Figure 4: Evolution of the average cylinder temperature (peak zone)

Figures 3 and 4 show that, except for the range between 11 °CA ATDC and 20 °CA ATDC, the cylinder temperatures are almost the same for all fuels. However, there is a 3 % difference between the highest and lowest peak average gas temperatures of the cylinder for different fuels and EGR rates. As shown in figure 4, the pure diesel fuel has the highest peak temperature. The addition of ethanol and the application of EGR reduce the peak temperature noticeably so that E20 fuel with 20 % EGR has the lowest peak temperature. Figures 5 and 6 show the evolution of the cylinder pressure during the closed cycle.

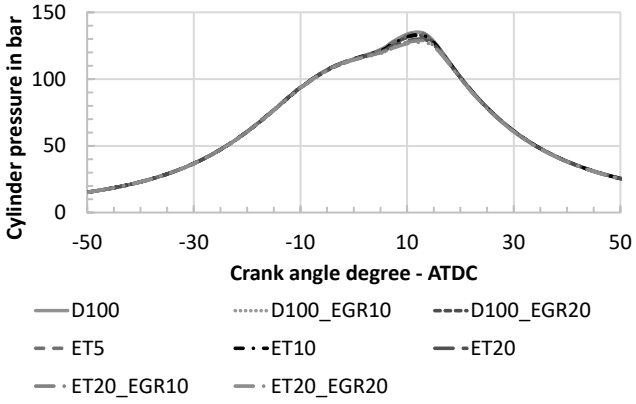


Figure 5: Evolution of the cylinder pressure

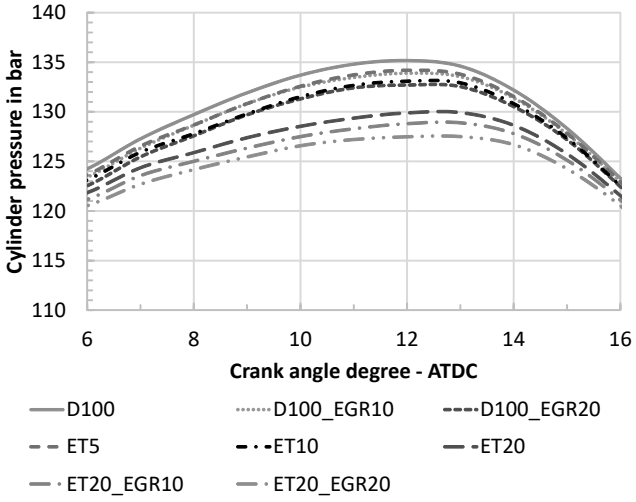


Figure 6: Evolution of the cylinder pressure (peak zone)

As expected, the cylinder pressure behavior, like the temperature, remains almost the same for all fuels and EGR rates with slight differences in the peak zone at around 12 °CA ATDC. Pure diesel fuel has the highest peak pressure and E20 fuel with 20 % EGR has the lowest. The NO_x concentrations are shown in figure 7. As expected, the NO_x concentration is directly proportional to the temperature.

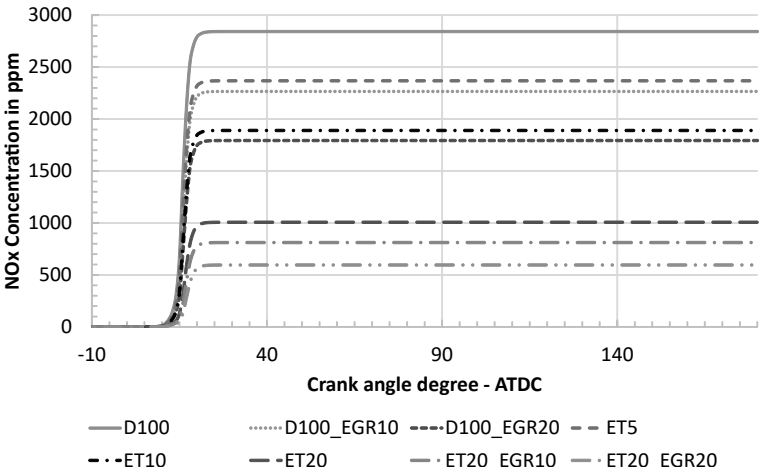


Figure 7: NO_x concentration for different fuel compositions and EGR rates

Diesel fuel shows the highest maximum temperature among the fuels and therefore the highest NO_x concentration, because this concentration is highly affected by the local temperature of the zones. Although the peak temperature of the cylinder is roughly 1500 K, as visible in figure 3, there are areas in the cylinder with a local temperature of more than 2100 K. Owing to the multizone model, these temperatures are captured and the NO_x concentration is calculated based on these local temperatures. To provide a better understanding of the temperature differences between the zones, the temperature distribution across the spray at 14 °CA ATDC for the pure diesel fuel is shown schematically in figure 8.

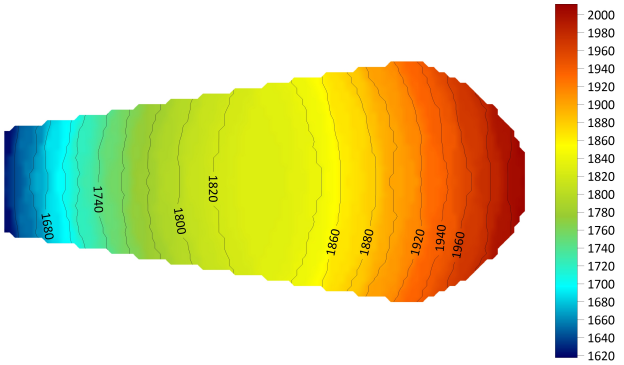


Figure 8: Temperature distribution across the spray at 14 °CA ATDC for the pure diesel fuel

Figure 9 shows the change of soot density over the closed cycle. To illustrate the soot density at the end of the expansion phase, which represents the exhaust soot density in the exhaust manifold, final soot densities for different fuels are shown in figure 10.

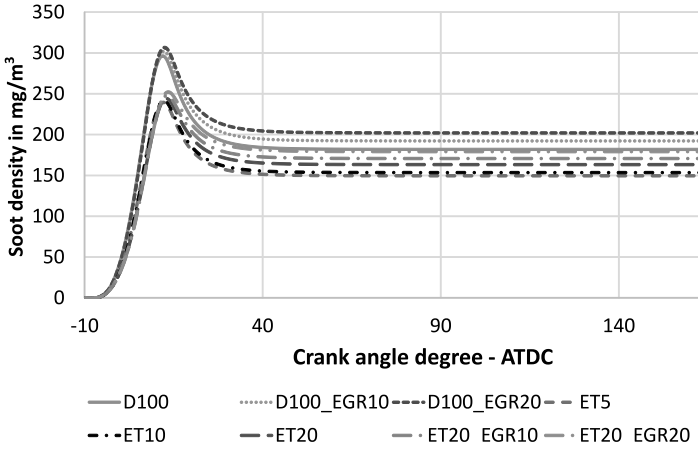


Figure 9: Soot density for different fuel compositions and EGR rates

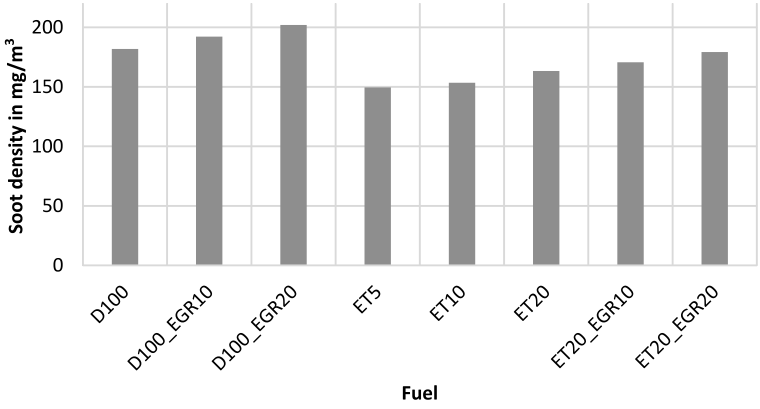


Figure 10: Final soot density for different fuel compositions and EGR rates

In contrast to temperature and pressure trends, the effect of EGR and ethanol addition on the soot density is more prominent. As expected, the application of EGR increases the soot density, so that pure diesel with 20 % EGR leads to the

highest soot density. Contrary to this, the addition of ethanol initially reduces the soot density, so that the soot density for ET5 is the lowest. However, with increasing percentages of ethanol in the fuel mixture the soot density increases. This could be attributed to the considerably different rates of soot formation and consumption for the diesel-ethanol fuel blends. Considering figures 7 and 10 together shows that the ET20 fuel with 20 % EGR can reduce the NO_x emissions remarkably without increasing the soot emission levels.

Conclusion

A two-dimensional multizone phenomenological diesel combustion model was developed to investigate the effect of fuel composition and EGR on the emission characteristics of diesel engines. For this purpose, diesel-ethanol blends with 5 %, 10 %, and 20 % molar fraction of ethanol and with EGR rates of 10 % and 20 % were used. It was shown that both the addition of ethanol and the application of EGR reduce the peak temperatures in the cylinder. Moreover, it was shown that using 20 % EGR reduce the peak average gas temperature of the cylinder, which resulted in noticeable reductions of NO_x. The addition of ethanol also had a significant effect on lowering the concentration of NO_x, which was further reduced for the ET20 fuel with 20 % EGR. As the peak temperature in the cylinder decreases, the rate of soot oxidation also decreases, resulting in higher exhaust soot emissions. The soot concentration for the pure diesel fuel was increased by 11 % for the same fuel with 20 % EGR. It was shown that this increase could be avoided by the addition of ethanol, where the ET20 fuel with 20 % EGR produced soot levels comparable to the pure diesel fuel.
Although the model presented in this work is not suitable for providing real-time results, it is fast enough to provide reliable results for evaluating performance and emission characteristics of diesel engines. Furthermore, the computational time of the model is significantly less than the computational time needed for CFD models. Additionally, the model was developed in a modular way, which makes its further development and refinement easier. The nitric oxide formation submodel could be further developed to calculate also the NO_2 emissions in the future.

References

[1] Benz & Co: *Fahrzeug mit Gasmotorenbetrieb*. Patentschrift. Mannheim, Jan. 1886.

[2] Park, W.; Lee, S.; Choi, S.; Min, K.; Choi, H.; Kim, S.: "Study on the Effects of the In-Cylinder EGR Stratification on NOx and Soot Emissions in Diesel Engines". In: *SAE Technical Paper*. SAE International, Sept. 2011. doi: 10.4271/2011-24-0021.

[3] Yoshimoto, Y.; Tsukahara, M.; Li, Z.; Sano, H.: "NOx Reduction with EGR in a Diesel Engine Using Emulsified Fuel". In: *International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition*. SAE International, Oct. 1998. doi: 10.4271/982490.

[4] Levendis, Y. A.; Pavlatos, I.; Abrams, R. F.: "Control of Diesel Soot, Hydrocarbon and NOx Emissions with a Particulate Trap and EGR". In: *International Congress & Exposition*. SAE International, Mar. 1994. doi: 10.4271/940460.

[5] Hansen, A. C.; Zhang, Q.; Lyne, P. W. L.: "Ethanol–diesel fuel blends —- a review". In: *Bioresource Technology* 96.3 (2005), pp. 277–285. issn: 0960-8524. doi: 10.1016/j.biortech.2004.04.007.

[6] Chase, M. W., ed.: *NIST-JANAF Thermochemical Tables*. 4th ed. Maryland: American Institute of Physics, 1998. isbn: 978-1-563-96831-0.

[7] Yaw, C. L., ed.: *Thermophysical properties of chemicals and hydrocarbon*. 1st ed. Beaumont, 2009. isbn: 978-0-8155-1596-8.

[8] Heywood, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1st ed. McGraw-Hill Education, 1988. isbn: 978-0-070-28637-5.

[9] Rakopoulos, C. D.; Antonopoulos, K. A.; Rakopoulos, D. C.: "Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its bio-diesel". In: *Energy Conversion and Management* 48.7 (2007), pp. 1881–1901. issn: 0196-8904. doi: 10.1016/j.enconman.2007.01.026.

[10] Ferguson, C. R.; Kirkpatrick, A. T.: *Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences*. 3rd ed. July 2015. isbn: 978-1-118-92652-9.

[11] Borgnakke, C.; Sonntag, R. E.: *Fundamentals of Thermodynamics*. 8th ed. Michigan, Aug. 2013. isbn: 978-1-118-65286-2.

[12] Annand, W. J. D.: "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 177.1 (June 1963), pp. 973–996. doi: 10.1243/PIME_PROC_1963_177_069_02.

[13] Rakopoulos, C. D.; Antonopoulos, K. A.; Rakopoulos, D. C.; Hountalas, D. T.: "Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends". In: *Energy Conversion and Management* 49.4 (2008), pp. 625–643. issn: 0196-8904. doi: 10.1016/j.enconman.2007.07.035.

[14] Hodgetts, D.; Shroff, H. D.: "More on the formation of nitric oxide in a diesel engine". In: *Combustion in Engines*. 1975, pp. 129–138.

[15] Rakopoulos, C. D.; Hountalas, D. T.; Taklis, G. N.; Tzanos, E. I.: "Analysis of combustion and pollutants formation in a direct injection diesel engine using a multi-zone model". In: *International Journal of Energy Research* 19.1 (1995), pp. 63–88. doi: 10.1002/er.4440190109.

[16] Bagheri, M.; Baar, R.: "Simultaneous Application of Exhaust Gas Recirculation and Non-Constant Injection Rates to Reduce NOx and Soot Emissions in Diesel Engines". In: *Emission Control Science and Technology* 4 (2018), pp. 4–14. doi: 10.1007/s40825-017-0080-4.

[17] Press, W. H.; Teukolsky, S. A.; Vetterling, W. T.; Flannery, B. P.; Metcalf, M.: *Numerical Recipes in C. The Art of Scientific Computing*. 2nd ed. London, 1992. isbn: 978-0-521-43108-8.

[18] Finesso, R.; Misul, D.; Spessa, E.: "Estimation of the Engine-Out NO2/NOx Ratio in a EURO VI Diesel Engine". In: *SAE 2013 World Congress & Exhibition*. SAE International, Apr. 2013. doi: 10.4271/2013-01-0317.

[19] Lipkea, W. H.; DeJoode, A. D.: "Direct Injection Diesel Engine Soot Modeling: Formulation and Results". In: *International Congress & Exposition*. SAE International, Mar. 1994. doi: 10.4271/940670.

[20] Reynolds, W. C.: *STANJAN. Interactive Computer Programs for Chemical Equilibrium Analysis*. Stanford, 1981.

[21] Kahrstedt, J.; Engler, H.-J.; Dorenkamp, R.; Jauns-Seyfried, S.: "Der Modulare Dieselmotoren-Baukasten von Volkswagen". In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 73 (12 2012), pp. 954–963. doi: 10.1007/s35146-012-0525-9.

[22] Cui, X.; Helmantel, A.; Golovichev, V.; Denbratt, I.: "Combustion and Emissions in a Light-Duty Diesel Engine Using Diesel-Water Emulsion and Diesel-Ethanol Blends". In: *SAE 2009 Powertrains Fuels and Lubricants Meeting*. SAE International, Nov. 2009. doi: 10.4271/2009-01-2695.

[23] Borman, G. L.; Johnson, J. H.: "Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air". In: *Pre-1964 SAE Technical Papers*. SAE International, Jan. 1962. doi: 10.4271/620271.

Biographic Notes

Mehdi Bagheri finished his master degree at K.N. Toosi University of Technology in Tehran, Iran in 2009. In 2014 he started his PhD at „Fahrzeugantriebe“ (then „Verbrennungskraftmaschinen“) institute under the supervision of Prof. Dr. Roland Baar. Since then, he has been working on the development of numerical models of combustion and emissions formation in diesel engines.

Clemens Biet was a research assistant at the Chair of Powertrain Technologies at Technische Universität Berlin from 2012 to 2018 and was engaged with manifold research questions concerning the exhaust gas turbocharger. In 2017 he published his doctoral thesis on the acoustics of ball bearing exhaust gas turbochargers. Since 2018 Clemens Biet has held the junior professorship of „Integrated Modelling of Efficient Vehicle Powertrains“, which had been initialized by Prof. Baar.
With his way of being very determined and yet calm at the same time, Prof. Baar left a mark on me and remains a role model in many different regards for my current scientific activity. I feel a lot of gratitude for his trust, his support and especially for the many diverse opportunities which he made possible for me, the junior professorship being one of them. I regret not being able to engage with him in research and teaching at TU Berlin as colleagues.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Effects of new nozzle hole configurations on air utilization and soot emissions of diesel engines

Klaus Hielscher, Maximilian Brauer, Wolfgang Tschiggfrei, Gerhard Buschmann

With conventional combustion processes unused regions with air remain between the injection jets. To utilize these, a 14-hole nozzle and a nozzle with 6 smaller and 6 larger spray hole diameters were developed. Both nozzles show increased soot emissions. The optical analyses reveal an improved air utilization during the main injection, which leads to higher local combustion temperatures for both nozzles. The higher temperatures can increase soot formation. In the later stages of the combustion the new nozzles show poorer air utilization than the 8-hole reference nozzles. The latter show a distinct backflow of the combustion from the piston bowl, which improves the air utilization and promotes soot oxidation. With the new nozzles this behavior is less developed because of a lower spray momentum resulting from the smaller spray hole diameters.

Introduction

Ever stricter emission limits have led to the development of diesel injection systems with smaller spray hole diameters and higher injection pressure. In addition, the number of spray holes has been varied. Conventional combustion processes show unused regions of air between the injection jets at the beginning of the combustion. The aim of this study is to utilize those regions for the combustion with the help of new spray hole configurations with larger numbers of holes to reduce the soot emissions.

Fundamentals of soot emissions and mixture formation

Soot is the essential part of the particulate matter (PM) emissions of combustion engines. The main factors influencing the soot formation and oxidation are the air-fuel ratio (AFR) and the combustion temperature. Because of the characteristics of the diesel process, the local AFR and the local combustion temperatures differ widely. Most of the soot formed at the beginning of the combustion will be oxidized at a later stage of the combustion process. The formation of soot is based on a local

lack of air. This process intensifies at an AFR of 0.5 or below and a temperature of 1500 K to 2500 K. For the soot oxidation excess air and a temperature above 1800 K is required [1–3].
The last part of the injection system that is passed by the fuel is the spray hole. Hence, the influence of the hole on mixture formation and combustion is high. The factor with the greatest influence is the spray hole diameter. Decreased diameters lead to smaller mean droplet sizes because of an improved spray break-up [4]. The air entrainment into the spray jets increases relative to the injected fuel mass, and the fuel can evaporate more rapidly [5]. In the end this leads to a lean mixture, which generally has a positive effect on the soot emissions. Smaller spray hole diameters reduce the spray momentum, the penetration depth of the liquid, and the vaporized fuel [6]. This is especially significant for passenger car engines because of their relatively small cylinder bores. In these engines the injected fuel interacts with the wall of the combustion chamber, more specifically, the piston bowl. The liquid or vaporized fuel is deflected off the wall leading to so-called wall jets, which create vortices (figure 1). The wall jets occur in circumferential direction and in radial direction. So with sufficient spray momentum the fuel is deflected off the piston bowl and flows back to the middle of the combustion chamber, which leads to higher air utilization. The vortices support the transport of fuel back towards the middle of the combustion chamber too [7]. These effects can decrease the soot emissions in the low-load range [7–9] although the soot emissions can increase if fuel deposits on the wall [10].

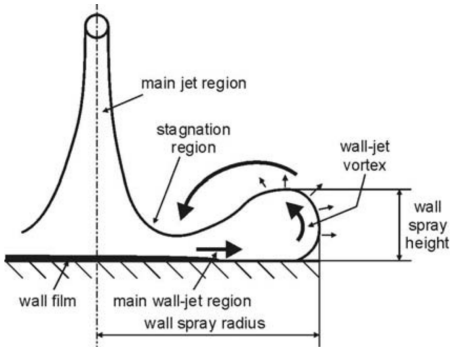


Figure 1: Jet-wall interaction [11, p. 29]

Experimental setup – engine and injection system

To evaluate the nozzles in terms of effective fuel consumption and soot emissions they were first measured on a single-cylinder emission engine. Afterwards the nozzles were analyzed on the optical engine.

The combustion process of the engines is based on a four-cylinder diesel engine from the passenger car sector with a cylinder displacement of $V_h = 536\,cm^3$ and a bore of $D = 83\,mm$. The shape of the piston bowl, the cylinder head, and the intake manifold correspond to the original four-cylinder engine. The compression ratio of the emission engine is 16.2. The optical engine features an extended and slotted piston similar to the engine of BOWDITCH [12]. The piston crown provides an optical access through a quartz glass window. The diameter of the visible area is 47.8 mm while the maximum diameter of the piston bowl is 55.4 mm. The upper part of the liner is designed as an exchangeable ring that can be made of aluminum or quartz glass. This requires a correspondent deep position of the piston rings, leading to an enlarged top land area. As a consequence the compression ratio decreases to 14.9 due to the increased parasitic volume, and the wall heat losses increase due to the larger surface area of the combustion chamber. Contrary to most optical engine concepts, the engine used in this study is fitted with two conventional compression rings made of steel. The lubrication is ensured by a felt ring below the compression rings, which has to be saturated manually with oil.
The injection system is a common-rail system. Five different nozzles with conical spray holes were analyzed. The spray hole configurations are set out in table 1.

Table 1: Analyzed spray hole configurations

Notation of nozzle –	**Hydraulic flow rate** $^{cm^3}/_{30\,s}$	**Spray hole number** –	**Spray hole diameter** μm
HF355/8H	355	8	120
HF355/14H	355	14	90
HF400/8H	400	8	130
HF400/6+6H	400	6+6	90/120
HF205/8H	205	8	90

Two nozzles with 8 spray holes and a hydraulic flow of $355\,^{cm^3}/_{30\,s}$ and $400\,^{cm^3}/_{30\,s}$ respectively serve as the references. Based on the HF355/8H nozzle, the number of holes was increased to 14, which results in spray hole diameters decreased from $120\,\mu m$ to $90\,\mu m$. In addition, a nozzle with 12 spray holes was analyzed, where 6 larger spray holes ($120\,\mu m$) alternate with 6 smaller ($90\,\mu m$) spray holes. This nozzle is therefore called 6+6-hole nozzle and has a hydraulic flow rate of $400\,^{cm^3}/_{30\,s}$. To analyze the effect of a reduced spray hole diameter independently of an increased number of holes, the research includes an 8-hole nozzle with a hydraulic flow of $205\,^{cm^3}/_{30\,s}$.

Optical measurement techniques

Various measurement techniques were used on the optical engine. All recordings were made via a deflection mirror through the quartz window in the piston head, which results in an integrated view of the combustion over the depth of the combustion chamber. The high-speed cameras used for the experiment were Phantom v1610s monochrome cameras from Vision Research.

Scattered-light method

To visualize the liquid phase of the injection jets, the scattered-light method (SLM) based on the Mie theory was used [13]. Because the intensity distribution of the scattered light shows a maximum in the direction of the incident light [14], the illumination and the observation can take place through the same optical access. The light source was a high-performance ring flash 3000-XS from HENSEL-VISIT GmbH. Its light is transmitted by the mirror into the cylinder. The flash illuminates the combustion chamber for about 3 ms, so the whole injection process can be illuminated by only one flash.

Flame emission spectroscopy

Flame emission spectroscopy was used to analyze the combustion. This technique is based on the electromagnetic radiation emitted during the combustion. In the corresponding setup the radiation of the soot and the OH radicals (chemiluminescence) was analyzed. The soot luminosity is caused by the thermal radiation (blackbody radiation) of the glowing carbon particles, which emit electromagnetic radiation with a continuous wavelength spectrum. The radiation is detectable in the visible wavelength range but also reaches into the ultraviolet and has its maximum intensity in the infrared range [1]. Recording the soot luminosity (SoL) is a suitable method to analyze the diffusion combustion.
Chemiluminescence occurs with exothermic chemical reactions. Here, energy can be stored temporarily in molecules by raising electrons into an excited state. When leaving this state they release the energy as electromagnetic radiation with a characteristic wavelength (band spectrum) [15]. One of those molecules is the hydroxyl radical (OH^*). It is generated during the low-temperature oxidation of hydrocarbons in branching chain reactions and during the oxidation of H^* at high temperatures [16]. So the beginning of the combustion and the premixed flame in general can be detected with the help of the OH chemiluminescence (OH-chem.) [17]. The emission spectrum of the OH-chem. has its maximum intensity at about 310 nm [17; 18]. Because the SoL reaches into that range as well, the signals may overlap [17]. So with strong SoL it is not possible to analyze the OH-chem.

The SoL and the OH-chem. were recorded simultaneously in this setup. To achieve this, the radiation from the combustion chamber was directed to two cameras with the help of a beam splitter. To select the OH signal, a band-pass filter was used. Also a modular image intensifier was used because of the low signal intensity.

Two-color method

The two-color method (2CM) was used to calculate the local soot temperature, which corresponds to the local combustion temperature [19]. The intensity of the soot's blackbody radiation depends on the temperature and the concentration of the soot [20; 21]. For the calculation the SoL signal has to be recorded at two discrete wavelengths. Therefore, two cameras with band-pass filters at 660 nm and 760 nm respectively were used. For the calibration of the sensitivity of the cameras, a tungsten ribbon lamp at a temperature of 2400 K was used. With the selected calibration the absolute 2CM can be used down to a soot temperature of 1606 K. Below this temperature the relative 2CM is used, which is less accurate. The calculation formulas used here were published in [1].

Experimental procedure

The influence of the nozzles was analyzed at an operating point that has high relevance for emission research. The engine speed was set to $1200\,\mathrm{min}^{-1}$, the center of heat release to 367.5 °CA, and the load to $p_{\mathrm{mi,HP}} = 8.2$ bar. The injection strategy includes two preinjections (PI) and the main injection (MI). The amount of fuel injected during the PIs was adjusted to achieve the same local maximum of the heat release rate. This allows a similar conditioning of the combustion chamber in all setups independent of the nozzle flow rates.

Table 2: Calibration data for the operating point

	T_{coolant} °C	T_{oil} °C	T_2 °C	p_2 mbar	p_3 mbar	p_{rail} bar
Emission engine	90	90	55	1690	1840	800
Optical engine	70	60	80	2050	2200	800

The interval between the injections was kept constant, and the exhaust gas recirculation (EGR) rate was set to achieve specific NO_x raw emissions of $s_{\mathrm{NO}_x,\mathrm{HP}} = 0.6\,\mathrm{g/kWh}$. Additional calibration data for the engines is shown in table 2. Due to the lower compression ratio of the optical engine, the boost pressure was increased to achieve the same maximum compression pressure as the emission engine.

The higher inlet temperature counteracts the increased mass of fresh air resulting from the increased inlet pressure and the increased wall heat losses. Furthermore, the cylinder walls and the injector were preheated while motoring the engine. The preheating is necessary because a continuously fired process is not possible due to blinding of the glass components.
The EGR was replaced by the injection of nitrogen. With that procedure the oxygen concentration in the inlet manifold was regulated to the same values that was measured for the emission engine. The optical engine was fired for 30 continuous cycles. The first 25 were intended for the conditioning of the combustion chamber and the injector. In this phase only a single main injection was used in order to reduce the pollution of the quartz glass. The last 5 cycles were fired with the specified injection pattern and were recorded with the camera system.

Experimental results and discussion

In this chapter the experimental results of the emission engine, the qualitative optical results, and the quantitative optical results are presented and discussed.

Engine-out emission and fuel consumption

Figure 2 shows the indicated fuel consumption and the specific soot emissions of the high pressure process measured on the emission engine. With all nozzles very similar fuel consumptions were measured. The values only differ by 2.6 g/kWh in total, with the HF205/8H nozzle showing the lowest (201.1 g/kWh) and the HF355/14H nozzle the highest consumption (203.9 g/kWh).
The difference can be explained by the differing degrees of conversion and combustion durations. However, the differences nearly match the measurement uncertainty of 1 %, so they will not be discussed in more detail. The PM emissions, by contrast, show significant differences. With the HF400/8H nozzle that serves as one of the references, 0.09 g/kWh was measured. With the second reference nozzle HF355/8H, PM emissions were slightly lower at 0.07 g/kWh. So, decreasing the spray hole diameter from 130 μm to 120 μm has positive effects on the soot emissions. With the HF205/8H nozzle 0.08 g/kWh PM was emitted. So, a further reduction of the spray hole diameter to 90 μm with the same number of holes leads to slightly higher PM emissions. Increasing the number of holes with the 14-hole nozzle leads to a dramatic increase of the PM emissions. With 0.42 g/kWh they are six times the value of the reference. The 6+6H nozzle shows significantly higher PM emissions as well. With 0.23 g/kWh they are increased by a factor of 2.5 with respect to its reference nozzle HF400/8H. All in all, a reduction of the soot emissions could not be achieved with the new spray hole configurations. The reasons for the significantly increased emissions were analyzed on the optical engine.

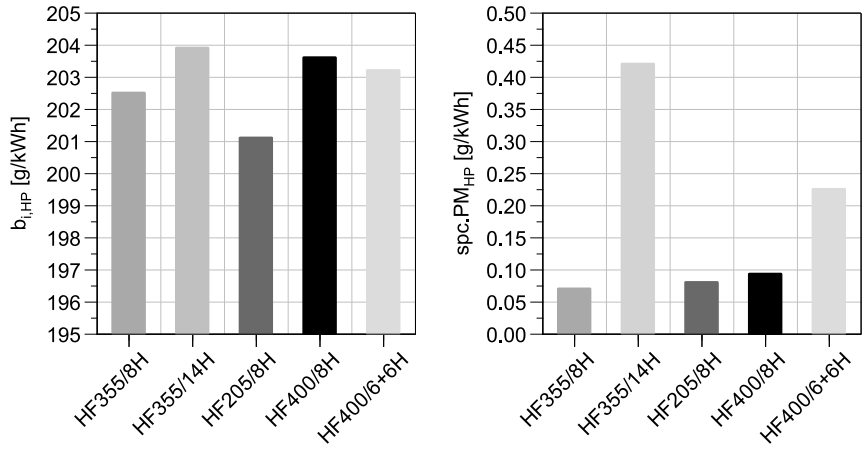


Figure 2: Specific indicated fuel consumption and PM emissions [22]

Results of the optical research

In this section the results of the flame emission spectroscopy, the scattered-light method, and the two-color method are analyzed. As an example the first of the five recorded cycles is shown. The two precombustions were analyzed with the help of the soot luminosity, the OH chemiluminescence, and the scattered-light method. The images are superimposed, and for better distinction the SoL is colored in red to yellow tones and the OH-chem. in blue tones. It should be noted that the SLM images are from a different cycle due to the different measurement setup. However, empirically the penetration behavior of the liquid phase shows only relatively small fluctuations. The main combustion was analyzed with the help of the SoL, and the combustion temperatures were calculated with the two-color method. The OH-chem. is no longer shown because of the strong SoL. In addition, note that the shape of the piston bowl leads to distortions in the image. The center of the combustion chamber is enlarged, and a circular area around the center is partly compressed, depending on the distance between the piston and the object.
First, the HF355/8H, HF355/14H and HF205/8H nozzles were compared at significant points of the cycle. The points marked in bold characters are shown in figure 3 to figure 5. The first PI starts at 345 °CA (HF205/8H) and 346.2 °CA (HF355/8H and HF355/14H) and is fully formed at **345.3 °CA** and **346.5 °CA** respectively. As expected, the HF355/14H nozzle shows a lower penetration depth than the HF355/8H nozzle due to the smaller spray hole diameters.
In spite of the same spray hole diameter the recording of the HF205/8H nozzle has a higher penetration depth than the HF355/14H nozzle. This is due to the different starting point of the injection and the resulting distortion in the picture. The

three nozzles show an ignition delay of 3.3 °CA. The maximum detected intensities of the flame emissions were detected at **350.1 °CA** and **348.9 °CA** respectively. Predominantly OH-chem. was detected. Due to the long ignition delay, the air-fuel mixture can homogenize and the combustion is mostly premixed. On the images of the 8-hole nozzles the individual combustion zones can be seen, while with the 14-hole nozzle a differentiation is not possible.

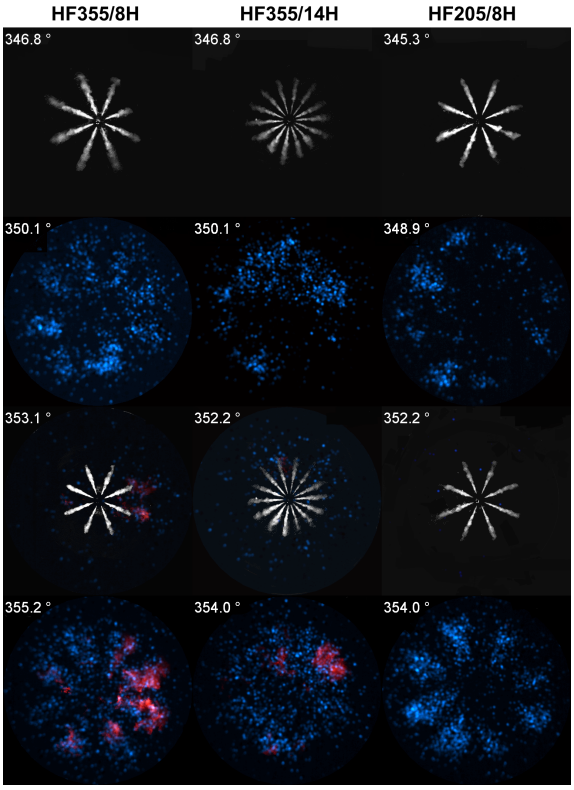


Figure 3: SLM, OH-chem. and SoL of the precombustions of HF355 and HF205 nozzles [22]

The second PI starts at around 352 °CA (HF355/14H, HF205/8H) and 352.8 °CA (HF355/8H). At **353.1 °CA** (HF355/8H) and **352.2 °CA** respectively, the penetration depth is at its maximum. The penetration is similar to the first PI. With the HF355/8H and the HF355/14H nozzle, the last reactions of the first PI take place at the same time, so there is no visible ignition delay.

With the HF205/8H nozzle the first precombustion is already completed due to a completely premixed combustion. So for the second precombustion there is a visible ignition delay of 1.5 °CA. With the HF355/14H nozzle OH-chem. predominates as well (**354 °CA**), whereas with the HF355/8H nozzle less OH-chem. and more SoL is visible at the same time after the beginning of the injection (**355.2 °CA**). This suggests a worse homogenization of the air-fuel mixture due to the larger spray holes. The second precombustion with the HF205/8H nozzle takes place as an almost premixed combustion, so only OH-chem. is detected. The first SoL is detected at 356.1 °CA (not shown). At that time, with the HF355/8H and the 14H nozzle there is widespread SoL. Due to the small number of small spray holes, the combustion with the HF205/8H nozzle seems to be leaner.

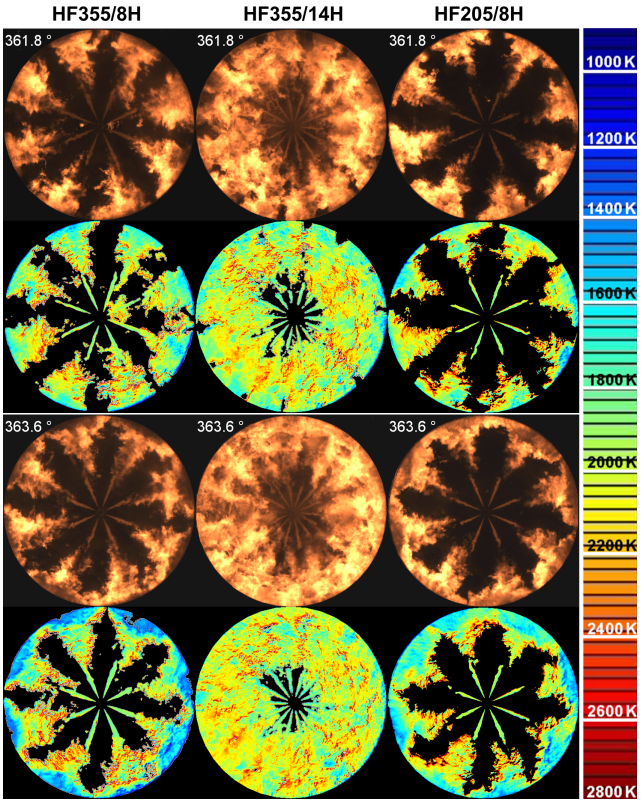


Figure 4: SoL and soot temperature of the main combustion of HF355 and HF205 nozzles [22]

The MI starts 1.5 °CA to 1.8 °CA earlier with the HF205/8H nozzle than with the other nozzles corresponding to the lower hydraulic flow rate. With all three nozzles the MIs start while the combustion of the second PI is still taking place, so an ignition delay is hardly visible. At **361.8 °CA** (figure 4) the tips of the burning jets reach the wall of the piston bowl, while the liquid phases do not reach it with all nozzles. The 8-hole nozzles show vortices of the wall jets, which have progressed further in clockwise direction due to the direction of the swirl. With the 14-hole nozzle hardly any wall jets can be identified. Compared with the HF355/8H nozzle, the spray momentum is too small to create a distinct interaction with the wall. Although the spray hole diameter of the 14-hole nozzle is equal to that of the HF205/8H nozzle, the MI of the HF205/8H nozzle starts earlier due to a longer injection duration and therefore more local kinetic energy is generated with the injection process. Between the injection jets the 8-hole nozzles show regions with unused air. The 14-hole nozzle uses these regions more efficiently but the combustion zones are partially overlapping halfway to the bowl wall. This may be one reason for the higher soot emissions of the 14-hole nozzle, as richer combustion zones may occur.
As expected, for all nozzles the highest combustion temperatures occur at the lateral borders of the burning jets. There, up to 2800 K are reached due to a nearly stoichiometric AFR. Within the core of the combustion zones the combustion temperatures are between 1600 K and 2300 K due to the lack of oxygen. The HF355/14H nozzle does not even form clearly defined wall jets at a later point in the combustion (**363.6 °CA**). The high number of spray holes leads to strong overlapping of the individual wall jets, so no directed flow can be achieved. This can result in very rich combustion zones with high soot formation [7]. With the HF355/14H nozzle the combustion temperature level is significantly higher than with the 8H nozzles. This is induced by the higher air utilization with the HF355/14H nozzle and indicates that the combustion is in fact leaner compared with the rich combustion on average. Higher combustion temperatures support the soot oxidation but can also lead to a shift of the combustion towards the temperature window relevant for soot formation. In fact, about 95 % of the calculated temperatures lie within the relevant window, i.e. between 1500 K and 2500 K.
With both 8-hole nozzles the backflow to the center of the combustion chamber already occurs at this time. This is due to the momentum exchange between outbound jets and wall jets and is visible as dark clouds at the circumference. The reflected combustion zones hardly reach a temperature of 1600 K. There are two reasons. Firstly, the combustion is cooled down due to the wall contact. Secondly, there is a lack of oxygen in these zones.
With the HF355/14H nozzle a significant backflow can only be seen at **366.6 °CA** (figure 5). At this time the injections of the nozzles with a hydraulic flow of $355\,{}^{\mathrm{cm}^3}/_{30\,\mathrm{s}}$ have just ended while the HF205/8H nozzle is still injecting. With

the proceeding backflow of the 8-hole nozzles the combustion temperatures are increasing again because of the fresh air entrainment from the middle region of the combustion chamber. As there is less interaction with the wall and increased air utilization in the combustion center, the HF355/14H nozzle still causes clearly higher combustion temperatures.
At 375.9 °CA the backflow of the 8-hole nozzles almost fills the entire combustion chamber whereas with the 14-hole nozzle there are still unused regions of air at the center. Due to the lower fresh air entrainment, the combustion temperatures with the 14-hole nozzle are now lower than with the 8-hole nozzles. With the HF355/8H nozzle wide areas lie above the critical temperature of 1800 K for soot oxidation. A lower combustion temperature level points to a richer combustion in this phase because the combustion should now be on the lean side on average.

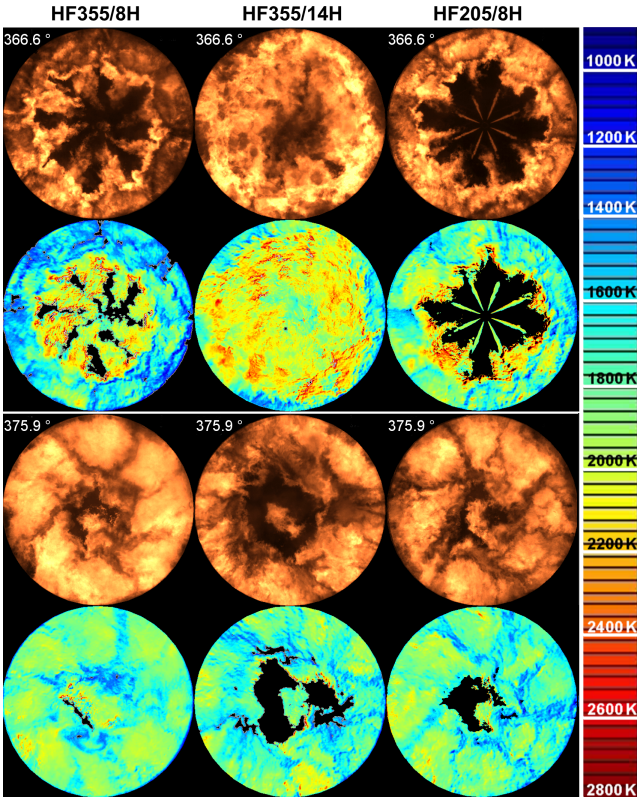


Figure 5: SoL and soot temperature of the main combustion of HF355 and HF205 nozzles [22]

The comparison of the HF400/8H nozzle and the HF400/6+6H nozzle starts with figure 6. The first PI begins with both nozzles at 346.8 °CA, and at **347.4 °CA** the spray is fully formed. The HF400/8H nozzle has a slightly unbalanced spray pattern, which might be due to needle seat throttling because of the short trigger time. The spray of the HF400/6+6H nozzle shows differences in the penetration as a result of the different spray hole diameters. For both nozzles the ignition delay is 3.6 °CA. The maximum intensities occur at **350.7 °CA**, when the fuel is almost completely converted in a premixed combustion. Later, slight SoL can be detected.

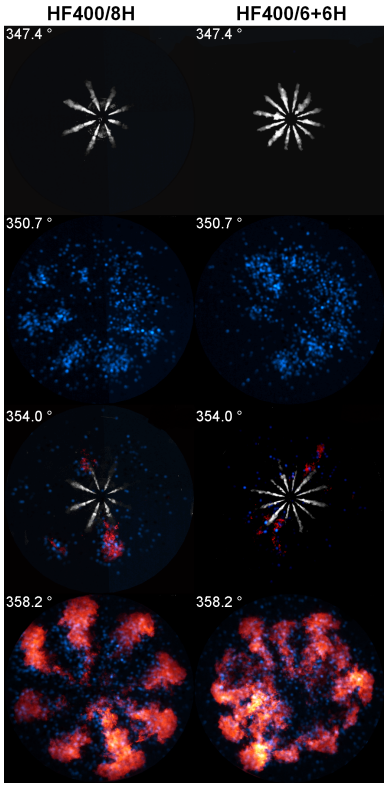


Figure 6: SLM, OH-chem. and SoL of the precombustion of HF400 nozzles [22]

The second PIs start at 353.4 °CA while the last reactions of the first PIs are still taking place. At **354 °CA** the spray is fully formed, and with that the different penetration of the smaller and larger holes of the HF400/6+6H nozzle can be

observed even better than during the first PI. With both nozzles distinct SoL can be seen from the beginning. At 358.2 °CA the SoL shows its maximum distribution. Corresponding to the number of spray holes, 8 or 12 combustion zones are visible. The images of the HF400/6+6H nozzle show slightly different penetration depths due to the alternating hole diameters. In the centers of the burning jets both nozzles show strong SoL because there are rich combustion zones. At the borders OH-chem. is detected due to the higher AFR.

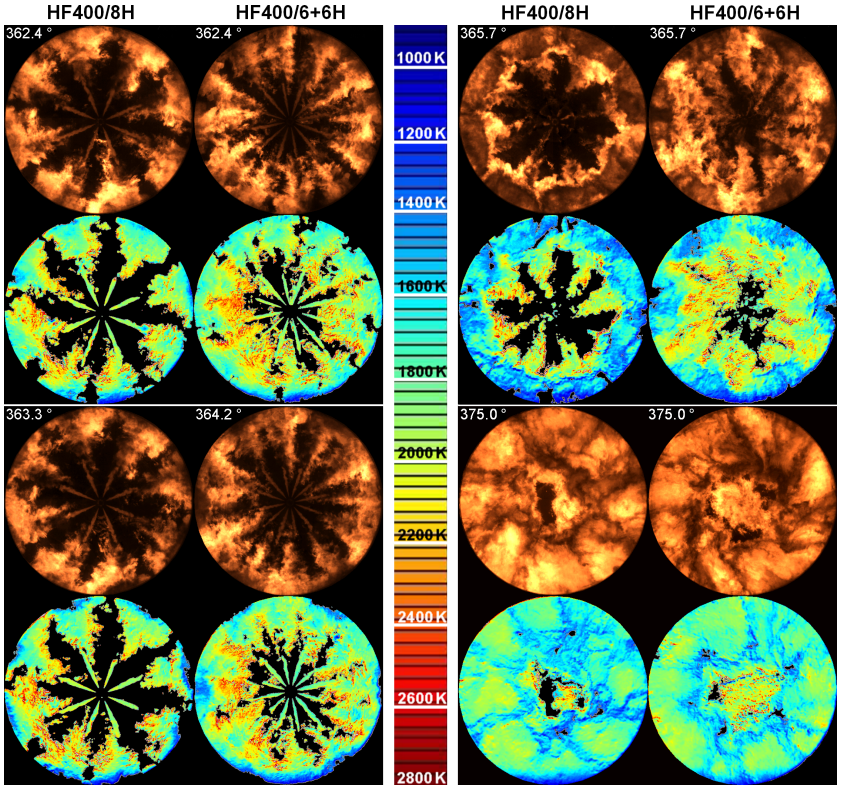


Figure 7: SoL and soot temperature of the main combustion of HF400 nozzles [22]

The MI starts at **358.5 °CA** with both nozzles. At **362.4 °CA** (figure 7) the wall jets form at the bowl walls while the injections are still taking place. Particularly with the 8H nozzle the wall jets have further progressed in a clockwise direction. The images do not show a significant difference between the penetration depths of the smaller and larger spray holes of this nozzle but compared with the HF400/8H

nozzle the air in the middle of the combustion chamber is utilized better. The combustion temperatures at this moment are comparable with the nozzles discussed before. Contrary to the HF355/14H nozzle there is no strong overlapping of the individual combustion zones with the HF400/6+6H nozzle yet, so the number of holes decreased from 14 to 12 has probably improved the air entrainment into the spray, which may be a reason for the lower soot emission.
The backflow with the HF400/8H nozzle begins at **363.3 °CA**, which can be seen as dark clouds at the border. With the HF400/6+6H nozzle, the first significant backflow can be seen at 364.2 °CA. Again the combustion reflected off the wall is cooled down to temperatures below 1600 K. The calculated temperatures are slightly higher for the HF400/6+6H nozzle, which means that the combustion is leaner due to a higher air utilization, but also temperatures lying in the soot formation window, i.e. between 1500 K and 2500 K, occur slightly more often for the 6+6-hole nozzle. At the end of the MIs at **365.7 °CA** (figure 7), the backflow has developed around the entire bowl with the 8-hole nozzle. Corresponding to the number of holes there are 8 darker areas. The 6+6-hole nozzle shows only 6 darker areas, and the backflow does not form a perfect ring around the bowl.
The momentum of the smaller spray holes seems to be too low to cause a significant backflow. The unused air in the middle regions present with the HF400/8H nozzle seems to be used better with the HF400/6+6H nozzle due to the larger number of spray holes. As a result, the temperatures determined are still higher with the 6+6-hole nozzle. At 369.6 °CA this nozzle finally causes a backflow around the entire circumference.
From 371 °CA onwards the combustion temperatures are rising again for both nozzles because of catching the air in the center of the combustion chamber. With the 8-hole nozzle the backflow fills almost the whole chamber at **375 °CA**. With the 6+6-hole nozzle the center of the combustion chamber is used too, but only by the low amount of fuel that was injected there due to the needle seat throttling while the nozzle was closing. Nevertheless, with the 6+6-hole nozzle the combustion temperatures are higher even in later stages of the combustion. The higher temperature indicates a lower AFR in this phase of the combustion, which can have negative effects on soot oxidation and corresponds to the measured soot emissions.

Assessing the air utilization and the backflow

The aim of the new nozzles is to improve the air utilization during the combustion process, therefore this needs to be quantified. To achieve this, the images were evaluated pixel by pixel, and if a fixed threshold of the SoL-signal was exceeded, the pixel was rated as used. The number of used pixels was then summed up and averaged over the five recorded cycles. Figure 8 shows the curves of the air utilization.

All nozzles, except for HF205/8H, reach a local maximum around 357 °CA. At that time the conversion of the second PI takes place. With the HF205/8H nozzle the second PI is converted mostly in a premixed combustion so that rating the air utilization based on the SoL signal is not possible. The HF355/14H nozzle and the HF400/6+6H nozzle show the highest air utilization with 46 % and 44 % respectively. The HF355/8H nozzle and the HF400/8H nozzle achieve 39 % and 38 % respectively, due to the reduced number of spray holes. The subsequent increases in air utilization are caused by the beginning of the main injection for all nozzles.

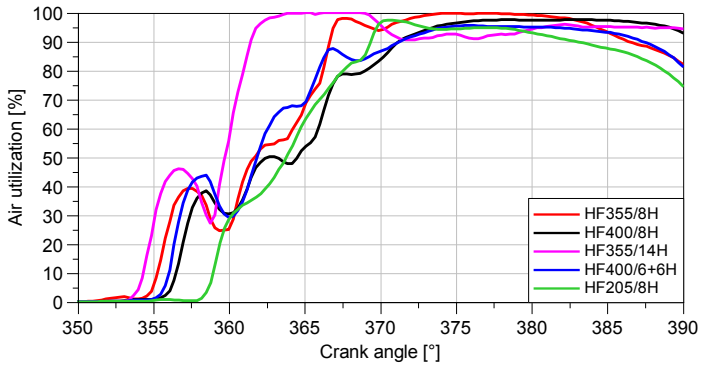


Figure 8: Calculated air utilization of the combustion [22]

In the interval from 359 °CA till 370 °CA, the aim of an improved air utilization is reached, especially with the HF355/14H nozzle. The HF400/6+6H nozzle shows an improvement in the air utilization compared with the reference (HF400/8H). The advantages of the HF355/14H and HF400/6+6H nozzle are caused by the increased number of spray holes and the smaller penetration depth of the fuel, so that the middle area of the combustion chamber is used too.
The increasing air utilization of the 8-hole nozzles from 363 °CA onwards is due to the backflow of the combustion. The air utilization of the HF205/8H nozzle is at the same level with the HF400/8H nozzle for the time between 359 °CA and 370 °CA. No clear influence of the hydraulic flow is visible. As seen before, the backflow of the new nozzles is not as strongly developed as those of their references. This leads to worse air utilization from 370 °CA (HF355/14H) and 371 °CA (HF400/6+6H) onwards. The center of the combustion chamber is not used, while especially the HF355/8H nozzle achieves complete air utilization due to the backflow. Between 375 °CA and 380 °CA the calculated air utilization is consistent with the soot emissions measured on the emission engine, with the exception of the HF205/8H nozzle. The images for the HF205/8H nozzle also show

high air utilization, but the fixed threshold partly leads to errors in the calculation because high soot concentrations extinguish the SoL.
From 385 °CA onwards no further meaningful analysis is possible with the chosen method of calculation. The images show almost complete air utilization for all nozzles but the intensity of the SoL is below the threshold over wide areas because of the falling temperature.
Overall, it seems that the backflow of the combustion has a significant influence on the air utilization in the late stages of the main combustion and with that on the soot oxidation. To quantify this effect, a MATLAB-based PIV program was used to calculate the flow velocities. The freely available program (PIVsuite) was adjusted to detect patterns in the SoL images and analyze their movements. Only the radial velocity components were analyzed, which are characteristic of the backflow. For each image, an average velocity was calculated and then averaged over the five recorded cycles.
Figure 9 shows the calculated velocities between 360 °CA and 382 °CA, while the backflow occurs. The absolute values of the velocities will not be discussed. The results are only used to qualitatively compare the nozzles. The different velocities at the beginning result from the influences of the liquid spray and the second precombustion.

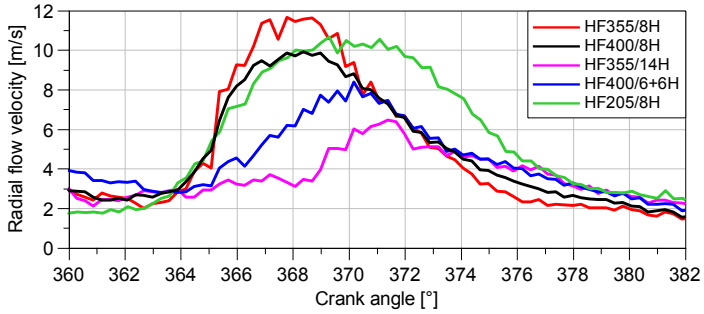


Figure 9: Calculated radial flow velocity of the main combustion [22]

The first significant increases in the calculated velocities correlate with the visible backflow in the recordings. Later, the velocity levels also agree with the measured soot emissions. The nozzles that cause the lowest soot emission (HF355/8H and HF205/8H) achieve the highest radial velocities. Compared with the HF205/8H, the HF355/14H nozzle achieves lower velocities, although they have the same spray hole diameter and probably the same spray momentum. Primarily, this is due to the longer injection time resulting from the lower hydraulic flow rate. Therefore, more kinetic energy is introduced locally by the injection. It is also visible in the longer duration of the maximum velocity and by comparing the beginning of the

backflow with the beginning and ending of the injection. With the HF205/8H nozzle the backflow starts at 362 °CA, which is 6.3 °CA after the injection start. With the HF355/14H nozzle it begins 6.6 °CA after the injection start. So the interval is nearly the same, and also the first increase in velocity is similar, but with the HF355/14H nozzle the injection already ends at 365.4 °CA, which corresponds to a short constant level in the graph. Conversely, the injection of the HF205/8H nozzle continues till 368.4 °CA, which also approximately corresponds to the maximum of the flow velocity.
The HF400/8H and the HF400/6+6H nozzle have the same injection beginnings and durations. In spite of this, the backflow of the HF400/6+6H nozzle occurs 1.2 °CA later. It is supposed that the jets of the small spray holes impede the wall jets of the larger holes because of interaction. The gradient of the velocity of the HF400/6+6H nozzle is lower than the gradient of the HF400/8H nozzle. With the 6+6-hole nozzle the backflow first occurs only in the areas of the larger spray holes, so a smaller average value for the velocity is calculated. At around 370 °CA both nozzles show a similar velocity level. At this point the HF400/6+6H nozzle also forms a backflow around the entire bowl circumference.

Summary

The aim of this investigation was to improve the air utilization between the injection jets in order to reduce the soot emissions. For this purpose a 14-hole nozzle and an innovative 6+6-hole nozzle with 6 larger and 6 smaller holes alternating on the same hole circle were developed. The nozzles were analyzed at a part-load point with $n = 1200\,\mathrm{min}^{-1}$ and $p_{\mathrm{mi,HP}} = 8.2\,\mathrm{bar}$. The references were 8-hole nozzles with the same flow rates. To examine the impact of reduced spray hole diameters independent from the number of holes, an 8-hole nozzle with a hydraulic flow of $205\,{}^{\mathrm{cm}^3}/_{30\,\mathrm{s}}$ was analyzed. Here the spray hole diameters are the same as those of the 14-hole nozzle and the smaller ones of the 6+6-hole nozzle. The potential of the nozzles regarding soot emissions and fuel consumption was analyzed on a single-cylinder research engine. Afterwards the nozzles were measured on an optical engine. The liquid spray was visualized with the scattered-light method. The combustion was analyzed by soot luminosity and OH chemiluminescence. Furthermore, the local combustion temperatures were determined by the two-color method.
The measured fuel consumptions do not show significant differences, but the soot emissions differ widely. The HF355/14H nozzle results in $0.42\,{}^{\mathrm{g}}/_{\mathrm{kWh}}$, which is six times the value of the reference. At the beginning of the main injection, the air utilization in the middle region of the combustion chamber is improved. The leaner combustion leads to significantly higher combustion temperatures compared with the reference nozzle. During the main injection a higher fraction of the tem-

peratures measured lies within the window between 1500 K and 2500 K, which is relevant for soot formation. In addition, the burning zones overlap near the wall of the piston bowl, which can result in very rich combustion zones with high soot formation potential. With 0.23 g/kWh soot the HF400/6+6H nozzle has 2.5 times the soot emissions of its reference (HF400/8H). With this nozzle, the air utilization at the beginning of the main combustion is improved too. Temperatures lying within the soot formation window occur more often than with its reference nozzle but less often than with the HF355/14H nozzle. Moreover, there is not such a strong overlapping of the burning jets at the bowl wall, although the jets of the small holes still reach the wall. Both result in lower soot emissions compared with the HF355/14H nozzle.

Furthermore, it was found that the interaction of the combustion with the bowl wall is an important influence factor for the air utilization in the later stages of the combustion process. The reference nozzles with 8 spray holes show a significant backflow towards the center of the combustion chamber due to the reflection off the bowl wall and the vortices of the wall jets in circumferential direction. The combustion zones reflected off the wall are initially cooled down to temperatures below 1600 K. With the proceeding backflow the combustion temperatures are increasing again because of the fresh air entrainment.

To quantify the backflow, the radial flow velocities were calculated with a PIV code based on the SoL images. The nozzles that show the highest flow velocities have the lowest soot emissions. With the 14-hole nozzle the backflow only starts at a very late stage of the combustion and with a low velocity level. The spray momentum seemed to be too small due to the small spray holes. As a result the air utilization in the burnout phase is worse due to unused regions of air at the center of the combustion chamber, which leads to lower combustion temperatures. The HF205/8H nozzle that has the same spray hole diameter achieves high velocities and low soot emissions. This is a result of the long injection time that introduces more kinetic energy locally. The backflow with the HF400/6+6H nozzle is also less developed than that of its reference, which results in a worse air utilization during the burnout phase, but the flow velocities are higher than those of the HF355/14H nozzle. The larger spray holes of the 6+6-hole nozzle generate sufficient momentum to achieve a reflection off the bowl wall, but the backflow starts later than that of its reference. It seems that the difference in spray momentum between the larger and smaller holes of the 6+6-hole nozzle is still too small.

References

[1] Schubiger, R. A.: "Untersuchungen zur Russbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrössen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie". de. Dissertation. 2001. doi: 10.3929/ETHZ-A-004280199.

[2] Li, X.; Wallace, J. S.: "In-Cylinder Measurement of Temperature and Soot Concentration Using the Two-Color Method". In: *SAE Technical Paper Series*. Feb. 1995. doi: 10.4271/950848.

[3] Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S.; Dean, A. M.: "Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Mar. 2001. doi: 10.4271/2001-01-0655.

[4] Ishiwata, H.; Li, X.-h.; Yoshikawa, H.; Kitahara, N.: "Recent Progress in Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Mar. 1994. doi: 10.4271/940194.

[5] Gao, J.; Matsumoto, Y.; Namba, M.; Nishida, K.: "Group-Hole Nozzle Effects on Mixture Formation and In-cylinder Combustion Processes in Direct-Injection Diesel Engines". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Oct. 2007. doi: 10.4271/2007-01-4050.

[6] Pauer, T.: "Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung: Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung". Dissertation. Universität Stuttgart, 2001.

[7] Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.; Potz, D.: "Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren". In: *Motortechnische Zeitschrift* 60.5 (May 1999), pp. 314–319. doi: 10.1007/bf03226511.

[8] Hübner, M.; Koch, P.; Zellbeck, H.; Leipertz, A.; Kerst, A.: "Wirkkettenanalyse der dieselmotorischen Verbrennung". In: *Motortechnische Zeitschrift* 69.4 (Apr. 2008), pp. 342–350. doi: 10.1007/bf03227298.

[9] Schulze, T.; Zellbeck, H.; Dittmann, A.; Atzler, F.: *Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung*. Dissertation. 2006.

[10] Schneider, B. M.: "Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck". Dissertation. ETH Zürich, 2003. doi: 10.3929/ETHZ-A-004522641.

[11] Carsten, B.: *Mixture Formation in Internal Combustion Engine*. Springer-Verlag, Sept. 28, 2006. isbn: 978-3-540-30836-2.

[12] Bowditch, F. W.: "A New Tool for Combustion Research A Quartz Piston Engine". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Jan. 1961. doi: 10.4271/610002.

[13] Mie, G.: "Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen". In: *Annalen der Physik* 330.3 (1908), pp. 377–445. doi: 10.1002/andp.19083300302.

[14] Raffel, M.; Willert, C. E.; Scarano, F.; Kähler, C. J.; Wereley, S. T.: *Particle Image Velocimetry*. Springer-Verlag, 2018. isbn: 978-3-319-68851-0.

[15] Henle, A.: "Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor". Dissertation. Technische Universität München, 2006.

[16] Warnatz, J.: *Verbrennung: Physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Berlin: Springer, 2001. isbn: 978-3-642-56451-2.

[17] Pittermann, R.: "Spektroskopische Untersuchung der Verbrennung in Diesel- und Gasmotoren". In: *Motortechnische Zeitschrift* 69.7-8 (2008), pp. 632–639. doi: 10.1007/bf03227476.

[18] Gaydon, A. G.: *The Spectroscopy of Flames*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1974. isbn: 978-9-400-95720-6.

[19] Ladommatos, N.; Zhao, H.: "A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Colour Method Part I: Principles". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Oct. 1994. doi: 10.4271/941956.

[20] Planck, M.: "Ueber das Gesetz der Energieverteilung im Normalspectrum". In: *Annalen der Physik* 309.3 (1901), pp. 553–563. doi: 10.1002/andp.19013090310.

[21] Hottel, H. C.; Broughton, F. P.: "Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flames". In: *Industrial & Engineering Chemistry Analytical Edition* 4.2 (Apr. 1932), pp. 166–175. doi: 10.1021/ac50078a004.

[22] Hielscher, K.; Baar, R.; Brauer, M.: "Effects of new nozzle hole configurations on air utilization and soot emissions of diesel engines". In: *16. Internationales Stuttgarter Symposium*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, pp. 1351–1369. doi: 10.1007/978-3-658-13255-2_98.

Biografische Notizen

Dr. Klaus Hielscher wurde 2019 an der Technischen Universität in Berlin zum Thema „Verringerung der dieselmotorischen Rußemissionen durch innovative Düsenlochkonfigurationen“ promoviert. Seine Forschung führte er als Mitarbeiter des Fachgebiets von Herrn Baar zwischen 2012 und 2018 durch. Seit 2018 arbeitet er für die IAV GmbH im Bereich Antriebsstrangentwicklung. Er ist Herrn Baar für die Anstellung am Fachgebiet und die Möglichkeit zur Promotion sehr dankbar.

Dr. Maximilian Brauer arbeitet seit 2002 für die IAV GmbH und ist dort als Abteilungsleiter für die Vorentwicklung von dieselmotorischen Verbrennungs- und Abgasnachbehandlungskonzepten verantwortlich. Zuvor hatte er beim Vorgänger von Herrn Baar (Prof. Pucher) studiert und promoviert, wodurch die Nähe und der Bezug zum Fachgebiet zustande kam. Während der Zeit von Herrn Baar als Fachgebietsleiter wurden mehrere Kooperationsprojekte zwischen der TU Berlin und der IAV GmbH unter der inhaltlichen Leitung von Herrn Brauer durchgeführt. Hierzu gehörten optische Untersuchungen am Diesel-Transparentmotor mit innovativen Düsenkonzepten und Untersuchungen am Einzylindermotor mit vollvariablem Ventiltrieb. Herr Brauer ist Herrn Baar für die unkomplizierte und freundschaftliche Zusammenarbeit sehr dankbar.

Wolfgang Tschiggfrei arbeitet seit 1996 für die IAV GmbH und ist als Fachbereichsleiter für dieselmotorische Verbrennung und Abgasnachbehandlung verantwortlich. Er hat zusammen mit Herrn Baar während dessen Zeit als Leiter des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der TU Berlin erfolgreich Forschungs- und Kooperationsprojekte bearbeitet. Die Zusammenarbeit zwischen IAV und dem Institut hat sich in dieser Zeit sehr positiv entwickelt.

Gerhard Buschmann arbeitet seit 1984 für die IAV GmbH und ist heute Bereichsleiter für Powertrain und Power Engineering bei IAV. Seit seinem ersten Berufsjahr pflegt Herr Buschmann enge Kontakte mit dem Fachgebiet. Insbesondere mit Herrn Roland Baar gab es einen regelmäßigen Austausch nicht nur über geschäftlich-fachliche Themen, sondern auch viele wertvolle Diskussionen über das wichtige Engagement von Roland Baar für Lehre, Forschung und Industrie sowie unsere Haltung und das Selbstverständnis zu gesellschaftlichen Fragen als Wissenschaftler und Ingenieure.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Einfluss innovativer Düsenlochkonzepte auf die Gemischbildung im Dieselmotor

Constantin Vasconi, Anja Fink

In diesem Beitrag werden innovative Düsenlochkonfigurationen untersucht, bei denen verschiedene Spritzlochdurchmesser auf einem Lochkreis angeordnet sind. Die Düsen weisen 6 große und 6 kleine Spritzlöcher auf. Als Referenz dient eine 8-Loch-Düse und als weiterer Vergleich eine Düse mit erhöhter Spritzlochanzahl und konstanten Spritzlochdurchmessern. Ziel der innovativen Konfigurationen ist es, die Lufterfassung im Brennraum zu steigern.
Der Fokus dieses Beitrags ist auf die numerische Untersuchung der Gemischbildung im Brennraum gerichtet. Dabei zeigen die innovativen Konfigurationen Vorteile gegenüber einer Steigerung der Spritzlochanzahl mit konstantem Durchmesser. Die Ladungsbewegung wird gefördert und der hohe Impuls des größeren Spritzloches begünstigt eine Rückströmung sowie die Verteilung des Kraftstoffes in der Brennraummitte. Allerdings zeigt sich bei längeren Ansteuerzeiten und höheren Einspritzdrücken, dass es Überschneidungen der großen und kleinen Spritzlöcher gibt. Dennoch kann nachgewiesen werden, dass beim Einsatz geringer Kraftstoffmengen ein Konzept mit alternierenden Spritzlochdurchmessern vorteilhaft gegenüber der Referenzdüse sein kann.

Einleitung

Bei der Optimierung des dieselmotorischen Brennverfahrens spielt das Einspritzsystem eine wichtige Rolle. Durch die innere Gemischbildung kommt der Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum eine entscheidende Bedeutung zu, da diese die Emissionen, den Verbrauch und das Verbrennungsgeräusch beeinflusst. Der im Einspritzsystem aufbereitete Kraftstoff wird unter hohem Druck über Injektoren in den Brennraum eingebracht. Die Düsen der Injektoren dienen dabei als Verbindung zwischen Einspritzsystem und Brennraum. Über das Design der Düsen lässt sich die Kraftstoffzumessung und -ausbreitung steuern.
Um die Emissionsbildung positiv zu beeinflussen, besteht ein Trend zu kleineren Spritzlochdurchmessern. Dadurch wird relativ zur Kraftstoffmasse mehr Luft durch das Spray eingezogen und der Gemischbildungsprozess verbessert [1].

Um alle Lastanforderungen erfüllen zu können, muss bei der Verwendung kleinerer Spritzlochdurchmesser die Lochanzahl erhöht werden. Durch die Drallbewegung innerhalb der Kolbenmulde kann es so zum Überdrallen der Kraftstoffsprays in den Außenbereichen der Mulde kommen [2]. Um dem entgegenzuwirken, werden Düsen mit alternierenden Spritzlochdurchmessern innerhalb eines Lochkreises verwendet. Bisherige Konzepte legten den Fokus auf eine Steigerung der Spritzlochanzahl bei konstantem Durchmesser oder auf die Anwendung von Gruppenlöchern mit interagierenden Sprays, wie etwa in [3–10]. Unterschiedliche Lochdurchmesser in einem Lochkreis wurden in [11] untersucht. Die Experimente erfolgten besonders im Hinblick darauf, verschiedene Lochgrößen unter gleichen Versuchsbedingungen zu betrachten. Auf das Potential dieser Düsenkonfiguration hinsichtlich der Gemischbildung wird lediglich hingewiesen.
Im Rahmen dieses Beitrags werden Konzepte numerisch untersucht, bei denen die Lochanzahl einer Seriendüse von 8 auf 12 erhöht wurde. Dabei werden 6 große und 6 kleine Spritzlochdurchmesser in abwechselnder Folge eingesetzt. Der größere Spritzlochdurchmesser entspricht dem einer Seriendüse. Das austretende Spray soll einen hohen Impuls aufweisen, um die Luftbereiche im Düsenfernbereich zu nutzen. Die dazwischen applizierten kleineren Spritzlöcher generieren ein Spray mit geringerem Impuls, wodurch die düsennahen Luftbereiche zwischen den größeren Spraykeulen genutzt werden. Abbildung 1 verdeutlicht das Konzept schematisch.

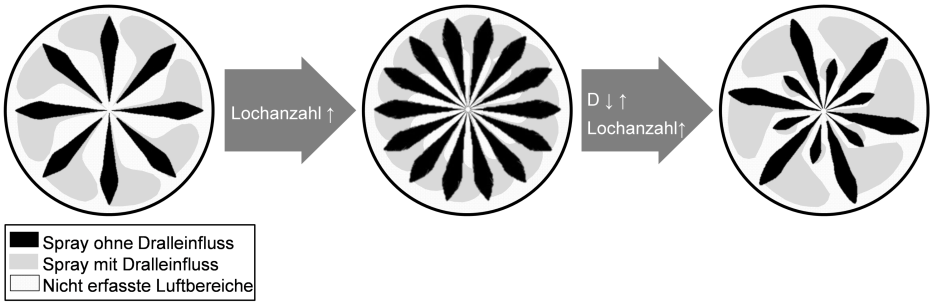


Abbildung 1: Sprayausbreitung unter Verwendung der innovativen Düsenlochkonfiguration

Das neu entwickelte Konzept zielt darauf ab, durch abwechselnd große und kleine Kraftstoffsprays mehr Volumenbereiche im Brennraum für die Gemischbildung zu nutzen. Anhand der Ausbreitung des Kraftstoffdampfes im Brennraum wird analysiert, inwiefern die neuen Konfigurationen ein Potential zur Optimierung der Kraftstoffverteilung bieten.

Methodik

Es werden vier verschiedene Applikationen der Düsenkonfigurationen untersucht, welche an einem Serienmagnetventilinjektor montiert sind. Diese werden nachfolgend eingehender beschrieben. Weiterhin wird die Methodik der numerischen Modellierung der Gemischbildung dargelegt.

Düsenkonfigurationen

Die untersuchten Düsenlochkonfigurationen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Als Referenz wird die 8-Loch-Düse verwendet (860_8), mit einem äußeren Lochdurchmesser von 130 μm. Alle Düsen weisen einen hydraulischen Durchfluss von 860 $^{\mathrm{cm}^3}/_{60\,\mathrm{s}}$ auf und wurden hydroerosiv verrundet.

Tabelle 1: Verwendete Düsenkonfigurationen

Bezeichnung	**Anzahl SL**	**D**	**K-Faktor**	**Höhenwinkel Ψ**
	–	μm	–	°
860_8	8	130	2	156
860_6+6-1	6+6	127/80	2/0,8	156/156
860_6+6-2	6+6	127/80	2/0,8	156/166
860_12	12	106	2	156

Die erste innovative Konfiguration weist 6 große Spritzlöcher (SL) mit einem Außendurchmesser (D) von 127 μm und 6 kleinere mit einem Außendurchmesser von 80 μm auf (860_6+6-1). Um die Eindringtiefe des Sprays zu verringern, wurde der K-Faktor, also die Konizität der kleineren Spritzlöcher auf 0,8 reduziert[1].
Als zweite Variante der innovativen Konfiguration kommt eine 6+6-Loch-Düse mit unterschiedlichen Höhenwinkeln zum Einsatz (860_6+6-2). Die kleinen Spritzlöcher weisen einen steileren Höhenwinkel auf, der bei 83° liegt. So sollen die Luftbereiche in der Quetschspaltregion besser genutzt werden. Die großen Düsenlöcher sind entsprechend der Serienkonfiguration in Richtung der Mulde gerichtet (78°). Um den Einfluss der erhöhten Anzahl an Spritzlöchern bei gleichzeitig reduziertem Durchmesser zu untersuchen und um eine zu den 6+6-Düsen vergleichbare Lochanzahl zu schaffen, wird als weitere Konfiguration eine 12-Loch-Düse verwendet.

[1] Der K-Faktor berechnet sich wie folgt: $K = 0{,}1 \cdot (D_{\mathrm{innen}} - D_{\mathrm{außen}})$.

Simulation und vorangegangene Untersuchungen

Da der Einfluss der innovativen Düsenlochkonfigurationen auf die Sprayausbreitung herauszustellen ist, erfolgten zunächst Simulationen der Düseninnenströmung mit bewegter Nadel. Anschließend findet eine Kopplung der Düseninnenströmung mit der Spraysimulation statt, um die Strömungsinformationen der Düsenströmung als Initialbedingung für das sich entwickelnde Spray nutzen zu können. Dazu werden die Strömungsdaten am Düsenaustritt (Geschwindigkeitsvektoren und Massenanteil der Flüssigphase) während der Simulation der Düseninnenströmung in Dateien gespeichert und als Randbedingung bei der Spraysimulation vorgegeben. Die Validierung des Modells der Düseninnenströmung erfolgte anhand des Abgleichs einer Massenstromkurve mit experimentell ermittelten Verläufen. Die Ergebnisse und der Kopplungsvorgang sind in [12] näher beschrieben.
Zur Validierung des Modells zur Berechnung der Sprayausbreitung und der Strahl-Wand-Interaktion wurden experimentelle Untersuchungen an einer Hochdruckkammer durchgeführt. Dabei wurde der Einspritzvorgang durch eine Hochgeschwindigkeitskamera erfasst. Makroskopische Sprayparameter und charakteristische Größen zur Beschreibung der Strahl-Wand-Interaktion wurden mit simulativen Ergebnissen verglichen. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde eine Fortran-Routine zur Berechnung der Strahl-Wand-Interaktion implementiert. Nähere Informationen zu den experimentellen Untersuchungen, den Voruntersuchungen und der Validierung sind in [12] zu finden. Die Simulationen wurden mit Ansys CFX Version 19.2 ausgeführt.

Numerisches Modell zur Untersuchung der Gemischbildung

Die hier gezeigten Ergebnisse basieren auf einer Spraysimulation unter verdampfenden Bedingungen. Die Berechnungsdomäne umfasst einen Kolbenausschnitt, dessen Größe mit der Spritzlochanzahl variiert (45° bei 8 Spritzlöchern, 60° bei 12 Spritzlöchern). Das verwendete Berechnungsgebiet und die Randbedingungen sind in Abbildung 2 dargestellt. Druck und Temperatur im Berechnungsgebiet werden anhand einer 1D-Simulation eines Motormodells mit derselben Kolbengeometrie als Initialbedingung vorgegeben.
Die Bewegung des Kolbennetzes erfolgt der Drehzahl entsprechend durch die Interpolation zweier Netze in den Extrempositionen. Die Startposition des Kolbens entspricht dem Start der Haupteinspritzung im Rahmen einer Serienapplikation. Untersucht werden zwei Betriebspunkte, deren Eigenschaften in Tabelle 2 dargestellt sind. Diese entsprechen dem mittleren und höheren Lastbereich eines Serienmotors.
Wie in Abbildung 2 gezeigt, wird auch eine Drallbewegung der Brennraumladung über die Umfangsgeschwindigkeit initialisiert. Diese wird ebenfalls anhand der Ergebnisse der 1D-Berechnung an der betreffenden Kolbenposition vorgegeben.

Basierend auf den zuvor erwähnten Voruntersuchungen wird in den transienten Simulationen ein k-ε-EARS-Turbulenzmodell[2] verwendet und eine Zeitschrittweite von $2\,\mu$s appliziert. Die Tropfenverdampfung erfolgt durch Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs:

$$\frac{\mathrm{d}m_p}{\mathrm{d}t} = \frac{A_p \dot{q}_p}{h_V} \tag{1}$$

Zur Berechnung des Dampfdruckes wird die Antoine-Gleichung verwendet [13]:

$$p_{\mathrm{Dampf}} = 10^{A - \frac{B}{T+C}} \tag{2}$$

In CFX ist eine Stoffdatenbank hinterlegt, in welcher sich bestimmte Kohlenwasserstoffverbindungen befinden, für die der Phasenübergang definiert ist. Hier wird Decan gewählt. Die Stoffwerte der Flüssig- und Dampfphase werden durch die Werte von Divinol[3] ersetzt, sofern sie aus Herstellerangaben bekannt sind, um eine bessere Vergleichbarkeit zu den Experimenten zu schaffen.

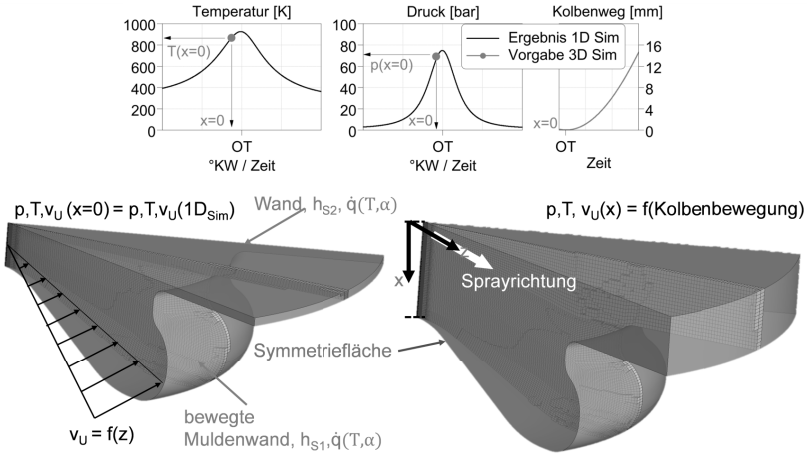


Abbildung 2: oben: Darstellung von Druck, Temperatur und Hub über die Zeit, mit verwendeten Initialwerten;
unten: Kolbensektor für die Simulation des verdampfenden Sprays

[2]Explicit Algebraic Reynolds Stress Model.
[3]Divinol ist ein Dieselersatzkraftstoff, welcher in den vorangegangenen experimentellen Untersuchungen verwendet wurde.

Tabelle 2: Randbedingungen der Betriebspunkte[4]

Betriebspunkt ($^1/_{\min}$; bar)	$p_{\mathbf{Rail}}$ bar	$t_{\mathbf{Main}}$ μs	$p_{\mathbf{Zyl,SOI}}$ bar	$T_{\mathbf{Zyl,SOI}}$ K	**SOI** °KW	$v_{\mathbf{U,max}}$ $^m/_s$
BP1 (1200; 7)	800	790	72,7	920	-4	8,3
BP2 (2000; 18)	1600	1560	134,3	966	1	3,3

Auswertung

Die Gemischbildung der unterschiedlichen Düsenkonfigurationen wird anhand der Ausbreitung der Dampfphase qualitativ ausgewertet. So kann die Dampfverteilung der verschiedenen Anordnungen im Brennraum visualisiert werden. Des Weiteren werden anhand verschiedener Kraftstoffkonzentrationen Volumenbereiche im Brennraum definiert, in denen ein fettes und/oder zündfähiges Gemisch vorhanden ist, oder die nicht durch Kraftstoff erreicht werden. Anhand dieser Volumenbereiche erfolgt eine quantitative Auswertung des zeitlichen Verlaufes der Gemischbildung mit den verschiedenen Düsen. Für die Darstellung der Ergebnisse zur Ausbreitung des Kraftstoffes im Brennraum wird λ wie folgt definiert:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{\mathrm{N_2,Zelle}}}{\dot{m}_{\mathrm{KrstDampf,Zelle}} \cdot 14{,}5} \tag{3}$$

λ stellt das Verhältnis der Masse an Stickstoff innerhalb eines Berechnungsvolumens zu der Masse an Kraftstoffdampf in dieser Zelle multipliziert mit dem Mindestluftbedarf von 14,5 dar. Die Simulation wird nur mit einer Gaskomponente (Stickstoff) durchgeführt. Das hier definierte λ entspricht nicht dem Verbrennungsluftverhältnis, sondern soll die Kraftstoffverteilung im Brennraum verdeutlichen.

Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse für Betriebspunkt 1 und 2 unter Anwendung der zuvor beschriebenen Auswertungsmethodik dargestellt.

Gemischbildung bei Betriebspunkt 1

Abbildung 3 zeigt die Auswertung verschiedener Gemischbereiche als zum Brennraumvolumen normierten Anteil. Bereiche, in denen $\lambda \geq 5$ ist, werden als nicht

[4] p_{Rail} ist der Einspritzdruck, t_{Main} die Ansteuerzeit des Injektors, $p_{\mathrm{Zyl,SOI}}$ und $p_{\mathrm{Zyl,SOI}}$ der Zylinderdruck und die Temperatur beim Start der Einspritzung, SOI der Start der Einspritzung und $v_{U,\max}$ die maximale Umfangsgeschwindigkeit der Drallströmung.

durch das Gemisch erfasste Zonen definiert. Da bei einer möglichen Kraftstoffumsetzung der in diesen Zonen befindliche Sauerstoff nicht zur Verbrennung beiträgt, werden sie hier auch als ungenutzte Luftbereiche bezeichnet, obwohl die Simulationen nur mit Stickstoff durchgeführt werden. In Bereichen mit $0{,}5 \leq \lambda \leq 1{,}5$ wird von einem zündfähigen Gemisch ausgegangen und alle Bereiche mit $\lambda \leq 0{,}8$ werden als fette Zonen betrachtet.

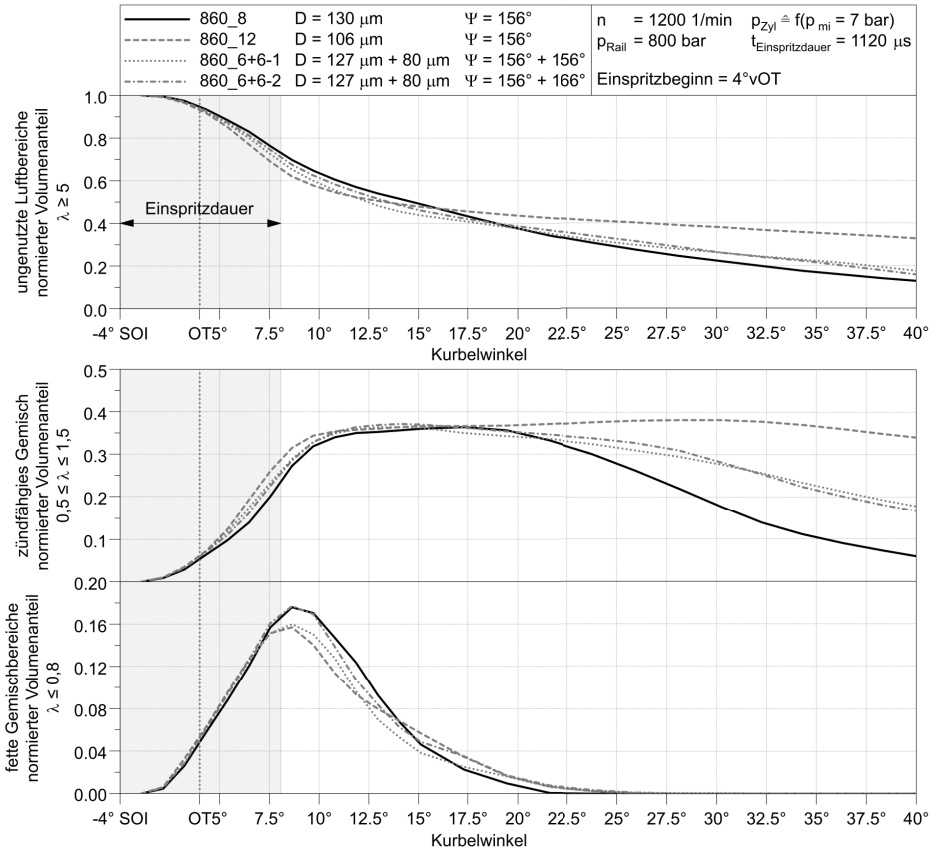


Abbildung 3: Auf das Gesamtvolumen normierte Volumenanteile verschiedener λ-Bereiche bei BP1

Die 12-Loch-Düsen (860_12, 860_6+6-1/2) weisen während und kurz nach der Kraftstoffeinspritzung (bis ca. 17,5 °nOT) klare Vorteile bei der Luftausnutzung auf. Besonders die 860_12-Düse erreicht bis ca. 10 °nOT schnell einen hohen Anteil des durch die Gemischbildung erfassten Brennraumvolumens und es bleiben

ca. 58 % ungenutzt – gegenüber 65 % mit der 8-Loch-Düse. Die 860_6+6-1-Düse erreicht in der gleichen Zeit ein etwas kleineres Volumen, gefolgt von der 860_6+6-2 und der 860_8-Düse. Gerade zu Beginn der Gemischbildung ist eine Erhöhung der Lochanzahl vorteilhaft, was auch an dem sich schnell bildenden Bereich mit zündfähigem Gemisch zu sehen ist. Durch die gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffes bei konstantem Durchmesser mit der 860_12-Düse ergibt sich gegenüber den Düsen mit alternierenden Lochdurchmessern und der 860_8-Düse zunächst eine effektivere Gemischbildung. Im weiteren Verlauf zeigt sich allerdings der Einfluss des geringen Strahlimpulses der kleineren Düsenlöcher der 860_12 Düse.
Ab ca. 12,5 °nOT weist die 860_6+6-1-Variante das geringste Volumen ungenutzter Zonen auf. Der Wert der 860_12-Düse sinkt ab etwa 15 °nOT nur noch in geringem Maße unter 40 %. Dies liegt an der stark verzögerten Wirbelbildung der Rückströmung, die den Kraftstoff in die Muldenmitte transportiert. Abbildung 4 zeigt dazu die Ausbreitung des Kraftstoffdampfes anhand von Isovolumen für alle Düsen.

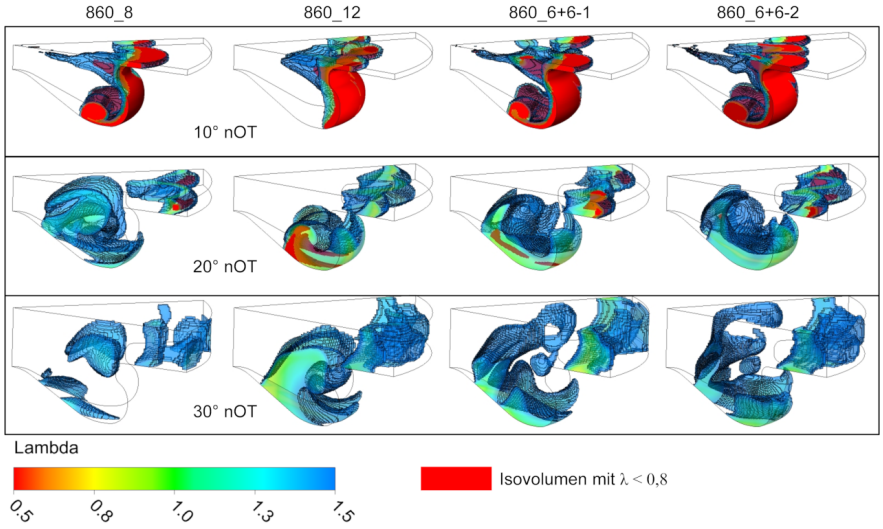


Abbildung 4: Ausbreitung des Kraftstoffdampfes bei BP1. Isovolumen im Bereich $0{,}5 \leq \lambda \leq 1{,}5$ (transparent), fette Gemischbereiche mit $\lambda \leq 0{,}8$ (rot, intransparent)

Während der Strahlimpuls der größeren Spritzlöcher der 6+6-Varianten zu einer anhaltenden Bewegung des Dampfes in die Mitte des Brennraumvolumens führt, sammelt sich der Kraftstoffdampf mit der 860_12-Düse eher in Wandnähe und wird nur langsam abtransportiert. Volumenbereiche in der Kolbenmitte werden

daher kaum genutzt, wodurch die Luftausnutzung bei ca. 30 °nOT bis 40 °nOT entsprechend niedrig ist. Es entsteht zwar sehr schnell ein zündfähiges Gemisch – bereits bei Einspritzende sind 30 % des Brennraumvolumens ausgefüllt – dieses bleibt allerdings lange bestehen und es findet keine Abmagerung statt.
Die 860_8-Düse baut zündfähiges Gemisch langsamer auf als die 12-Loch-Düsen und nutzt bis ca. 20 °nOT weniger Luftbereiche im Brennraum als die innovativen Konfigurationen. Gegen Ende der Einspritzung ist der Unterschied mit 8 % am größten. Bei 20 °nOT setzt eine Trendwende ein, die auf den großen Impuls und die vorteilhafte Durchmischung der Rückströmung durch benachbarte Spraykeulen zurückzuführen ist. Der Impuls der sich durch den Drall überschneidenden, zurückströmenden Wirbel von benachbarten Sprays ist höher, da der Lochabstand der großen Spritzlöcher geringer ist. Er sorgt für eine im Vergleich zu den 6+6-Varianten früheren Vermischung der Dampfgebiete auf dem Muldenhügel. Hierdurch wird das Gemisch in Richtung des Zylinderkopfes transportiert, wodurch etwas mehr Bereiche für die Gemischbildung genutzt werden. Das sich mit dieser Düse bildende zündfähige Gemisch wird im Vergleich zu dem der anderen Düsen nach 20 °nOT deutlich schneller abgebaut, wie in Abbildung 4 zu sehen ist.
Die beiden innovativen Düsenlochkonfigurationen weisen eine sehr ähnliche Gemischbildung im direkten Vergleich auf, wobei der Kraftstoffdampf mit der 860_6+6-1-Düse bis ca. 17,5 °nOT mehr Bereiche im Brennraum erfasst. Dies liegt an der unterschiedlichen Höhenlage der kleineren Spritzlöcher. Durch das nach unten zeigende Spritzloch der 6+6-1-Düse trägt dieses Spray vor allem zu der Gemischbildung im Muldenvolumen bei und kann sich dort ausbreiten. Die kleinen Spritzlöcher der 6+6-2-Düse ist in Richtung des Quetschspaltes gerichtet. Hierdurch wird eher ein Beitrag zur Gemischbildung im Quetschspaltvolumen geleistet, welches nach der Einspritzung noch vergleichsweise klein ist. Durch das Eintreten des Dampfes in den Quetschspalt und die damit einhergehende Wandbenetzung werden mehr fette Gemischbereiche zu diesem Zeitpunkt detektiert (7,5 °nOT), was auch in Abbildung 4 zu erkennen ist. Die 860_6+6-2-Düse zeigt hier das gleiche Niveau wie die 860_8-Düse, bei der zu diesem Zeitpunkt ebenfalls viel Dampf in den Quetschspalt dringt. Erst ab ca. 35 °nOT zeigt sich ein Vorteil des Kraftstoffeintrags in das Quetschspaltvolumen und es sind weniger ungenutzte Bereiche als bei der 6+6-1-Variante auszumachen, wobei der Unterschied sehr gering ist.

Gemischbildung bei Betriebspunkt 2

Die Auswertung der zeitlichen Entwicklung der Volumenanteile von verschiedenen Lambdabereichen für Betriebspunkt 2 ist in Abbildung 5 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass das Gemisch aller Düsen ein wesentlich größeres Volumen erfasst als bei Betriebspunkt 1. Die über einen längeren Zeitraum eingebrachte höhere

Kraftstoffmasse führt zu einer höheren Luftausnutzung. Ab 40 °nOT verringert sich der Gradient der Kurven der Luftausnutzung im ersten Diagramm und es bleiben weniger als 10 % des Brennraumvolumens mit der 860_8-Düse und den 6+6-Varianten ungenutzt. Bis 60 °nOT bestehen nur noch geringe Änderungen. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass die räumliche Ausbreitung des Kraftstoffes bei 40 °nOT abgeschlossen ist. Die Kurve der 860_12-Düse verläuft parallel zu denen der anderen Düsen, allerdings werden ca. 10 % weniger Volumen erfasst.

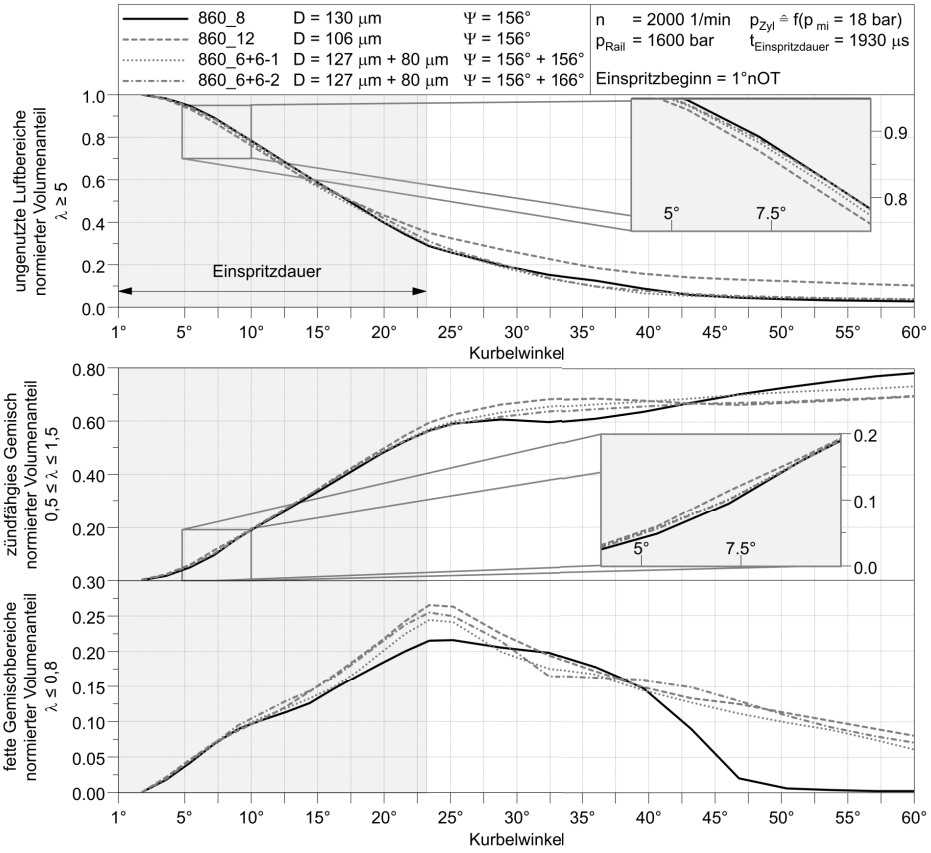


Abbildung 5: Auf das Gesamtvolumen normierte Volumenanteile verschiedener λ-Bereiche bei BP2

Wie schon bei Betriebspunkt 1 sind die Vorteile einer Düse mit höherer Lochanzahl besonders zu Beginn der Einspritzung zu sehen. Dies ist der vergrößerten Darstellung im ersten und zweiten Diagramm in Abbildung 5 zu entnehmen. Hier wird

deutlich, dass bei Einspritzbeginn mit der 860_12-Düse und in geringerem Maße auch der 860_6+6-1-Düse eine schnellere Erfassung des Brennraumvolumens mit Kraftstoff erfolgt. Durch den geringen Sprayimpuls der 860_12-Düse verliert sich dieser Vorteil bereits zum Ende der Einspritzung bei ca. 23 °nOT und das restliche Volumen wird langsam oder nicht mehr erreicht. Dies zeigt sich auch bei Darstellung der Ausbreitung des Kraftstoffdampfes anhand von Isovolumen in Abbildung 6.

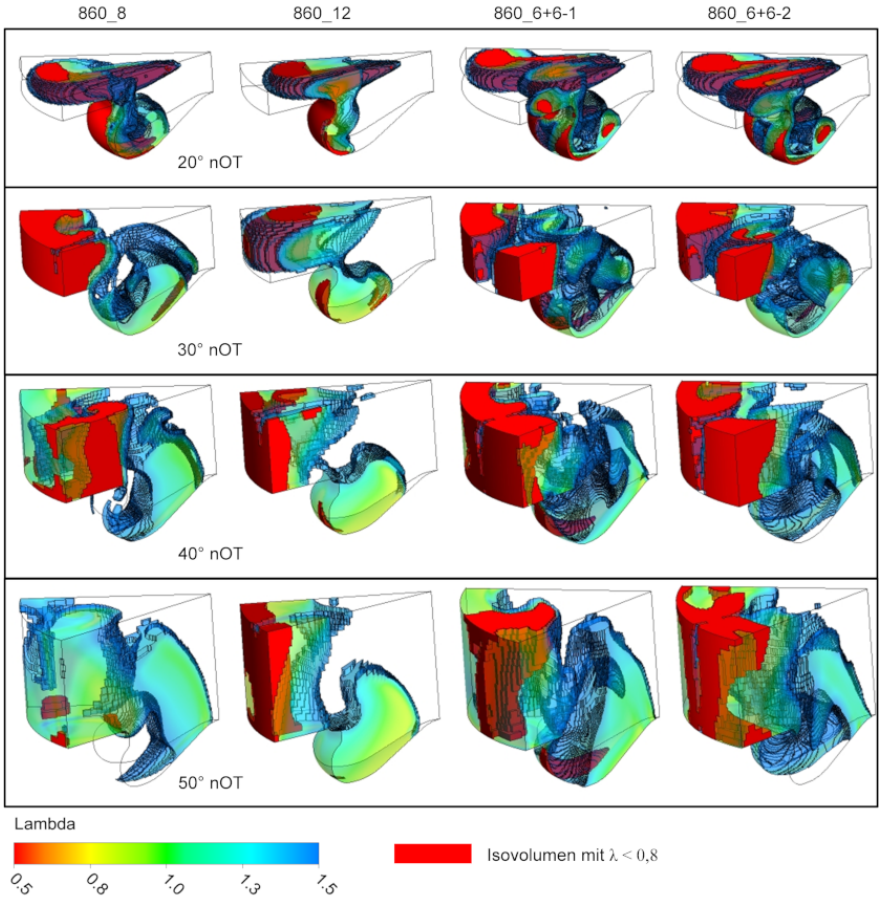


Abbildung 6: Ausbreitung des Kraftstoffdampfes bei BP2. Isovolumen im Bereich $0{,}5 \leq \lambda \leq 1{,}5$ (transparent), fette Gemischbereiche mit $\lambda \leq 0{,}8$ (rot, intransparent)

Bis nach Einspritzende sind knapp unter 60 % des Brennraums durch zündfähiges Gemisch erfasst, wie in Abbildung 5 zu erkennen ist. Mit der 860_12-Düse ist es mit 60 % das größte Gebiet. Hier ist erneut ein großer Unterschied zu Betriebspunkt 1 erkennbar, bei dem sich weniger zündfähiges Gemisch gebildet hat und dieses vergleichsweise schnell abgemagert ist. Durch die längere Einspritzdauer und die anhaltende Vermischung werden große Volumenanteile des Brennraums lange durch das zündfähiges Gemisch erfasst, wie es im mittleren Diagramm von Abbildung 5 zu sehen ist. Bis 60 °nOT sind es zwischen 70 % des Brennraumvolumens mit der 860_6+6-2 bzw. der 860_12-Düse und 80 % mit der 860_8-Düse.
Mit der 860_8-Düse bildet sich bis ca. 35 °nOT zunächst das kleinste Gebiet zündfähigen Gemisches aus. Ab diesem Zeitpunkt ist eine Trendumkehr zu sehen. Die vorher entstandenen fetten Gemischbereiche werden schneller abgebaut als bei den anderen Düsenvarianten. Hierdurch erhöht sich das Volumen des zündfähigen Gemisches deutlich. Wie in Abbildung 6 zu sehen ist, treffen die Dampfgebiete benachbarter Sprays bei ca. 30 °nOT im Quetschspalt aufeinander. Dadurch werden die fetten Gemischbereiche in Richtung der Kolbenmitte transportiert, wo sie abmagern können. Dieser Effekt tritt bei den anderen Düsenvarianten wesentlich später auf, wodurch länger Gemischbereiche mit $\lambda \leq 0{,}8$ bestehen bleiben.
Mit der 860_6+6-1-Variante bildet sich im direkten Vergleich mit der 860_6+6-2-Düse etwas weniger fettes Gemisch und sie weist einen im Verlauf leicht höheren Volumenanteil zündfähigen Gemisches auf, wie Abbildung 5 zu entnehmen ist. Ein Unterschied ungenutzter Luftbereiche besteht so gut wie nicht.
Durch den veränderten Höhenwinkel der 860_6+6-2-Düse erhöht sich der Kraftstoffanteil im Quetschspaltvolumen. Wie in Abbildung 6 bei 40 °nOT und 50 °nOT zu sehen ist, wird dadurch der Transport des Kraftstoffdampfes aus dem Quetschspaltvolumen in Richtung der Kolbenmitte gehemmt.
Mit der 860_6+6-1-Düse kommt es hingegen in der Mulde zur Überlappung der Dampfbereiche des kleinen und großen Spritzloches, wodurch hier Zonen fetteren Gemisches zu sehr späten Zeitpunkten zu erkennen sind. Die lange Ansteuerdauer und der damit verbundene höhere Kraftstoffeintrag führen dazu, dass auch der Dampf des kleineren Spritzloches eine Rückströmung ausbildet, was bei Betriebspunkt 1 nicht der Fall ist. Es kommt zu einer Überlappung beider Sprays an der Muldenwand, welche dann in Richtung Kolbenmitte abgelenkt werden. Dabei gehen vor allem die kraftstoffreichen Zonen des Sprays des kleineren Spritzloches in die Rückströmung des großen Spritzloches über. Bei der 860_6+6-2-Düse ist dies nicht zu sehen.

Variation der Ansteuerdauer und des Einspritzdrucks

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Ansteuerdauer und des Einspritzdruckes auf die dargestellten Effekte analysiert, um die verschiedenen Bedingungen beider

Betriebspunkte isoliert zu untersuchen. Hierfür wird die 860_8-Düse als Referenz verwendet und mit der 860_6+6-1-Düse verglichen. Die verwendeten Parameter würden im Motorbetrieb zu einer Lastanhebung bei Betriebspunkt 1 (Verlängerung der Ansteuerdauer bzw. Anhebung des Raildrucks) und zu einer Lastabsenkung bei Betriebspunkt 2 (Verkürzung der Ansteuerdauer) führen.

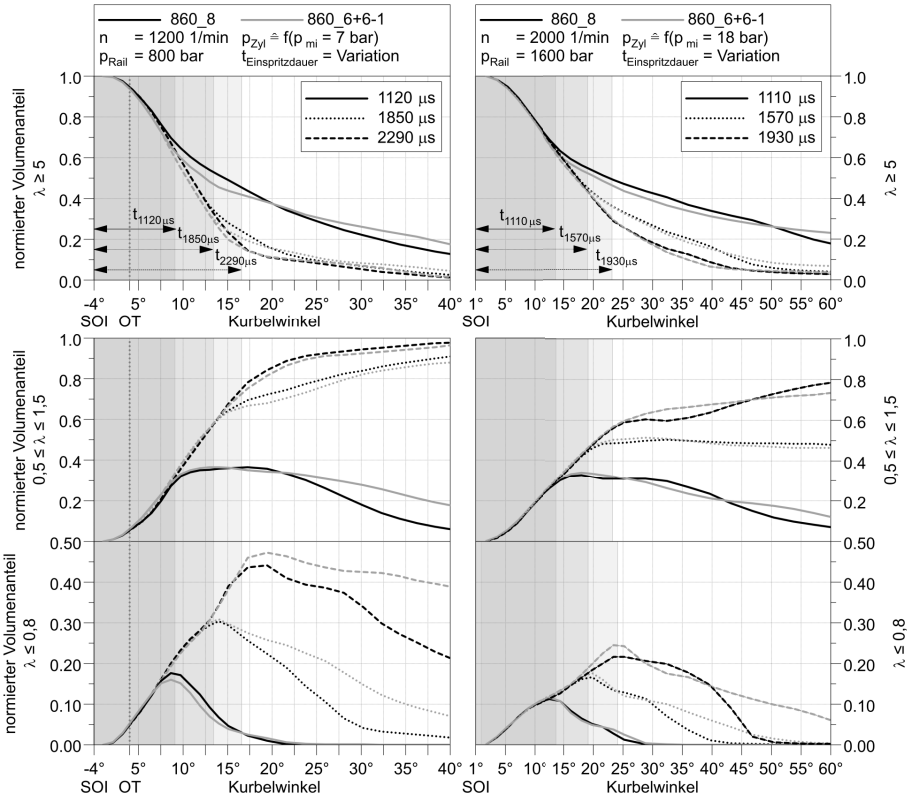


Abbildung 7: Auf das Gesamtvolumen normierte Volumenanteile verschiedener λ-Bereiche bei Variation der Ansteuerdauer

Die Auswertung der verschiedenen Gemischbereiche ist in Abbildung 7 dargestellt. Die Dauer der Kraftstoffeinspritzung wurde unter den Betriebsbedingungen von Betriebspunkt 1 und 2 variiert. Die dargestellten Zeiten beziehen sich auf die Gesamteinspritzdauer und entsprechen Ansteuerzeiten des Injektors von 800 μs (durchgezogene Linie), 1200 μs (gepunktete Linie) und 1600 μs (gestrichelte Linie). Die zeitlichen Differenzen sind auf den unterschiedlichen Raildruck zurückzuführen, der das Nadelöffnungs- und -schließverhalten maßgeblich beeinflusst.

Bei Betriebspunkt 1 führt eine längere Ansteuerdauer von 1850 μs zur Verringerung der ungenutzten Volumenbereiche im Brennraum. Durch den andauernden Sprayimpuls wird bei 40 °nOT nahezu das gesamte Volumen durch Gemisch erfasst. Die gesteigerte Menge an eingebrachtem Kraftstoff führt auch zu erhöhten Volumenanteilen von zündfähigem und fettem Gemisch. Mit der längsten Einspritzdauer von 2290 μs kommt es zu einer Überschneidung des Einspritzstrahls mit der Rückströmung. Hierdurch werden fette Gemischbereiche gebildet, welche in Richtung des Zylinderkopfes transportiert werden. Im unteren Diagramm in Abbildung 7 ist die zeitliche Entwicklung der fetten Gemischbereiche dargestellt. Durch den zuvor beschriebenen Effekt ist bei der längsten Ansteuerdauer ab ca. 12,5 °nOT eine Zunahme des Gradienten zu erkennen. Einen Unterschied zwischen den Düsenformen gibt es vor allem zu Beginn der Einspritzung. Wie schon bei Betriebspunkt 1 zu sehen war, wird durch die erhöhte Lochanzahl das Volumen mit der 860_6+6-1-Düse etwas schneller erfasst und geringfügig mehr zündfähiges Gemisch in der gleichen Zeit gebildet. Allerdings gleichen sich die Kurven zum Einspritzende hin an oder weisen eine Trendumkehr auf, sodass mit der 860_8-Düse etwas mehr Volumen eingenommen wird, in welchem das Gemisch zündfähig ist. Zunächst ist mit beiden Düsen ein ähnlicher Aufbau fetter Gemischbereiche zu verzeichnen. Bei der kurzen Ansteuerdauer werden mit der innovativen Konfiguration etwas weniger fette Zonen gebildet, mit der längsten Ansteuerdauer hingegen mehr. Der Abbau dieser Bereiche erfolgt bei allen Einspritzdauern mit der 860_8-Düse schneller. Mit der 860_6+6-1-Düse wird bei 40 °nOT mit einer Einspritzdauer von 1850 μs ca. 8 % des Brennraumvolumens und mit der 860_8-Düse nur ca. 2 % durch fettes Gemisch erfasst. Bei einer längeren Ansteuerdauer sind es 40 % mit der 860_6+6-1-Düse und 20 % mit der 860_8-Düse, während bei der kurzen Ansteuerdauer zu diesem Zeitpunkt keine fetten Zonen vorhanden sind. Der langsamere Abbau fetter Zonen ist auf den Einfluss des kleinen Spritzloches auf die Gemischbildung zurückzuführen. Bei einer kurzen Einspritzdauer transportiert das Spray des kleinen Spritzloches nur wenig Kraftstoffmasse in die Mulde, welches sich mit der Rückströmung des Sprays des großen Spritzloches vermischt. Die Verwendung des zusätzlichen Spritzloches ist daher bei kurzen Ansteuerzeiten eher als Vorteil zu bewerten, da das Brennraumvolumen schneller erfasst wird und eine rasche Umsetzung des Kraftstoffes ermöglicht wird, während die Überlappung der Sprays marginal bleibt. Bei der Vergrößerung der Ansteuerdauer ist dieser zu Beginn der Einspritzung vorhandene Vorteil als wesentlich kleiner zu bewerten, da sich die Zeit der Gemischbildung insgesamt deutlich verlängert. Das Spray der kleineren Spritzlöcher wird in die Mulde abgelenkt und geht in die Rückströmung des Dampfbereiches des größeren Spritzloches über. Dieser Effekt verstärkt sich mit zunehmender Einspritzzeit. Die Überlappung beider Sprays wird verstärkt. Durch die insgesamt hohe Kraftstoffkonzentration im Brennraumvolumen wird eine Abmagerung dieser fetten Zonen zudem gehemmt.

Im direkten Vergleich der Ergebnisse von Betriebspunkt 1 und 2 in Abbildung 7 wird deutlich, dass mit der innovativen Düse bei erhöhtem Gegendruck (BP2) das Brennraumvolumen durch den Kraftstoffdampf trotz der höheren Spritzlochanzahl kaum schneller erfasst wird, als mit der 860_8-Düse. Durch die Aufweitung des Sprays und die langsamere Ausbreitungsgeschwindigkeit des Sprays wird der Vorteil einer erhöhten Spritzlochanzahl gemindert. Der Trend, dass sich bei längeren Ansteuerzeiten die fetten Gemischbereiche langsamer abbauen, wird bei höherem Gegendruck bestätigt. Allerdings sind die auftretenden maximalen Volumenanteile mit $\lambda \leq 0{,}8$ für alle Ansteuerzeiten geringer als bei den Konditionen von Betriebspunkt 1, da durch die schnellere Kolbenbewegung gegen Ende der jeweiligen Einspritzung ein deutlich vergrößertes Brennraumvolumen zur Verfügung steht.

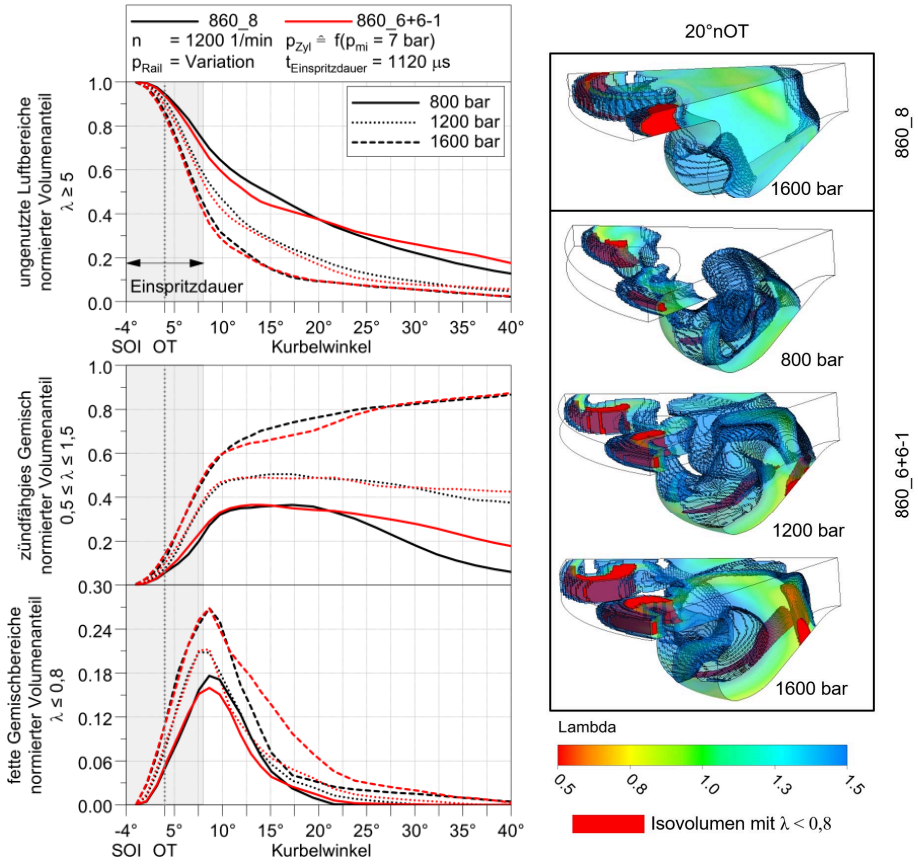


Abbildung 8: Variation des Einspritzdruckes unter den Betriebsbedingungen von BP1

Die Anhebung des Raildrucks führt zu ähnlichen Phänomenen in der Gemischbildung wie die Anhebung der Ansteuerdauer. Durch beides wird die eingespritzte Kraftstoffmenge erhöht und die Überschneidung der Sprays der 860_6+6-1-Düse in der Mulde begünstigt, wie es in Abbildung 8 rechts zu sehen ist. Durch den höheren Massenstrom mit steigendem Einspritzdruck steigt die Rate, in der zündfähiges Gemisch gebildet wird und in welcher das Brennraumvolumen durch die Dampfgebiete erfasst wird, siehe Abbildung 8 links. Damit einhergehend gleicht sich aber der Verlauf der Kurven der beiden Düsen bei Einspritzbeginn an und der positive Effekt der Kraftstoffverteilung durch eine Erhöhung der Lochanzahl wird geringer.

Zusammenfassung

Der Fokus des Beitrags liegt auf der numerischen Analyse der Gemischbildung innovativer Düsenlochkonfigurationen mit erhöhter Spritzlochanzahl. Diese weisen unterschiedliche Lochdurchmesser innerhalb eines Lochkreises auf. Als Vergleich dienen eine Düse mit 12 Spritzlöchern und konstantem Durchmesser und eine Seriendüse mit 8 Spritzlöchern als Referenz. Die Untersuchungen der Gemischbildung im Brennraum werden an zwei Betriebspunkten durchgeführt, die der mittleren und höheren Last eines Serienmotors entsprechen.
Die Gemischbildung wurde anhand des verdampfenden Sprays mit einem bewegten Kolben modelliert. Bei einer Erhöhung der Spritzlochanzahl unter Verwendung gleicher Durchmesser zeigt sich wegen des geringeren Sprayimpulses die Bildung kraftstoffreicher Zonen an der Muldenwand, die nur stark verzögert abgebaut werden. Der größere Impuls der 8-Loch-Düse sorgt hingegen für eine intensive Rückströmung des Kraftstoffes von der Kolbenwand, wodurch eine Verteilung des Kraftstoffes in der Brennraummitte erfolgt. Die 6+6-Varianten weisen bei dem niedriglastigeren Betriebspunkt eine sehr ähnliche Dampfausbreitung auf. Das Spray der großen Spritzlöcher verhält sich so wie das der Referenzdüse und bildet eine ausgeprägte Rückströmung, wird aber durch das Spray der kleineren Spritzlöcher beeinflusst. Bei der 6+6-Variante mit größerem Höhenwinkel äußert sich dies in der Bildung von mehr fettem Gemisch im zu diesem Zeitpunkt noch kleinen Quetschspaltvolumen.
Die Änderung des Betriebspunktes zu höherer Last bei höherer Drehzahl und längerer Ansteuerdauer führt dazu, dass sich die Gemischbildung wesentlich in das Quetschspaltvolumen verlagert. Mit der 6+6-Variante mit kleinerem Höhenwinkel bilden sich durch die Überschneidung der Sprays des großen und kleinen Spritzlochs dennoch fette Gemischbereiche in der Mulde. Diese sind mit der anderen 6+6-Variante und der 8-Loch-Düse nicht zu sehen. Das wegen der langen Ansteuerdauer in den Quetschspalt gerichtete Spray erzeugt auch in diesem kraftstoffreiche Zonen, welche auf die Zylinderwand treffen und an dieser abgelenkt werden. Durch

die Interaktion von Dampfgebieten benachbarter Sprays der großen Spritzlöcher kommt es zum Transport dieser fetten Zonen von der Zylinderwand in die Mitte des Brennraums. Hierdurch kann das kraftstoffreiche Gemisch abgemagert werden. Wegen der geringeren Lochabstände der großen Spritzlöcher ist dieser Effekt bei der 8-Loch-Düse wesentlich deutlicher ausgeprägt. Die kleinen Spritzlöcher der 6+6-Varianten hemmen diese zusätzliche Vermischung.
Um die Effekte tiefergehend zu untersuchen, wurde eine Variation der Einspritzdauer und des Einspritzdruckes durchgeführt. Hiermit konnte nachgewiesen werden, dass das Potential der Düsen mit alternierenden Spritzlochdurchmessern, die Gemischbildung zu verbessern, vor allem bei Betriebspunkten mit niedriger Last besteht. Eine Erhöhung der Last, also eine Verlängerung der Ansteuerdauer oder eine Anhebung des Raildrucks, führt dazu, dass die Überschneidungen von kleinen und großen Spraykeulen in der Mulde wesentlich stärker ausgeprägt sind. Durch die Überschneidung entstehen fette Gemischbereiche in der Mulde, die wesentlich langsamer abgebaut werden als es mit der Referenzdüse der Fall ist.
Es konnte gezeigt werden, dass das neuartige Konzept alternierender Spritzlochdurchmesser innerhalb eines Lochkreises Potential zur Verbesserung der Gemischbildung im unteren Lastbereich besitzt. Die hier gezeigten Ergebnisse beziehen sich auf eine Muldengeometrie, die auf die Verwendung mit der Referenzdüse abgestimmt ist. Durch die Veränderung der Muldenform, beispielsweise den Einsatz einer Stufenmulde, können gegebenenfalls die Betriebsgrenzen der gezeigten Düsenkonfigurationen erweitert werden.

Literatur

[1] Nishida, K.; Gao, J.; Manabe, T.; Zhang, Y.: „Spray and mixture properties of evaporating fuel spray injected by hole-type direct injection diesel injector“. In: *International Journal of Engine Research* 9 (4 Aug. 2008), S. 347–360. doi: 10.1243/14680874JER00508.

[2] Merker, G. P.; Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. isbn: 978-3-658-03194-7.

[3] Gao, J.; Matsumoto, Y.; Namba, M.; Nishida, K.: „Group-Hole Nozzle Effects on Mixture Formation and In-cylinder Combustion Processes in Direct-Injection Diesel Engines“. In: *Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition*. SAE International, Okt. 2007. doi: 10.4271/2007-01-4050.

[4] Zhang, Y.; Nishida, K.; Nomura, S.; Ito, T.: „Spray Characteristics of Group-hole Nozzle for D.I. Diesel Engine“. In: *SAE Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition*. SAE International, Okt. 2003. doi: 10.4271/2003-01-3115.

[5] Gao, J.; Moon, S.; Zhang, Y.; Nishida, K.; Matsumoto, Y.: „Flame structure of wall-impinging diesel fuel sprays injected by group-hole nozzles“. In: *Combustion and Flame* 156.6 (2009), S. 1263–1277. issn: 0010-2180. doi: 10.1016/j.combustflame.2009.01.014.

[6] Gao, J.; Matsumoto, Y.; Namba, M.; Nishida, K.: „An investigation of mixture formation and in-cylinder combustion processes in direct injection diesel engines using group-hole nozzles“. In: *International Journal of Engine Research* 10.1 (2009), S. 27–44. doi: 10.1243/14680874JER02108.

[7] Moon, S.; Matsumoto, Y.; Nishida, K.; Gao, J.: „Gas entrainment characteristics of diesel spray injected by a group-hole nozzle“. In: *Fuel* 89.11 (2010), S. 3287–3299. issn: 0016-2361. doi: 10.1016/j.fuel.2010.05.011.

[8] Suh, H. K.; Lee, C. S.: „Impact of Orifice Angle Configurations on the Droplet Atomization Enhancement of Diesel Fuel in a Group-Hole Nozzle“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 133.11 (Mai 2011). issn: 0742-4795. doi: 10.1115/1.4002888.

[9] Park, S. W.; Reitz, R. D.: „Optimization of fuel/air mixture formation for stoichiometric diesel combustion using a 2-spray-angle group-hole nozzle“. In: *Fuel* 88.5 (2009), S. 843–852. issn: 70016-2361. doi: 10.1016/j.fuel.2008.10.028.

[10] Bergstrand, P.; Denbratt, I.: „The Effects of Multirow Nozzles on Diesel Combustion“. In: *SAE 2003 World Congress & Exhibition*. SAE International, März 2003. doi: 10.4271/2003-01-0701.

[11] Harndorf, H.; Bittlinger, G.; Drewes, V.; Kunzi, U.: „Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren“. In: *5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2002.

[12] Vasconi, C.: „Einfluss von innovativen Düsenlochkonzepten auf die Injektorinnenströmung und die Gemischbildung im Dieselmotor“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2019.

[13] *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, Release 19.2*. 2018.

Biografische Notizen

Constantin Vasconi war nach seinem Studium an der TU Berlin als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe beschäftigt und hat 2019 an diesem promoviert. Er hat Roland Baar als einen motivierten Fachgebietsleiter kennengelernt, der einen stets ermutigte, einen Schritt weiterzugehen, um sein Ziel zu erfüllen.

Anja Fink ist seit 2017 als studentische Hilfskraft am Fachgebiet Fahrzeugantriebe angestellt und hat ihre Bachelor- und Masterarbeit hier verfasst. Während ihres Studiums besuchte sie mehrere Vorlesungen bei Professor Roland Baar. Sie erlebte seine Ausführungen als sehr erhellend und anregend.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Experimentelle Untersuchungen der innermotorischen NO_2-Bildung und deren Wechselwirkungen mit HCHO und NO bei Magergasmotoren

Denis Notheis, Christian Ritter, Uwe Wagner, Amin Velji, Thomas Koch

Stickstoffdioxid (NO_2) hat für die moderne Abgasnachbehandlung von Magerbrennverfahren eine große Bedeutung. Durch seine erhöhte Neigung zur Abgabe von Sauerstoff beschleunigt NO_2 die Oxidation von Verbrennungszwischenprodukten wie Kohlenmonoxid (CO) und Formaldehyd (HCHO) im Oxidationskatalysator. Des Weiteren ist für die schnelle Reaktion beim SCR-Katalysator ein NO_2/NO_x-Verhältnis von 0,5 anzustreben.
Die hier vorgestellten Untersuchungen wurden an einem Einzylinder-Magergasmotor, basierend auf einem kommerziellen Euro 6 Fahrzeugmotor M936G der Daimler AG, durchgeführt. In dieser Arbeit werden gezielte Parameterstudien sowie statistische Modellierungen der relevanten Abgaskomponenten vorgestellt. Dabei wird speziell auf das Trendverhalten der Abgasspezies untereinander bei unterschiedlichen Randbedingungen (Lambda, AGR, Zündzeitpunkt) eingegangen. Es zeigen sich unterschiedliche Wege, das NO_2/NO_x-Verhältnis innermotorisch gezielt einzustellen. Zusätzlich werden die Wechselwirkungen zwischen HCHO und NO_2 aufgezeigt.

Motivation

Aufgrund der großen wirtschaftlichen Bedeutung von Verbrennungskraftmaschinen in mobilen wie auch in stationären Anwendungen müssen die künftig immer strengeren Emissionsvorschriften mit den klimapolitischen und wirtschaftlichen Zielsetzungen vereinbar bleiben. Von besonderer Bedeutung ist dabei Stickstoffdioxid (NO_2). Entgegen aller schädlichen Auswirkungen von NO_2 ist die hochreaktive Spezies bei der Abgasnachbehandlung von Magerbrennverfahren von großem Nutzen. Bei der harnstoffbasierten Nachbehandlung von Stickoxiden mit einem SCR-System hängt der katalytische Wirkungsgrad signifikant vom NO_2/NO_x-Verhältnis im Abgas ab. Des Weiteren dient NO_2 durch seine stärkere Neigung zur Sauerstoffatomabgabe als Schlüsselkomponente zur HCHO-Oxidation bei Magergasmotoren. HCHO ist als kanzerogen eingestuft und wird bei Betriebstemperatur nahezu vollständig im Oxidationskatalysator reduziert. Durch den anteiligen

Schwefel im Kraftstoff bei Gasmotoren und der damit verbundenen eintretenden Alterung des Katalysators ist die Oxidation von HCHO über den Produktlebenszyklus herausfordernd [1].
In dem von der „Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V." (FVV) einjährig geförderten Projekt „NO_2/HCHO bei Magergasmotoren" werden die Wirkweisen, die insbesondere im FVV-Forschungsvorhaben „Bildung/Modellierung NO_2" aus dem Dieselmotor aufgezeigt wurden, auf einen fremdgezündeten Magergasmotor übertragen. Dabei sollen unterschiedliche motorische Parameter untersucht werden, um die einzelnen Emissionen innermotorisch optimal für die Abgasnachbehandlung bereitzustellen.

Stand der Technik – Ursachen zur Bildung von NO_2 und HCHO bei Verbrennungsmotoren

Frühere Untersuchungen zur Bildung von NO_2 bei Magergasmotoren hatten hauptsächlich das Ziel der gesamten Reduktion der innermotorischen NO_x-Emissionen. Theoretisch können die Verbrennungstemperaturen bei Magergasmotoren weitestgehend durch Abmagerung und späten Zündzeitpunkt so stark reduziert werden, dass die Bildung von Stickoxiden deutlich reduziert wird. Jedoch stellen die Untersuchungen von Klimstra und Westing [2] dar, dass NO_2 eine niedrigere Sensitivität als Stickstoffmonoxid (NO) bei der Reduktion der gesamten Stickoxide aufzeigt. Klimstra und Westing fassten aus zahlreichen Literaturquellen zusammen, dass die Bildung von NO_2 vor allem über Hydroperoxyl-Radikale (HO_2) bei Temperaturen unter 900 °C stattfindet. Bei einer Erhöhung von NO reduzieren sich die Hydroperoxyl-Radikale, was wiederum zu einer Reduktion der NO_2-Bildung führt. Eigene Messungen von Klimstra und Westing belegen, dass durch die niedrigere Sensitivität von NO_2 auf motorische Einstellgrößen das NO_2/NO_x-Verhältnis in weiten Bereichen variiert werden kann.
Li et al. [3; 4] untersuchten numerisch die Bildung von NO_2 in Dual-Fuel-Motoren mit Diesel und Erdgas als Kraftstoff. Li et al. zeigen, dass sich das in der Frühphase in der Flammenfront gebildete NO_2 aufgrund der hohen Temperaturen zu NO zurückbildet. Das gemessene NO_2 stammt hauptsächlich aus späten Verbrennungsphasen. Das für die Bildung von NO zu NO_2 benötigte HO_2 stammt bei Dual-Fuel-Motoren mit Diesel und Erdgas als Kraftstoff hauptsächlich aus der Methanoxidation. Somit interpretieren Li et al., dass NO_2 vor allem dann entsteht, wenn das in der heißen Dieselverbrennung entstandene NO sich mit der kalten Methanverbrennung mischt. Des Weiteren scheinen die kalten Zylinderwände eine weitere Quelle für die Bildung von NO_2 zu sein.
Bei Dieselmotoren konnten Rössler et al. [5] mit einem schnellen Gasentnahmeventil aufzeigen, dass die Bildung von NO_2 bei der Dieselverbrennung direkt während der Verbrennung stattfindet. Oxidationen während der Expansion konn-

ten vernachlässigt werden, da die gemessenen Werte mit dem Gasentnahmeventil kurz nach der Verbrennung äquivalent zu den gemessenen Emissionen im Abgas waren. Weitere Untersuchungen von Rössler et al. [6] legen dar, dass eine Erhöhung des Luftverhältnisses der Hauptparameter zur Erhöhung von NO_2 im Verhältnis zu NO_x ist.

Die Mechanismen der Bildung von HCHO in Magergasmotoren wurden im FVV-Forschungsvorhaben 918 „Formaldehyd – Wirkmechanismen“ untersucht. Bauer und Wachtmeister [7] zeigen, dass ein Trade-off zwischen den Gesamtstickoxidemissionen und HCHO besteht. Untersuchungen mit zusätzlichem Feuerstegvolumen wiesen nach, dass der größte Teil des gebildeten HCHO aus dem Feuersteg stammt.

Im Folgeforschungsvorhaben 1187 der FVV „Reduzierung der Formaldehydemissionen bei Magergasmotoren“ wurden weitere Untersuchungen zur HCHO-Bildung durchgeführt. Schedlbauer und Schröder [1] erläutern, dass eine Veränderung der Brennraumgeometrie der einzige Weg ist, HCHO-Emission bei gleichen NO-Emissionen zu reduzieren. Neben einer Reduktion von Schadvolumen zeigen sie auf, dass eine Vergrößerung des Feuersteges und somit ein vollständigeres Durchbrennen eine weitere Möglichkeit ist, um die HCHO-Emission zu senken. Numerische Untersuchungen in der Arbeit von Schedlbauer und Schröder [1] lassen vermuten, dass eine mögliche Ursache der HCHO-Bildung der Rückfluss von Kohlenwasserstoffen aus dem Feuersteg in der Expansionsphase ist.

Untersuchungen von Olsen et al. [8] an einem Zweitakt-Großgasmotor mit einem Gasentnahmeventil an unterschiedlichen Entnahmestellen untermauern diese Annahme. Olsen et al. sahen ein Maximum an HCHO-Konzentration bei der Gasentnahme direkt in der Verbrennung. Dieses Maximum wird nach der Verbrennung durch hohe Temperaturen auf beinahe Null reduziert. Nach der eigentlichen Verbrennung sehen Olsen et al. [8] einen zweiten Anstieg der HCHO-Emissionen, die durch die Vermischung des rückströmenden unverbrannten Methan-Luft-Gemisches in das noch heiße Abgas entstehen. Darüber hinaus wurde der größte Teil der HCHO-Emissionen während der Expansion bei einer Entnahmestelle direkt am Feuersteg gemessen, was die Annahme der Vermischung und des Entstehungsortes bestärkt.

Versuchsaufbau und Messtechnik

Für die Untersuchungen wird ein Einzylinder-Forschungsaggregat, basierend auf dem M936G der Daimler AG, verwendet. Die technischen Daten des Motors sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Der Prüfstand erlaubt eine individuelle und reproduzierbare Konfiguration von unterschiedlichen Betriebsparametern und ist mit einem FEV-Morphée-Prüfstandssteuerungssystem automatisiert. Über eine externe Ladeluftversorgung wird tro-

ckene Luft bereitgestellt, welche über einen Ladelufterhitzer aufgeheizt und durch Zugabe von Wasserdampf gezielt befeuchtet werden kann. Die gekühlte externe AGR wird nach der Drosselklappe über ein Mischungssystem der Ladeluft hinzugefügt. Mithilfe einer Drosselklappe im Abgas wird das notwendige Spülgefälle für die AGR erzeugt. Zur Bestimmung der AGR-Rate wird der CO_2-Gehalt der Ladeluft und des Abgases mit einem URAS AO2020 AGR bestimmt.

Tabelle 1: Motorspezifikationen

Motorspezifikationen	M936G
Bohrungsdurchmesser	110 mm
Hub	135 mm
Hubvolumen	1283 cm^3
Verdichtungsverhältnis	13,1:1

Das relative Luftverhältnis λ wird zum einen mit einer Breitbandlambdasonde direkt im Abgas gemessen und zum anderen nach Brettschneider [9] mithilfe der Abgasmessung bestimmt. Das Lambda nach Brettschneider wird auch für die Lambdawerte in dieser Arbeit angewendet. Der verwendete Gaskraftstoff wird direkt aus dem öffentlichen Erdgasnetz entnommen. Um die tatsächliche Gaszusammensetzung zu bestimmen und den Betrieb dafür anzupassen, wird diese kontinuierlich mithilfe eines ABB NGC8206 Gaschromatographen bestimmt. Als Zündquelle wird eine Serienhakenzündkerze verwendet. Die Ansteuerung der Zündkerze und der Drosselklappe erfolgt über eine Fi^{2re}-Steuerung der IAV GmbH.

Tabelle 2: Messbereich und Messgenauigkeit der einzelnen Abgasmesstechniken für verschiedenen Emissionen (*Konvertierungsgrad)

		CLD (AMA)	**FTIR**	**DEGAS**
NO_2	Messbereich	–	0–150 ppm	0–200 ppm
	Messgenauigkeit	–	$\leq 2\,\%$	$< 3\,\%$
NO	Messbereich	0–10 000 ppm	0–3 000 ppm	–
	Messgenauigkeit	$< 1\,\%$	$\leq 2\,\%$	–
NO_x	Messbereich	0–10 000 ppm	–	–
	Messgenauigkeit	$< 1\,\%$ (98 %*)	–	–
HCHO	Messbereich	–	0–500 ppm	–
	Messgenauigkeit	–	$\leq 2\,\%$	–

Zur Messung der Abgasemissionen, speziell von NO_2, werden unterschiedliche Messgeräte verwendet. Mit der AMA 4000 und dem integrierten zweikanaligen Chemolumineszenzdetektor-System (CLD) wird NO_2 nicht direkt bestimmt, sondern über ein Differenzenverfahren berechnet. Der CLD misst nur die NO-Emissionen. Um NO_2 direkt zu messen, werden neben der AMA auch ein FTIR MKS 2030 und ein MIR-Detektor DEGAS REFAM [10] eingesetzt. Beim DEGAS wird ein Quantenkaskadenlaser zur Detektion verwendet. HCHO wird mit einem Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer (FTIR) bestimmt. Die Messbereiche und Messgenauigkeiten sind in Tabelle 2 abgebildet. In dieser Arbeit werden die Emissionen des FTIR verwendet.

Einzelparameteruntersuchungen

Um den Einfluss von motorischen Einstellparametern wie das relative Luftverhältnis, die Schwerpunktlage und die AGR auf NO_2, NO und HCHO zu untersuchen, werden zuerst Variationen nach dem Prinzip „one factor at a time“ durchgeführt. Dies stellt eine separate Beurteilung der Einflussgrößen sicher und gibt die Trends der einzelnen Größen wieder. Die Standardbedingungen sind in Tabelle 3 aufgelistet. Für die Einzelparameteruntersuchungen wurde keine zusätzliche Feuchte eingebracht. Die Untersuchungen wurden mit derselben eingebrachten Kraftstoffenergie pro Arbeitsspiel durchgeführt. Der indizierte Mitteldruck variiert bei dieser Art von Motorbetrieb basierend auf dem Wirkungsgrad. Die eingebrachte Energie entspricht dem eines Referenzbetriebspunktes mit einem indizierten Mitteldruck von 12,5 bar.

Tabelle 3: Standardbedingungen Einzelparametervariation

Drehzahl	1500 1/min
Eingebrachte Energie pro Arbeitsspiel	3,8 kJ
Spülgefälle	125 mbar
Kühlwasser- und Öltemperatur	80 °C
Ladelufttemperatur	50 °C

Einfluss des Luftverhältnisses und der AGR

In den Untersuchungen von Rössler et al. [6] zeigt eine Variation von Lambda den größten Stellhebel, um das NO_2/NO_x-Verhältnis bei Dieselmotoren zu erhöhen. Bei Magergasmotoren ist die mögliche Variationsbreite von Lambda eingeschränkt. Eine zu große Verdünnung der Luft führt zu Fehlzündungen und hohen

zyklischen Schwankungen. Durch das Einbringen von AGR werden diese Limitierungen weiter verstärkt, was zu einer Verringerung des maximalen Lambdas mit Erhöhung der AGR führt. In diesem Abschnitt wird eine Variation von Lambda bei drei unterschiedlichen AGR-Raten durchgeführt. Die Variationen starten bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis und werden nach oben durch die Zündgrenze limitiert. Die AGR-Rate wird in drei Schritten mit 0 %, 10 % und 20 % variiert. Der Zündzeitpunkt wurde bei diesen Variationen so gewählt, dass eine Verbrennungsschwerpunktlage (engl.: Mass Fraction Burned 50 %; MFB 50 %) von 8 °KWnZOT erreicht wird.

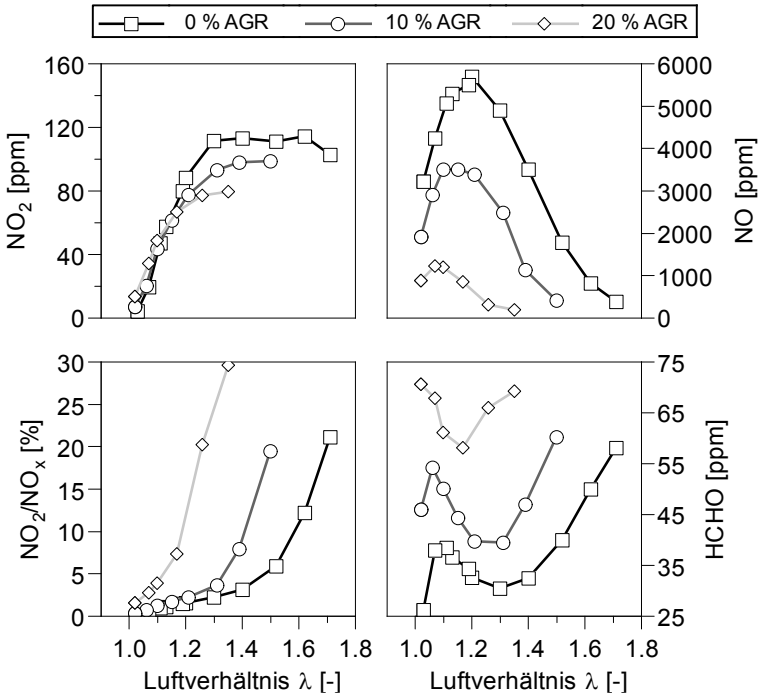


Abbildung 1: NO_2, NO, NO_2/NO_x und HCHO bei einer Variation vom Luftverhältnis für drei unterschiedliche AGR-Raten

In Abbildung 1 sind NO_2, NO, HCHO und das NO_2/NO_x-Verhältnis für die Variationen aufgetragen. Bei der Betrachtung von NO_2 zeigt sich, dass ein Überschuss an Sauerstoff für die Bildung von NO_2 benötigt wird. Bei einem relativen Luftverhältnis von eins gehen die NO_2-Emissionen für alle AGR-Raten gegen null. Mit einem Anstieg des Luftverhältnisses steigen die NO_2-Emissionen bis zu einem relativen Luftverhältnis von 1,3 linear an. Bei einer weiteren Abmagerung bleibt

NO_2 in der Konzentration konstant, was nahelegt, dass die Verfügbarkeit von weiterem Sauerstoff keinen weiteren Einfluss auf die Bildung von NO_2 hat.
Die Höhe der Konzentration von NO_2 auf dem konstanten Level wird von der AGR-Rate beeinflusst. Mit höheren AGR-Raten sinkt die maximale Konzentration an NO_2. Jedoch zeigt sich, dass bei niedrigen Luftverhältnissen der Einfluss der Verfügbarkeit von zusätzlichem Sauerstoff dominiert wird und somit die AGR einen vernachlässigbaren Einfluss hat. Bei hoher Abmagerung ist eine leichte Reduktion von NO_2 sichtbar. Dies lässt sich vor allem durch das geringe Niveau von NO-Emissionen erklären. Rössler et al. [6] zeigten beim Dieselmotor, dass die Bildung von NO_2 immer von NO und Sauerstoff abhängig ist. Die Betrachtung der NO-Emissionen zeigt das typische Maximum von NO an. Zum einen führen fettere Bedingungen dazu, dass nicht genügend Sauerstoff für die Bildung vorhanden ist. Zum anderen führt eine weitere Abmagerung zu einer Reduktion der Temperatur und somit zu niedrigeren NO-Konzentrationen. Mit höheren AGR-Raten wird bedingt durch die niedrigeren Temperaturen zusätzlich die NO-Bildung reduziert. Bei höheren AGR-Raten zeigt sich, dass der Einfluss der Temperatur bedeutender wird und sich das Maximum in Richtung fettere Bedingungen bewegt.
Deutlich wird, dass die NO-Emissionen nahezu um eine Größenordnung höher liegen als die NO_2-Emissionen. Das NO_2/NO_x-Verhältnis wird somit hauptsächlich von den NO-Emissionen beeinflusst. Das NO_2/NO_x-Verhältnis steigt mit der Abmagerung deutlich an. Höhere AGR-Raten führen zusätzlich zu höheren NO_2/NO_x-Verhältnissen. Generell ist das NO_2/NO_x-Verhältnis bei einem Luftverhältnis von $\lambda < 1{,}3$ aufgrund der starken Reduktion von NO_2 hauptsächlich von NO_2 abhängig und wird somit überwiegend vom zusätzlichen Sauerstoffanteil beeinflusst. Bei höheren Luftverhältnissen wird das NO_2/NO_x-Verhältnis stärker von der Absenkung der Verbrennungstemperatur und der darauffolgenden Reduktion des NO eingestellt. Das NO_2/NO_x-Verhältnis lässt sich durch Erhöhung der AGR und Abmagerungen von etwa 0 % auf über 20 % erhöhen. Bei Betrachtung der HCHO-Emissionen wird der Trade-off zu NO sichtbar. Das Minimum der HCHO-Konzentration liegt bei leicht magereren Luftverhältnissen als das Maximum der NO-Konzentration. Höhere Abmagerungen und auch höhere AGR-Raten führen zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen und einem höheren Flammenlöschabstand zur Wand. Beides begünstigt die HCHO-Bildung. Fettere Bedingungen zeigen auch eine Erhöhung der HCHO-Konzentrationen, welche aber bei einem relativen Luftverhältnis von eins wieder deutlich abnehmen. Hier scheint es so, dass ein Restsauerstoffanteil für die Bildung von HCHO vorhanden sein muss.
Zusammenfassend zeigen die Variationen (Abbildung 1), dass für die NO_2-Bildung eine Mindestmenge an überschüssigem Sauerstoff vorhanden sein muss. Auch ist zu sehen, dass mit einer Variation von Lambda und AGR das Verhältnis von NO_2 zu NO_x deutlich angehoben werden kann. Beim HCHO zeigt sich der Trade-off zu NO, aber generell kein Trade-off zu NO_2.

Einfluss des Luftverhältnisses und der Verbrennungsschwerpunktlage

Die vorherige Variation hat gezeigt, dass mit AGR und höherer Abmagerung die Stickoxidemissionen durch eine Verringerung der Verbrennungstemperaturen gesenkt werden können. Bei ottomotorischen Brennverfahren kann zusätzlich eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes genutzt werden, um die Verbrennungstemperaturen zu reduzieren. Dazu wird im Folgenden eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlagen für vier unterschiedliche Luftverhältnisse durchgeführt. Die Luftverhältnisse werden dabei so gewählt, dass ausreichend Sauerstoff vorhanden ist, sodass der im vorherigen Abschnitt gezeigte Einfluss der NO_2-Konzentration bei niedrigen Sauerstoffkonzentrationen entfällt. Dies bedeutet, dass das kleinste relative Verbrennungsluftverhältnis bei dieser Variation mit 1,4 verwendet wird. Die anderen relativen Luftverhältnisse werden mit einem Delta von 0,1 auf ein Maximalluftverhältnis von 1,7 erhöht, welches wiederrum die Grenze des Zündsystems wiedergibt. Die Variationen wurden ohne AGR durchgeführt.

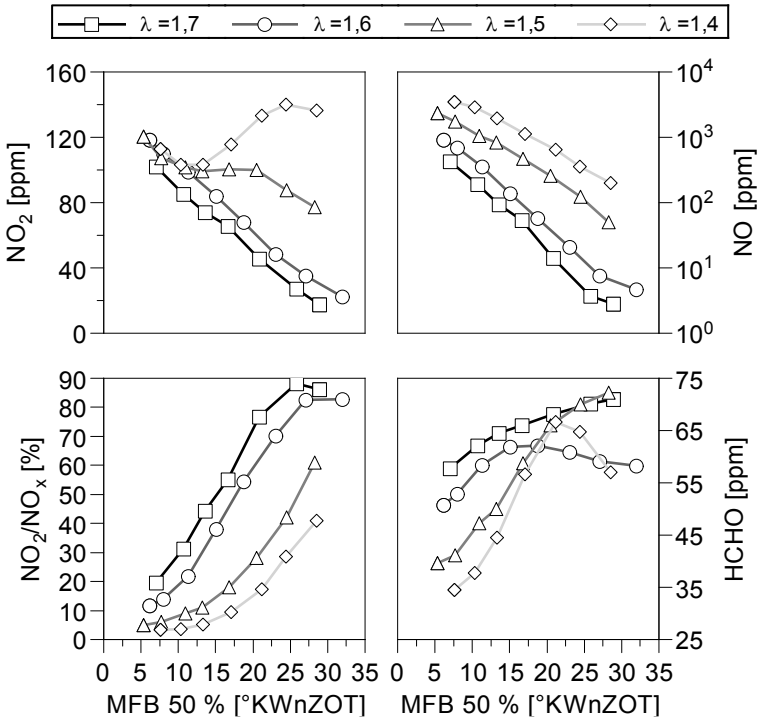


Abbildung 2: NO_2, NO, NO_2/NO_x und HCHO bei einer Variation der Verbrennungsschwerpunktlage für unterschiedliche Luftverhältnisse

In Abbildung 2 sind NO_2, NO, HCHO und das NO_2/NO_x-Verhältnis aufgetragen. Es zeigt sich, dass bei den NO-Konzentrationen ein einfach logarithmischer Einfluss des Zündzeitpunktes besteht. Der Gradient ist bei den beiden hohen Luftverhältnissen sowie bei den beiden fetteren Luftverhältnissen gleich. Bezüglich der NO_2-Konzentrationen zeigt sich bei relativen Luftverhältnissen von 1,6 und 1,7 eine lineare Abnahme mit späteren Zündzeitpunkten. Bei den fetteren Gemischen ist ein S-förmiger Verlauf zu beobachten. Die NO_2-Emissionen steigen somit trotz fallender NO-Emissionen. Eine mögliche Begründung für dieses Verhalten ist, dass eine ausreichende Menge an NO bei den fetteren Bedingungen bereits vorhanden ist, welches unter den kälteren Bedingungen in der späten Phase der Verbrennung zu NO_2 oxidiert. Auch vergrößert sich bei späten Verbrennungslagen durch die Abwärtsbewegung des Kolbens der kalte Wandbereich, welcher zu einer Erhöhung der NO_2-Emissionen führen könnte. Des Weiteren zeigt sich, dass die Sensitivität des Einflusses der Verbrennungsschwerpunktlage und somit niedrigerer Temperaturen bei NO_2 deutlich geringer ist als bei NO. Dies führt zu einem starken Anstieg des NO_2/NO_x-Verhältnisses bei späten Zündzeitpunkten. Zusätzlich ist auch hier ein Einfluss des Luftverhältnisses sichtbar, sodass NO_2/NO_x-Verhältnisse von über 80 % beim Magergasmotor möglich sind.
Bei HCHO zeigen sich zwei unterschiedliche Charakteristika. Bei frühen Verbrennungsschwerpunktlagen ist ein Einfluss des Luftverhältnisses auf HCHO-Konzentrationen sichtbar. Ab einem Verbrennungsschwerpunkt von 15 °KWnZOT nähern sich alle Kurven an. Bei späten Verbrennungslagen ist kein eindeutiger Trend zwischen den verschiedenen Luftverhältnissen zu erkennen. Generell steigen die HCHO-Konzentrationen durch die späten Zündzeitpunkte und somit niedrigeren Verbrennungstemperaturen an.

Statistische Modellbildung und Untersuchungen zu den Wechselwirkungen

Bei diesen Untersuchungen werden die thermodynamischen Eingangsgrößen wie Ladelufttemperatur, Feuchte der Ladeluft, Luftverhältnis sowie AGR-Rate variiert. Zusätzlich wird eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage durchgeführt. Da bei fünf Variationsgrößen, die zueinander Wechselwirkungen aufzeigen, ein voll faktorieller Versuchsraum zu viele Betriebspunkte beinhalten würde, wird eine statistische Versuchsplanung (engl.: Design of Experiments – DoE) eingesetzt und anschließend ein statistisches Model des Versuchsraums aufgebaut. Bei der Erstellung des Versuchsraums müssen Einschränkungen vorgenommen werden, da nicht alle Parameter voneinander unabhängig sind. Beispielsweise erhöhen hohe AGR-Raten gleichzeitig die Feuchte der Ladeluft, sodass bei 10–15 % AGR bereits eine minimale Feuchte von 60 % erreicht wird. Des Weiteren führen hohe AGR-Raten und hohe Luftverhältnisse zu geringeren laminaren Flammengeschwindigkeiten und die Zündgrenzen des Gemisches mit dem bestehenden Zündsystem

werden erreicht. Um Zündaussetzer zu vermeiden, muss bei höheren Luftverhältnissen die AGR-Rate reduziert werden. In der anderen Richtung können fettere Bedingungen und niedrige AGR-Raten zu einer höheren Klopfneigung und zu hohen Abgastemperaturen führen. Dazu werden die niedrigeren Luftverhältnisse mit einem minimalen Anteil von AGR gefahren. Das Ziel der Versuchsplanung bestand nicht darin, kritische Punkte abzudecken. Somit wurden die Systemgrenzen bewusst konservativ gewählt, um einen sicheren Motorbetrieb zu gewährleisten.
Die Modellierung wurde mit der Matlab MBC Model Fitting Toolbox durchgeführt. Als Modelltyp wurde das Gaussian Process Model mit einem quadratischen exponentiellen Kernel genutzt. Mit diesem Modelltyp konnten sehr gute Modelleigenschaften erreicht werden, welche in Tabelle 4 zu sehen sind.

Tabelle 4: Modelleigenschaften der statistischen Versuchsplanung

Modell	**Einheit**	**RMSE**	**PRESS**	$\mathbf{R^2}$
NO_2	ppm	0,628	1,852	0,999
NO	ppm	13,225	43,557	1,000
HCHO	ppm	0,308	1,272	0,999
IMEP	bar	0,037	0,053	0,996

Bei der Betrachtung des RMSE (Root Mean Square Error) muss der Bereich der einzelnen Emissionen berücksichtigt werden. Beispielsweise variiert der NO-Wert zwischen 0 und 3000 ppm. Dadurch kann eine Abweichung von 18 ppm als relativ klein angesehen werden. Die Bestimmtheitsmaße (R^2) der Modelle liegen bei allen Werten bei mindestens 0,996. Durch den geringen PRESS-Wert (Predicted Residual Error Sum of the Squares) kann gezeigt werden, dass das Modell auch nicht überbestimmt ist.

Statistische Trends von NO_2 und HCHO

Mit den erstellen Modellen ist es möglich, die Trends der unterschiedlichen Parameter abzubilden. Dazu wurden im gesamten validierten Versuchsraum 10 000 zufällig gewählte Modellpunkte für die unterschiedlichen Eingangsparameter erstellt. Die Versuchspunkte sind in Abbildung 3 dargestellt.
Die Parameteruntersuchungen im vorherigen Kapitel zeigen den größten Einfluss auf NO_2 und HCHO mit einer Variation des Zündzeitpunktes und einer Variation des Luftverhältnisses. Um die Einflüsse der Verbrennungsschwerpunktlage und des Luftverhältnisses in der Abbildung erkennbar zu gestalten, wurden drei unterschiedliche Schwerpunktlagen (8, 15 und 25 °KWnZOT; markiert mit unterschied-

lichen Symbolen) sowie drei relative Luftverhältnisse (1,1; 1,2; 1,4; unterschiedliche Farben) jeweils konstant für 100 weitere Variationspunkte gesetzt und eingefügt.

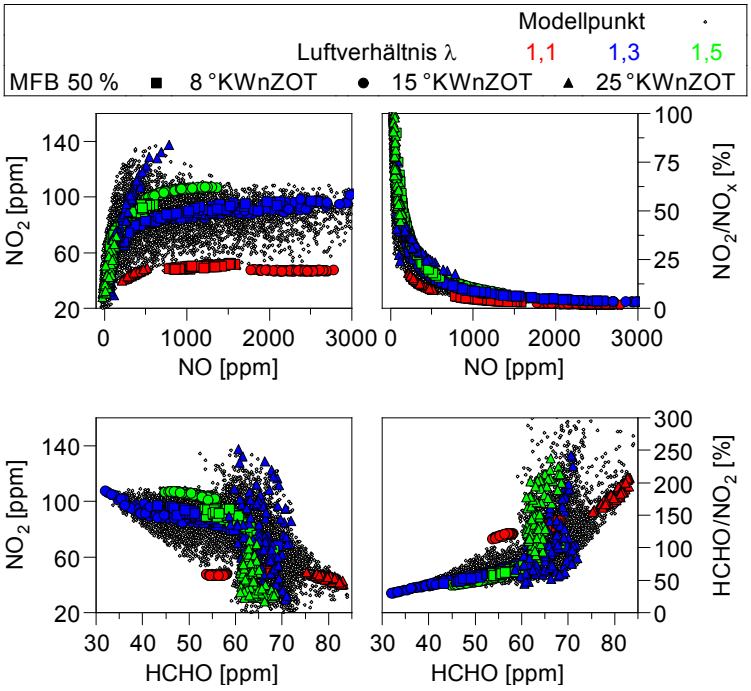


Abbildung 3: Wechselwirkungen der einzelnen Emissionen

Abbildung 3 zeigt zum einen NO_2 und zum anderen die Verhältnisse NO_2 zu NO_x und HCHO zu NO_2 im Vergleich zu NO und HCHO. Ab NO-Konzentrationen über 500 ppm bleiben die NO_2-Konzentrationen bei gleichen Luftverhältnissen nahezu konstant. Mit höheren Luftverhältnissen steigen die NO_2-Konzentrationen bei gleichen NO-Konzentrationen. Die anderen Einflussgrößen wie die AGR-Rate, Feuchte und Ladelufttemperatur zeigen bei frühen Schwerpunktlagen einen Einfluss auf NO, aber nur einen relativ geringen Einfluss auf NO_2. Eine Erhöhung des NO_2-Wertes bei gleichen NO-Werten lässt sich somit bei frühen Verbrennungsschwerpunktlagen nur durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses erreichen. Bei späten Zündzeitpunkten und einer Verbrennungsschwerpunktlage von 25 °KWnZOT zeigen sich maximale Werte von NO_2 bei niedrigen NO-Konzentrationen und einem relativen Luftverhältnis von 1,3. Auch hier zeigt sich bei fetteren Bedingungen das in der Parameterstudie charakterisierte S-förmige Verhalten. Es zeigt sich, dass der NO_2-Wert unter diesen Bedingungen stark von den übrigen Parametern und

dem dadurch variierten NO-Wert abhängt. Wie auch in der Parameterstudie gezeigt, ist bei niedrigen Luftverhältnissen die NO_2-Bildung durch den Mangel an Sauerstoff stark eingeschränkt.
Bei Betrachtung des Verhältnisses von NO_2 zu NO_x im Vergleich zu NO zeigt sich, dass das Verhältnis vor allem von den NO-Emissionen abhängt. Die NO-Konzentrationen lassen sich in einem deutlich breiteren Bereich variieren, während die NO_2-Emissionen vergleichsweise auf demselben Niveau bleiben. Mit höheren Luftverhältnissen lassen sich die NO_2/NO_x-Verhältnisse dennoch bei gleichbleibenden NO-Emissionen erhöhen. Die deutliche Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses bei späten Verbrennungsschwerpunkten lässt sich vor allem auf die niedrigen NO-Emissionen zurückführen. Bei der Betrachtung von NO_2 gegenüber HCHO sind unterschiedliche Effekte sichtbar.
Bei frühen Zündzeitpunkten werden hauptsächlich die HCHO-Konzentrationen beeinflusst. Bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen wechselt dieses Verhalten dahin gehend, dass hauptsächlich NO_2 beeinflusst wird, während HCHO weitestgehend unbeeinflusst ist. Bei einem relativen Luftverhältnis von 1,1 und höheren AGR-Raten bleiben die NO_2-Konzentration bei allen Verbrennungsschwerpunktlagen auf konstantem Niveau. Hier zeigt sich der Sauerstoffmangel als Hauptursache für die reduzierte Bildung von NO_2. Speziell bei frühen Zündzeitpunkten können die NO_2-Konzentrationen bei gleichbleibenden HCHO-Konzentrationen durch weitere Abmagerung erhöht werden. Auf der rechten Seite in Abbildung 3 ist das Verhältnis zwischen HCHO und NO_2 abgebildet. Bei relativen Luftverhältnissen von 1,1 liegt aufgrund des Mangels an NO_2 das Verhältnis höher als 100 %. Bei frühen Zündzeitpunkten und mageren Bedingungen ist das Verhältnis unter 50 %, was bedeutet, dass genügend NO_2 für die Oxidation von HCHO vorhanden ist.

Variationsmöglichkeiten zur Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses

Eine Möglichkeit der DoE ist, Variationsmöglichkeiten aufzuzeigen, mit denen das NO_2/NO_x-Verhältnis erhöht werden kann. Die Standardbedingungen wurden auf ein relatives Luftverhältnis von 1,3, eine Verbrennungsschwerpunktlage von 8 °KWnZOT, eine AGR-Rate von 5 %, eine relative Luftfeuchte von 60 % und eine Ladelufttemperatur von 50 °C gesetzt. Dieser Punkt ist bei den folgenden Graphen mit „x“ markiert. Bei einer Variation von zwei Parametern liegen die anderen Parameter bei den Standardbedingungen.
In Abbildung 4 ist eine Variation von der AGR und von dem Luftverhältnis abgebildet. Die DoE gibt einen validen und einen extrapolierten Bereich an. Eine mathematische Extrapolation muss immer kritisch betrachtet werden und dient nur der Veranschaulichung. Der valide Teil ist farblich gekennzeichnet, wohingegen der extrapolierte Teil nur mit Isolinien dargestellt ist. Sowohl die AGR-Rate als auch das Luftverhältnis führt zu einem höheren Anteil an Inertgas im Zylin-

der. Da die Luftfeuchte bei der Variation konstant bleibt, kann eine Variation der AGR-Rate als eine Variation von CO_2 betrachtet werden. Dies bildet somit auch eine Näherung für einen Schlechtgasbetrieb mit erhöhtem CO_2 im Gas ab. Eine Erhöhung des Luftverhältnisses führt zu einer Erhöhung von NO_2 bei niedrigeren NO-Werten, wobei eine Erhöhung der AGR-Rate zu einer Verringerung von NO_2 und NO führt. Jedoch führt das Erhöhen beider Parameter durch die Reduktion von NO zu einer Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses. Eine Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses von 4 % auf 12 % kann erreicht werden, wenn sowohl das Luftverhältnis als auch die AGR-Rate erhöht werden. Bei dieser Variation steigt die gewonnene Arbeit des Verbrennungsprozesses. Dies zeigt sich durch den höheren indizierten Mitteldruck bei gleicher eingebrachter Kraftstoffenergie. Bei einem Magergasmotor lässt sich somit der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zusammen mit dem NO_2/NO_x-Verhältnis verbessern. Allerdings muss beachtet werden, dass beide Parameter großen Einfluss auf die Zündwilligkeit haben. Bei Betrachtung der HCHO-Emissionen ist nochmals der Trade-off zwischen NO und HCHO sichtbar. Beide Parameter, die NO-Emissionen reduzieren, führen zu erhöhten HCHO-Emissionen. Bei dieser Variation ist die Konzentration von NO_2 immer höher als die HCHO-Konzentration, was zu einem Verhältnis dieser beiden Emissionen von ungefähr 50 % führt. Mit einer Erhöhung der AGR-Rate wird das NO_2/NO_x-Verhältnis stärker erhöht. Ein weiterer Weg, das NO_2/NO_x-Verhältnis anzupassen, ist eine Variation des Zündzeitpunktes. Dafür sind in Abbildung 5 die modellierten Emissionen als eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage und des Luftverhältnisses aufgetragen. Betrachtet man die Veränderung, beginnend von den Standardkonfigurationen, welche mit „x“ markiert sind, zeigt sich, dass sowohl spätere Zündzeitpunkte als auch höhere Luftverhältnisse die NO-Emissionen deutlich verringern. Bei Betrachtung von NO_2 ist auch bei der statistischen Modellierung der Wechsel im Trend und die S-förmige Charakteristik sichtbar.
Auch hier zeigt sich äquivalent zu den Parameteruntersuchungen ein Maximum der NO_2-Emissionen bei fetteren Gemischen und späten Zündzeitpunkten. Mit den Variationen lässt sich eine Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses auf über 90 % erzielen. Im Vergleich dazu konnte beim Dieselmotor ein Maximum von < 20 % erreicht werden [6]. Dies lässt für die Applikation der optimalen Zusammensetzung des Abgases beim Gasmotor mehr Freiheitsgrade zu. Bei der Betrachtung des indizierten Mitteldrucks ist jedoch sichtbar, dass die Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses durch eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes zu einer Verringerung des Wirkungsgrads führt. Des Weiteren steigen die HCHO-Emissionen und so auch das Verhältnis zwischen HCHO und NO_2 an. Bei kalten Bedingungen können späte Zündzeitpunkte allerdings helfen, heißere Abgastemperaturen bei optimaleren Abgaszusammensetzungen für die Abgasnachbehandlung zu erhalten. Vor allem bei kalten Bedingungen könnte das NO_2 bedeutend für die Oxidation von HCHO sein, sodass dort fettere Bedingungen anzustreben sind.

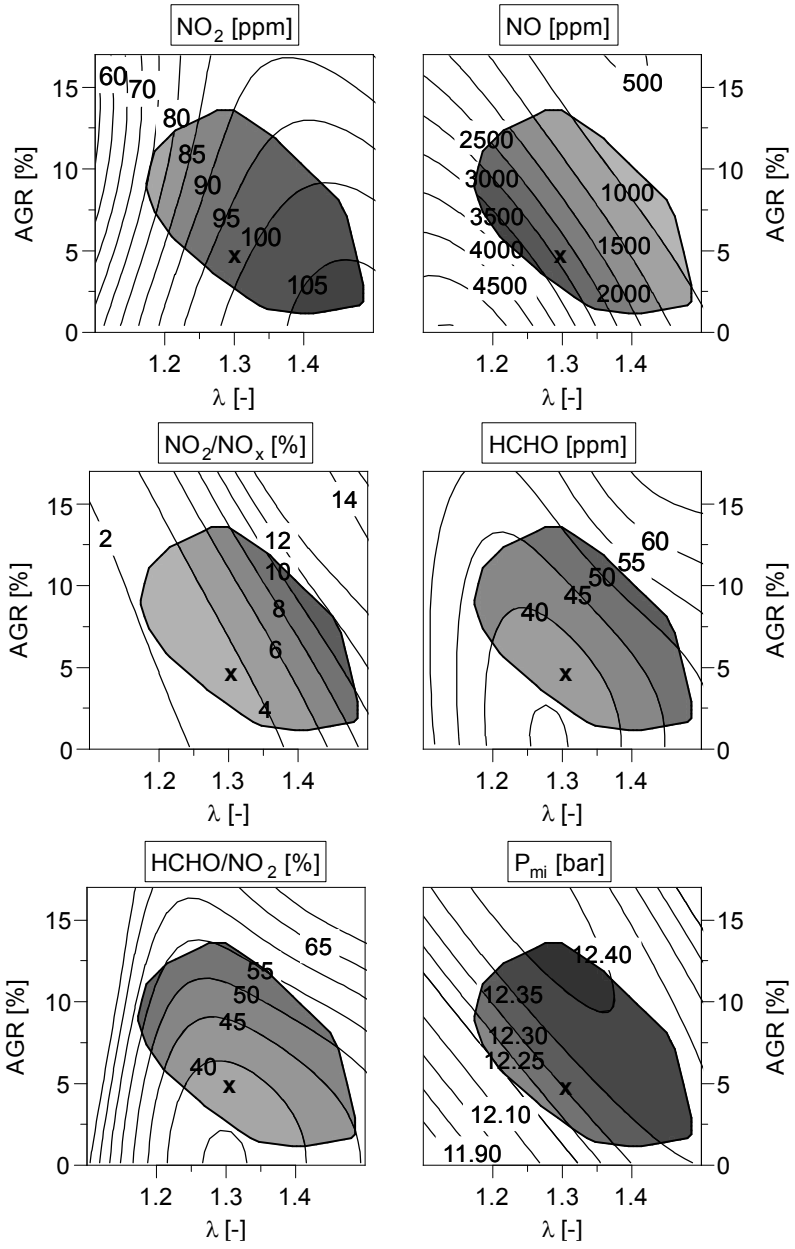


Abbildung 4: AGR- und Luftverhältnis-Variation (Graustufen: valider Modellraum; Isolinien: unvalider Versuchsraum)

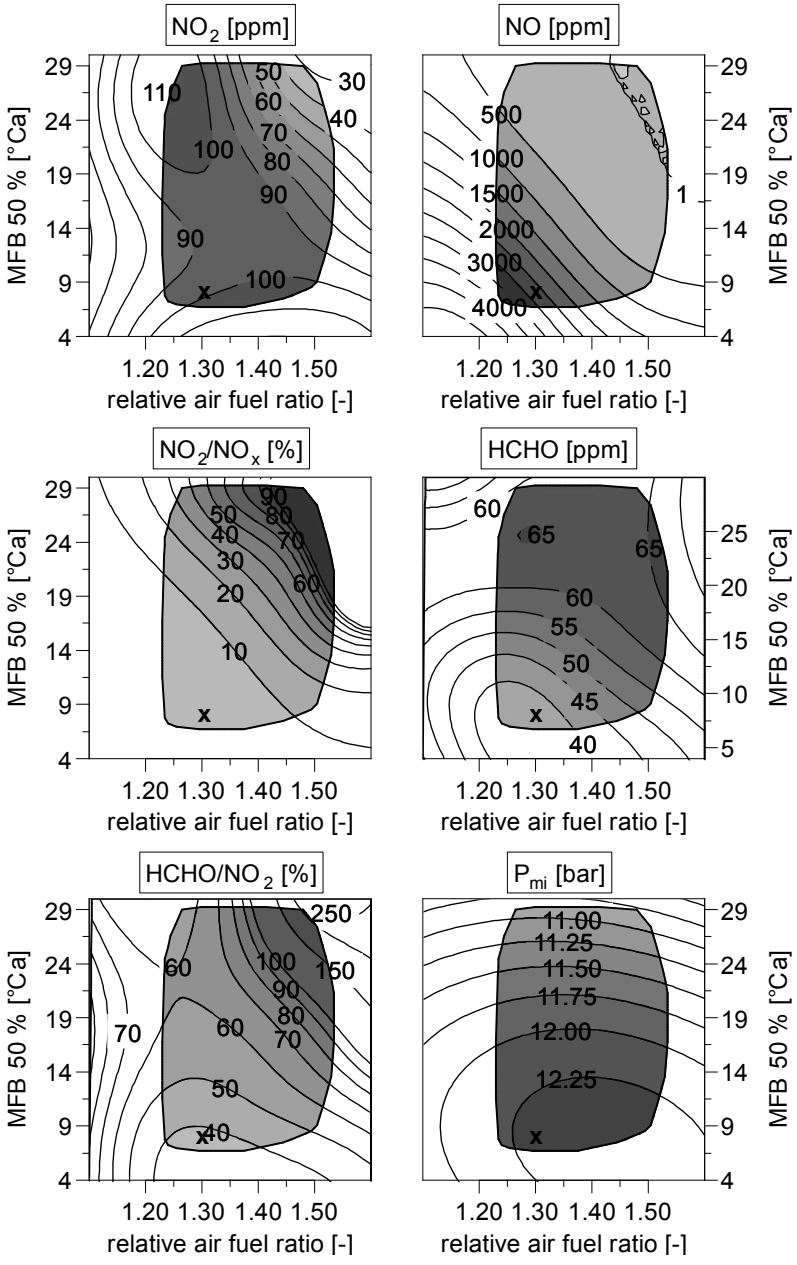


Abbildung 5: MFB 50 %- und Luftverhältnis-Variation (Graustufen: valider Modellraum; Isolinien: unvalider Versuchsraum)

Zusammenfassung

Die experimentellen Ergebnisse bestätigen die Untersuchungen von Klimstra und Westing [2], dass NO_2 in vielen Bereichen eine geringere Empfindlichkeit aufweist als NO. Dies führt zu einem weiten Bereich von NO_2/NO_x-Verhältnissen von kleiner 5 % bis über 95 %. Bei Betrachtung des relativen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses stellte sich heraus, dass für die Primärbildung von NO_2 ein magerer Betrieb vorhanden sein muss. Die statistische Versuchsplanung zeigt, dass das Luft-Kraftstoff-Verhältnis der einzige Parameter ist, bei dem das Maximum an NO_2 erhöht werden kann. Dies führt auch dazu, dass es der einzige thermodynamische Parameter ist, bei dem das NO_2 bei gleichen NO-Konzentrationen erhöht werden kann. Bei einer Variation des Zündzeitpunktes gibt es eine weitere Möglichkeit, das Verhältnis von NO_2 zu NO_x zu erhöhen. Eine Spätverschiebung des Zündzeitpunktes führt aufgrund niedrigerer Verbrennungstemperaturen zu einer Reduzierung der NO-Emissionen. Diese Erhöhung des NO_2/NO_x-Verhältnisses führt jedoch zu einer Verringerung des Wirkungsgrads. Darüber hinaus ist die NO_2-Konzentration bei einem späten Zündzeitpunkt stark vom relativen Luft-Kraftstoff-Verhältnis abhängig. Im Allgemeinen ist das NO_2/NO_x-Verhältnis bei einem Magergasmotor im Vergleich zu einem Dieselmotor deutlich höher und ist im Vergleich zu den dieselmotorischen Untersuchungen auch nicht beschränkt. Damit zeigt sich das Potential für zukünftig immer strengere Abgasemissionen, die Motorrohemissionen optimal für die Abgasnachbehandlung zu applizieren.
Im Vergleich zu den NO_x-Emissionen zeigen die HCHO-Emissionen einen Tradeoff mit NO, aber keinen mit NO_2. Insbesondere bei weiterer Erhöhung des relativen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses lassen sich die NO_2-Emissionen bei konstanten HCHO-Emissionen erhöhen. Auch bei einer deutlichen Reduktion der NO_x-Emissionen sollte somit theoretisch immer ausreichend NO_2 für die HCHO-Oxidation vorhanden sein. Weitere Untersuchungen müssen feststellen, inwiefern andere Verbrennungszwischenprodukte wie beispielsweise CO dazu führen, dass die NO_2-Konzentration durch eine Reaktion mit diesen anderen Verbrennungszwischenprodukten im Oxidationskatalysator reduziert wird und die NO_2-Konzentration dadurch zu gering für die vollständige Oxidation von HCHO sein könnte. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass bei kritischen Betriebspunkten durch das S-Shape-Verhalten des NO_2 eine Reduktion des Luftverhältnisses bei späten Verbrennungsschwerpunkten hilfreich sein kann, um bei relativ niedrigen NO_x-Emissionen das NO_2 für die Oxidation von HCHO zu erhöhen.

Danksagung

Das Forschungsvorhaben wurde am Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) des Karlsruher Instituts für Technologie unter der Leitung von Prof. Dr. sc. techn. Tho-

mas Koch und am Institut für Physikalische Chemie (IPC) des Karlsruher Instituts für Technologie unter der Leitung von Prof. Dr. Matthias Olzmann durchgeführt. Es wurde von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. mit Eigenmitteln finanziell gefördert und von einem Arbeitskreis unter der Leitung von Dr. F. Zimmermann, Daimler AG, begleitet. Die Autoren bedanken sich bei der FVV und allen Projektbeteiligten für die Unterstützung des Vorhabens.

Literatur

[1] Schedlbauer, T.; Schröder, A.: „Reduzierung der Formaldehydemissionen bei Magergasmotoren". In: *Abschlussbericht FVV-Vorhaben, Heft 1187* (2016).

[2] Klimstra, J.; Westing, J. E.: „NO_2 from Lean-Burn Engines – On its Lower Sensitivity to Leaning than NO". In: *SAE Paper* 950158 (1995).

[3] Li, Y.; Li, H.; Guo, H.: „A numerical investigation on NO_2 formation reaction pathway in a natural gas–diesel dual fuel engine". In: *Combustion and Flame* 190 (2018), S. 337–348.

[4] Li, Y.; Li, H.; Guo, H.; Li, Y.; Yao, M.: „A Numerical Investigation on NO_2 Formation in a Natural Gas–Diesel Dual Fuel Engine". In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 140.9 (2018).

[5] Rössler, M.; Notheis, D.; Wagner, U.; Velji, A.; Koch, T.; Janzer, C.; Olzmann, M.; Zimmermann, F. P.: „Experimental and simulative analysis of the NO_2 formation in Diesel engines". In: *AVL 13. Symposium Populsion Diagnostics* (2018).

[6] Rössler, M.; Velji, A.; Janzer, C.; Koch, T.; Olzmann, M.: „Formation of Engine Internal NO_2: Measures to Control the NO_2/NO_X Ratio for Enhanced Exhaust After Treatment". In: *SAE International Journal of Engines* 10.4 (2017), S. 1880–1893.

[7] Bauer, M.; Wachtmeister, G.: „Formaldehyd-Wirkmechanismen". In: *Abschlussbericht FVV-Vorhaben, Heft 918* (2008).

[8] Olsen, D. B.; Holden, J. C.; Hutcherson, G. C.; Willson, B. D.: „Formaldehyde characterization utilizing in-cylinder sampling in a large bore natural gas engine". In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 123.3 (2001), S. 669–676.

[9] Brettschneider, J.: „Berechnung des Luftverhältnisses Lambda von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf Lambda". In: (1979).

[10] Herbst, J.; Brunner, R.; Lambrecht, A.: „Fast automotive diesel exhaust measurement using quantum cascade lasers". In: *Quantum Sensing and Nanophotonic Devices XI*. Bd. 8993. International Society for Optics und Photonics. 2014, S. 899322.

Biografische Notizen

Denis Notheis ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des KIT und forscht zu dem Thema der innermotorischen Stickstoffdioxidbildung bei Magerbrennverfahren mit regenerativem Kraftstoff. Die Werke und Veröffentlichungen Prof. Baars zum Thema Verbrennungsmotoren speziell zu der Abgasturboaufladung waren ihm aber immer eine Inspiration.

Christian Ritter ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des KIT und beschäftigt sich dabei mit dem Thema Gasmotoren und die gesetzlichen Vorgaben für Abgasemissionen (TA Luft) bei Blockheizkraftwerken (BHKW). Das Wirken und die Werke von Prof. Baar waren nicht selten Inspirationsträger für ihn.

Dr. Uwe Wagner ist Leiter der Forschungsgruppe Motorsystem, alternative Kraftstoffe und Abgasnachbehandlung am Institut für Kolbenmaschinen des KIT. Prof. Baars Arbeiten und Fachbuchbeiträge bilden für ihn ein wesentliches Fundament seiner täglichen Arbeit bei allen Fragen zu Abgasturboaufladung und Simulation von Aufladung.

Dr. Amin Velji war Geschäftsführer und Leiter der Forschungsgruppe Emissionen am Institut für Kolbenmaschinen des KIT. Die Forschungsarbeiten von Prof. Baar wirkten stets als eine Anregung für seine eigenen Arbeiten.

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch ist Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen am KIT. Zuvor war Thomas Koch 10 Jahre bei der Daimler AG in verschiedenen Positionen in der Nutzfahrzeugmotorenentwicklung tätig. Die lange Zusammenarbeit mit Roland Baar begann mit seiner Verantwortung für die Turboladerentwicklung bei Voith und Thomas Kochs Aufgabe für das Air-Management der neuen 930 Medium-Duty Dieselmotorenbaureihe. Leider konnte dieses gemeinsame Vorhaben nie in die Serie überführt werden, was trotz des aufopferungsvollen Kampfes von Roland Baar nicht verhindert werden konnte. Auch die vielen Jahre danach in Berlin hat Thomas Koch Roland Baar als Kollegen, Fachexperten für die Dieselthematik und angenehmen Menschen immer sehr geschätzt und sich auch über sehr Privates mit ihm austauschen dürfen. Thomas Koch vermisst Roland Baar wirklich und ist sich sicher, dass es auch vielen anderen Kollegen so geht.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Aufbau und Inbetriebnahme eines Einzylinder-Optikmotors auf Basis eines 4-Zylinder-Seriendieselmotors

Alexander Salomon

Neben den CO_2-Emissionen rücken bei der Entwicklung neuer Fahrzeugantriebe insbesondere die Schadstoffemissionen ins Zentrum der öffentlichen Aufmerksamkeit. Diese sind Bestandteil der Debatte um den Weiterbestand des konventionellen Verbrennungsmotors. Zur Untersuchung und Validierung von Maßnahmen, die zu verbesserten Emissionen und Kaltstartverhalten und somit zu geringsten Emissionen bei realen Straßenfahrten führen, können optisch zugängliche Motoren einen wichtigen Beitrag leisten. Einzelne Effekte sowie die Auswirkungen der getroffenen Maßnahmen können sichtbar gemacht werden und die gefundenen Erkenntnisse können als Eingangsgrößen für Simulationen dienen. Aus diesem Grund wurde am Fachgebiet Fahrzeugantriebe ein solcher Optikmotor auf Basis des aktuellen VW-Dieselbrennverfahrens des EA288 evo aufgebaut. Die Konstruktion basiert auf dem Serienvierzylindertriebwerk und ermöglicht den Einblick in den Brennraum über zwei optische Zugänge. Dies ermöglicht über die orthogonalen Blickebenen gängige optische Messverfahren, welche auf Lumineszenz, Lichtschnitten und Fluoreszenz basieren.

Einleitung und Zielsetzung

Die Untersuchung der Verbrennung in Dieselmotoren erfolgt in der Regel durch Messung des Zylinderdruckverlaufes. Durch die Druckindizierung können mithilfe weiterer Größen Rückschlüsse auf Zeitpunkt, Verlauf und Ausmaß der Wärmefreisetzung durch den verbrennenden Kraftstoff gezogen werden. Anhand von Abgasmessungen kann zusätzlich die Schadstoffbildung bewertet werden. Um tiefergehende Erkenntnisse über die Effekte zu gewinnen, die zu steigenden Schadstoffemissionen führen, können bildgebende Verfahren eingesetzt werden.
Als Voraussetzung für diese bildgebenden Verfahren müssen am Versuchsträger optische Zugänge angebracht werden. Diese ermöglichen je nach Konzept die Aufnahme des Brennraumes über Umlenkspiegel oder Lichtleiter. Aus diesem Grund wurde am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin ein optisch zugänglicher Versuchsträger auf Basis des EA288 evo aufgebaut.

Im Allgemeinen steigt der konstruktive Aufwand mit dem Ausmaß der optischen Zugänglichkeit. Abbildung 1 zeigt eine grundsätzliche Einteilung von Optikmotorkonzepten in drei Ausprägungsstufen nach [1]. Diese verdeutlicht den Zielkonflikt zwischen der optischen Zugänglichkeit und dem Einfluss auf das Betriebsverhalten sowie dem konstruktiven Aufwand.

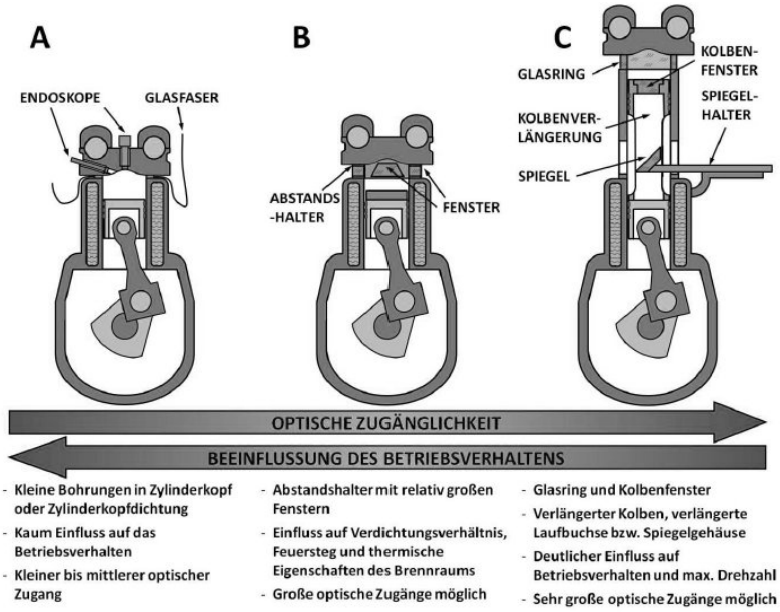


Abbildung 1: Übersicht verschiedener Optikmotorenkonzepte [1] (Im Original farbig)

Anhand der Abbildung wird ersichtlich, dass nur die Ausprägungsstufe C orthogonale Sichtebenen ermöglicht. Da dies die Voraussetzung für einige optische Messverfahren wie Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) oder Laserinduzierte Inkandeszenz (LII) darstellt, wurde sich bei der Planung an diesem Konzept orientiert.

Konzeptfindung

Als Ausgangsmotor wurde ein Reihenvierzylinder-Vollmotor des Typs EA288 evo genutzt. Dieser Motor stellt die aktuelle Entwicklungsstufe der VW-Dieselmotoren dar. Der hier verwendete Motor entspricht der Leistungsklasse 2 (LK 2), da sich dieser aufgrund des stabilen Kurbeltriebes und des Bauraums des Aluminiumkolbens für den Einsatz als Optikmotor eignet. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht über die geometrischen Daten des Ausgangsmotors.

Der Motor verfügt aufgrund seiner vier Zylinder über einen Ausgleich der Massenkräfte und Momente 1. Ordnung. Darüber hinaus besitzt der EA288 evo zwei Ausgleichswellen, die der Kompensation der Massenkräfte 2. Ordnung dienen.
Der Zylinderkopf im eigentlichen Sinne ist in zwei Baugruppen unterteilt. Zum einen gibt es den Zylinderkopf, welcher das Brennraumdach bildet, die Ventile und Schlepphebel aufnimmt sowie über eine Öl- und Kühlmittelversorgung verfügt. Den zweiten Teil bildet das integrierte Ventiltriebsmodul, welches die Nockenwellen sowie deren Lagerung umfasst und auf den Zylinderkopf aufgeschraubt wird.

Tabelle 1: Motordaten des Ausgangsmotors [2]

Hubraum	1968 cm^3
Bohrung	81 mm
Hub	95,5 mm
Hub/Bohrung	1,18
Zylinderabstand	88 mm
Blockhöhe	236 mm
Pleuellänge	144 mm
Hauptlagerdurchmesser	54 mm
Pleuellagerdurchmesser	50,9 mm

Die Vakuumpumpe wird direkt durch die Nockenwellen angetrieben. Der Ventiltrieb verfügt über keinen Mechanismus zur Variation des Ventilhubes oder der Ventilsteuerzeiten während des Betriebes [2].
Das Kurbelgehäuse stellt eine Aluminiumkonstruktion dar, welche den gesamten Kurbeltrieb aufnimmt, sowie über eine Öl- und Kühlmittelversorgung verfügt. Die Versorgungskanäle (Kühlmittel, Öl) sind mit dem Zylinderkopf verbunden und durch die Zylinderkopfdichtung abgedichtet. Die Dünnwand-Laufbuchsen werden thermisch gefügt und bestehen aus Grauguss TL125 [2].

Optische Zugänge

Bei der Konstruktion des Optikmotors wurde die größtmögliche optische Zugänglichkeit angestrebt. Diese kann durch einen transparenten Glaseinsatz im oberen Bereich des Brennraumes in Kombination mit einem transparenten Glaseinsatz im Kolbenboden erreicht werden. Die orthogonalen Zugänge sollen dabei so ausgelegt werden, dass diese Lichtschnitte oder Bestrahlung mit Lasern ermöglichen, um Messmethoden wie Particle Image Velocimetry (PIV), oder Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) anwenden zu können.

Das Konzept soll somit über zwei wesentliche Komponenten verfügen:

- verlängerter Kolben mit Glaseinsatz im „Bowditch Design“ [3]
- Zwischenstück inklusive Zylinderlaufbuchse und Glasring im oberen Bereich

Zusätzlich soll nur einer der vier Zylinder untersucht werden. Somit kann der konstruktive Aufwand deutlich reduziert und die Zugänglichkeit zum Zylinder optimiert werden.

Verlängerter Kolben mit Glaseinsatz

Durch den Glaseinsatz und den verlängerten Kolben ist es möglich, eine Bildebene senkrecht zur Zylinderhochachse zu erfassen. Diese ermöglicht eine Draufsicht auf den Injektor. Somit ist die differenzierte Betrachtung des Injektors und der einzelnen Einspritzstrahlen möglich.
Entsprechend des Konzeptes nach [3] wird dazu ein Umlenkspiegel in den verlängerten, geschlitzten Kolben eingeführt. Die Lichtstrahlen aus dem Brennraum treffen auf den Spiegel und werden um 90° umgelenkt (Abbildung 2). Durch die Umlenkung der Lichtstrahlen ist es möglich, große Flächen neben dem Motor für den Aufbau von optischer Messtechnik, wie zum Beispiel Bildverstärker, Filter oder Strahlteiler, zu nutzen.
Nachteilig ist die Reduzierung der maximalen Drehzahlen aufgrund der hohen Massenkräfte durch den relativ schweren Kolben. Dieser baut zudem sehr hoch, da ein Ausschnitt für den Spiegel inklusive Spiegelhalter über den gesamten Kolbenhub ermöglicht werden muss, was zu erhöhter Knickgefahr führt und in der Konstruktion entsprechend berücksichtigt werden muss. Ein weiterer Nachteil ist die Reduzierung des Zylinderspitzendrucks aufgrund der geringen Festigkeitswerte des verwendeten Glases.
Aufgrund des Aufbaus sowie der offenliegenden Glasbauteile ist bei dem Konzept des verlängerten Kolbens eine Ölschmierung über Spritzdüsen oder Ölleitungen durch das Pleuel nicht möglich. Das Öl würde von dem Kolben abgestreift und nach unten ausgeworfen werden, was zu einer Verunreinigung der Glasbauteile und massivem Ölverlust führen würde. Die Schmierung soll stattdessen manuell über ein Filz erfolgen, welcher mit Öl getränkt wird. Während des Betriebes kann so ein Schmierfilm aufrechterhalten werden, ohne dass Öl weggeschleudert wird.

Zwischenstück inkl. Zylinderlaufbuchse und Glasring im oberen Bereich

Wie aus Abbildung 2 hervorgeht, kann über den Blick durch den Kolbenboden lediglich der Bereich innerhalb der Brennraummulde eingesehen werden.

Um Informationen über die Verbrennung im Quetschspalt zu erhalten, kann ein optischer Zugang durch die Zylinderwand umgesetzt werden. Dies kann in Form von Trägerringen aus Metall mit Glaseinsätzen, oder in Form von Vollglasringen ausgeführt werden [1]. Der Glasring wird über eine herausnehmbare Vorrichtung an den Zylinderkopf gepresst, um den oberen Teil des Brennraumes zu bilden. Der Glasring muss dabei herausnehmbar oder zumindest von innen zugänglich sein, damit vor jeder Messung eine Reinigung vorgenommen werden kann. Abbildung 2 zeigt die genannten optischen Zugänge und aus welcher Richtung diese betrachtet werden können.

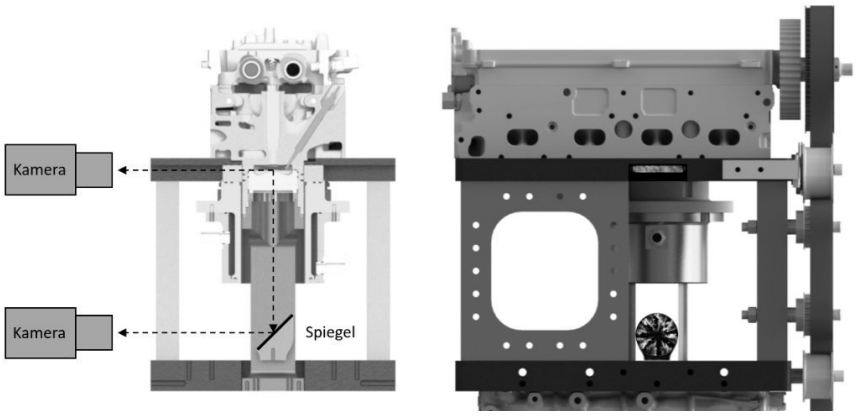


Abbildung 2: Prinzipdarstellung der optischen Zugänglichkeit des Optikmotors

Als Vorteil des seitlichen optischen Zuganges ist zu nennen, dass der Brennraum über die gesamte Breite aufgenommen werden kann und nicht auf die optisch durchlässigen Glasbauteile innerhalb des Kolbens beschränkt ist. Somit kann zusätzlich eine Analyse der Ausbreitung der Verbrennung in den Quetschbereich, sowie der Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Zylinderwand durchgeführt werden.

Glasbauteile

Aufgrund des hohen Transmissionsgrades im relevanten Wellenlängenbereich sowie der Durchlässigkeit für UV-Laser, welche für Messverfahren wie Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF) oder Laserinduzierte Inkandeszenz (LII) benötigt wird, wurde Quarzglas als Werkstoff für die optisch durchlässigen Komponenten gewählt und anderen Materialien wie beispielsweise Saphirglas trotz seiner geringeren Festigkeit vorgezogen. Zusätzlich ist Quarzglas gut bearbeitbar und somit für die Umsetzung von Sonderformen (Kolbenmulde) geeignet. Abbildung 3 zeigt die Transmis-

sion des verwendeten Quarzglases Corning 7980 im Wellenlängenbereich von 0 bis 5000 nm sowie den durch die vorhandene Highspeedkamera Phantom v1610 von Vision Research erfassbaren Wellenlängenbereich. Deutlich zu erkennen ist, dass die Transmission in den relevanten Wellenlängenbereichen bei nahezu 100 % liegt, wohingegen andere optische Werkstoffe wie Saphir lediglich Transmissionsraten im Bereich von 85 % ermöglichen [4].

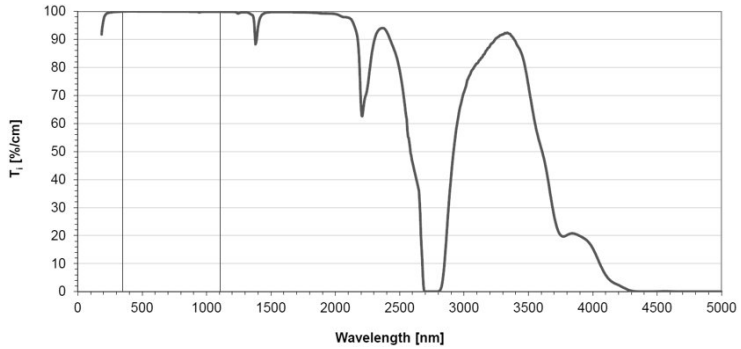


Abbildung 3: Transmission von Corning 7980 und durch die Highspeed-Kamera erfassbarer Bereich; Veränderte Abbildung nach [5; 6]

Konstruktive Umsetzung

Zur konstruktiven Umsetzung des gewählten Konzeptes müssen die Besonderheiten aufgrund der optischen Komponenten berücksichtigt werden. Die relevantesten sind:

- kurzzeitiger Betrieb aufgrund des Schmierkonzeptes (max. 10 000 Zyklen)[1]
- kurzzeitiger befeuerter Betrieb aufgrund thermischer Spannungen und Trübung der Glasbauteile durch Rußablagerungen (max. 30 Zyklen)[1]
- räumliche Trennung von Kurbelgehäuse und Zylinderkopf (Bauraum verlängerter Kolben)

Diese Besonderheiten führen zu einer Reihe notwendiger Anpassungen und Neukonstruktionen an dem bestehenden Motor. Der jeweilige Beweggrund sowie die Problemlösung und Konstruktion der wichtigsten Teile werden in diesem Abschnitt vorgestellt.

[1] Die Zahlen basieren auf Erfahrungswerten aus vorhergegangenen Projekten an optisch zugänglichen Motoren an der Technischen Universität Berlin.

Als erste Maßnahme wurde der Motor zerlegt und alle Systeme, die durch den kurzzeitigen Betrieb des Motors ihre Funktion am Einzylindertriebwerk nicht erfüllen können, wurden demontiert. So wurden alle Pumpen für Öl und Kühlmittel demontiert, da die kurze zulässige Betriebszeit nicht ausreicht, um die Betriebsstoffe auf Temperatur zu bringen. Zusätzlich wurde der Turbolader demontiert, da dieser aufgrund der Reduzierung der arbeitenden Zylinder von vier auf einen und des kurzzeitigen Betriebes keinen ausreichenden Ladedruck zur Reproduktion von realen Messpunkten bereitstellen kann. Durch den Wegfall dieser Systeme wird die Konstruktion erheblich vereinfacht. Jedoch müssen die Funktionen dieser Systeme beibehalten werden und ein entsprechendes externes Ersatzsystem aufgebaut werden. Die entfallenen Funktionen werden mithilfe geeigneter Anschlüsse durch die Prüfstandsperipherie bereitgestellt.

Trägergestell

Durch den Einbau eines verlängerten Kolbens bei konstantem Hub steigt der notwendige Bauraumbedarf zwischen Kurbelwelle und Brennraumdach. Die ansonsten aufeinanderliegenden Komponenten Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf müssen um nahezu 300 mm auseinandergeschoben werden. Dies führt zu diversen Herausforderungen, da zum einen der Zylinderkopf selbst keine tragende Struktur darstellt und zum anderen die Verbindung der Kühlmittel- sowie der Ölkanäle aufgetrennt werden muss. Somit muss ein Trägergestell aufgebaut werden, welches die Bauteile sowie die wirkenden Kräfte aufnimmt, Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf korrekt zueinander ausrichtet und die aufgetrennten Kanäle abdichtet. Das Trägergestell wurde als Schraubkonstruktion ausgeführt. Im Gegensatz zu Schweiß- oder Gusskonstruktionen konnte die gesamte Fertigung fachgebietsintern durchgeführt werden, da die Oberflächenbearbeitung bei der Fertigung der Einzelteile erfolgt und durch die Verschraubung keine Nachbearbeitung der Flächen erforderlich ist. Als Material wurde handelsüblicher Baustahl (S235JR) aufgrund seiner guten Zerspanbarkeit und seiner mechanischen Eigenschaften sowie der relativ geringen Wärmedehnung gewählt.

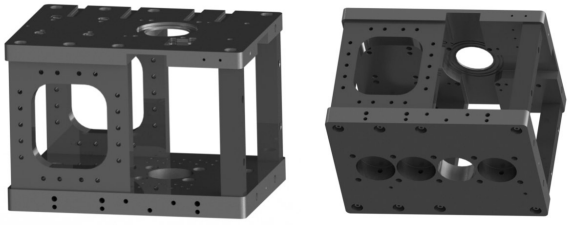


Abbildung 4: Trägergestell des Optikmotors

Abbildung 4 zeigt die aus insgesamt sechs Einzelteilen bestehende Konstruktion: 1 Grundplatte, 1 Deckplatte, 2 Streben, 2 Zwischenplatten.
Die Grundplatte dient der Verbindung mit dem Zylinderkurbelgehäuse. Dieses wird mit den Serienzylinderkopfschrauben verschraubt, welche aufgrund der geringeren Höhe der Grundplatte gegenüber dem Zylinderkopf gekürzt wurden. Das Verschließen und Dichten der Öl- und Kühlmittelkanäle an der Deckelseite des Zylinderkurbelgehäuses wird durch die Vorspannkraft gegen die Platte und die Serienzylinderkopfdichtung realisiert. An dem Optikzylinder wurde eine durchgehende Bohrung vorgesehen, durch die sich der Langkolben bewegen kann. Die übrigen Zylinder werden aus Sicherheitsgründen verschlossen. Für den Massenausgleich sind für die übrigen drei Kolben zylindrische Taschen in der Grundplatte vorgesehen, um das Anbringen von Ausgleichsgewichten zu ermöglichen. Die Taschen verfügen über Entlüftungsbohrungen, um das Material bei Kompression zu entlasten. Zum Schutz vor Schmutz sowie zur Reduzierung von Strömungsgeräuschen wurden Einschraubschalldämpfer verbaut. Die Zentrierung erfolgt über die Passstiftbohrungen, welche im Serientriebwerk für die Zentrierung des Zylinderkopfes verwendet werden.
Die Deckplatte dient der Aufnahme und Ausrichtung des Zylinderkopfes. Aufgrund der Anforderung, den Brennraum bis zum Brennraumdach einsehen zu können, ist die Konstruktion deutlich aufwendiger als die der Grundplatte. Die Deckplatte verfügt genau wie die Grundplatte über Bohrungen sowie Passstiftbohrungen zur Verschraubung auf den senkrechten Zwischenplatten und Streben. Da große Bereiche des Zylinderkopfes um bis zu 10 mm abgefräst werden mussten (vgl. Zylinderkopf), wurden an den Stellen mit den Gewindebohrungen zur Aufnahme der Serienbauteile (Krümmer und Saugrohr) Nuten gefräst.
Die Zwischenplatten und Streben besitzen neben der Funktion der Verbindung von Deck- und Grundplatte auch Bohrungen zur Aufnahme von Riemenscheiben. Die Lackierung des Trägergestells in Mattschwarz dient neben dem Korrosionsschutz der Reduzierung von Reflexionen durch die Verbrennung sowie durch optisches Zubehör wie Blitzlampen.

Riementrieb

Aufgrund des verlängerten Kolbens und der Notwendigkeit, das Trägergestell als Zwischenstück einzubauen, musste der Verlauf des Riemens verändert werden. Dazu wurde auf die Originalriemenebene eine zweite Riemenebene aufgebaut. Zusätzlich muss die optische Zugänglichkeit auf der Riementriebseite gewährleistet bleiben. Dies wird durch die Führung des Riemens sichergestellt. Abbildung 5 zeigt den Verlauf des Riemens am fertiggestellten Motor.

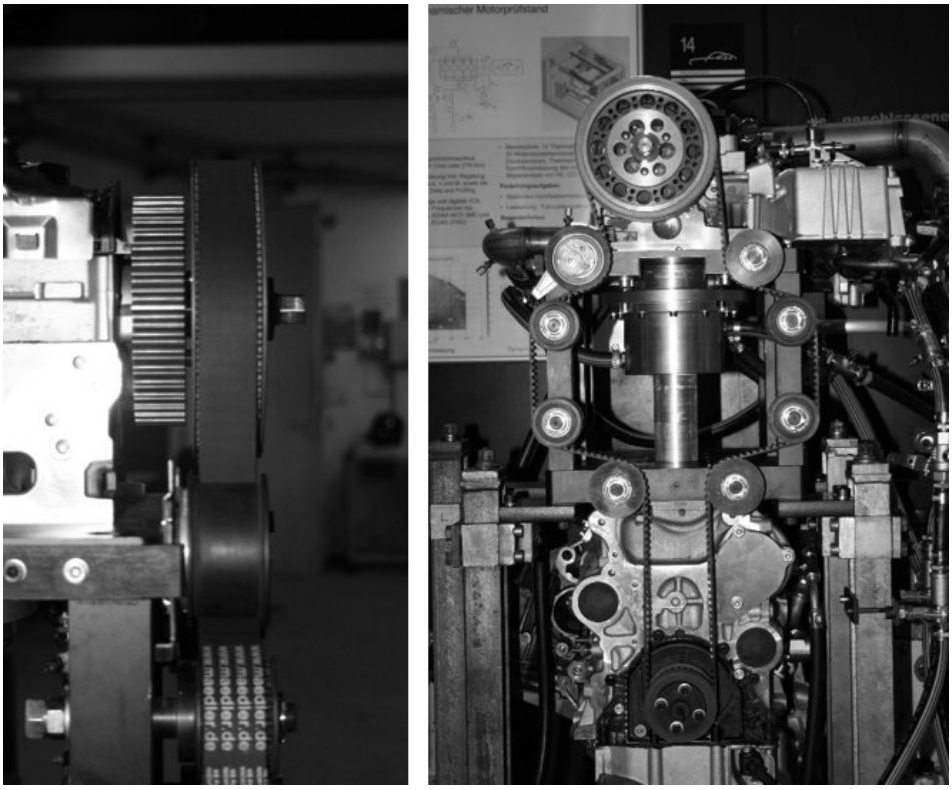


Abbildung 5: Riementrieb am fertiggestellten Optikmotor

Durch den Verlauf des Riemens wurde zusätzlich Raum geschaffen, sodass der Zylinder[2] inklusive des Langkolbens an dieser Stelle herausgenommen werden kann. Die Umsetzung der zweiten Riemenebene erfolgt über das Aufschrauben weiterer Riemenscheiben auf die erste Riemenebene. Dazu wurde an der Kurbelwelle das Keilriemenrad entfernt und an dessen Stelle die neue Riemenscheibe angebracht. An der Nockenwelle wurde die Originalbefestigungsschraube durch eine Adapterwelle aus Vergütungsstahl (42CrMo4) ersetzt. Mit dieser können die beiden Riemenscheiben verklemmt und die Seriennockenwelle verwendet werden. Die Kraftübertragung zwischen den beiden Riemenrädern erfolgt über drei Zylinderstifte. Auf diese Weise kann der serienmäßige Mechanismus zur Feinjustierung der Steuerzeiten erhalten bleiben. Abbildung 6 zeigt die Aufbringung des zweiten Riemenrades auf dem ursprünglichen Nockenwellenrad.

[2]Zwischenstück zur Aufnahme der Zylinderlaufbahn, vgl. Zylinder.

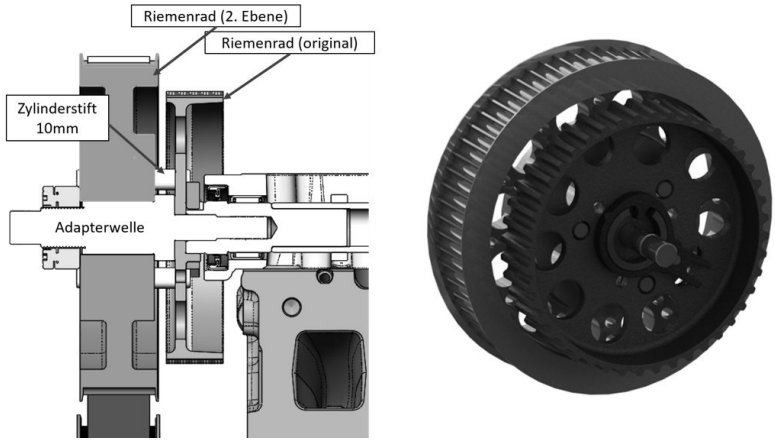


Abbildung 6: Realisierung der zweiten Riemenebene am Nockenwellenrad

Aufgrund der zweiten Riemenebene verschiebt sich der Kraftangriffspunkt an der Nockenwelle um einige Millimeter. Somit entsteht ein höheres Biegemoment an der Nockenwelle. Diesem Effekt wird entgegengewirkt, indem die Schlepphebel der drei nicht befeuerten Zylinder entfernt werden. Zusätzlich wird der Pumpenkörper der Unterdruckpumpe ausgebaut. Diese Maßnahmen reduzieren die notwendige Vorspannung des Riemens und damit das wirkende Biegemoment.

Zylinderkopf

Bei dem Zylinderkopf handelt es sich um den Serienzylinderkopf des EA288 evo Dieselmotors. Dieser wird auf der Deckplatte des Trägergestells verschraubt, um die mechanische Festigkeit gewährleisten zu können. Die Anforderungen an den Zylinderkopf sind die Darstellung der Brennraumbegrenzung, die Realisierung des Ladungswechsels, die Aufnahme des Injektors und die Konditionierung seiner brennraumzugewandten Seite.
Um einen vollständigen Blick auf den Bereich unterhalb des Zylinderkopfes zu ermöglichen, wird der Zylinderkopf um 10 mm abgefräst. Die brennraumbegrenzende Fläche wurde zur Beibehaltung der Funktion unbearbeitet belassen. Somit können die originale Ventilmaskierung sowie Ventiltrieb, Glühkerze und Injektorposition beibehalten werden. Das Brennraumdach steht dadurch 10 mm gegenüber dem Rest des Zylinderkopfes hervor und bildet somit eine Brennrauminsel. In der Deckplatte ist eine Aussparung zum Durchstecken dieser Brennrauminsel vorgesehen (vgl. Abbildung 4). Wird der Kopf nun auf die Deckplatte geschraubt, kann das Brennraumdach durch die seitliche Aussparung in der Deckplatte eingesehen werden.

Um den Brennraum nach oben gegen die Deckplatte abzudichten, wurde um den Brennraum herum zusätzlich eine Stufe geschaffen, welche einen 1,5 mm starken Kupferring zwischen Zylinderkopf und Deckplatte einklemmt. In Abbildung 7 ist ein Modell des Zylinderkopfes im Serienzustand (links) und nach der Bearbeitung (rechts) dargestellt. In der Seitenansicht ist deutlich das hervorstehende Brennraumdach sowie die zusätzliche Stufe zum Abdichten des Brennraumes zu erkennen.

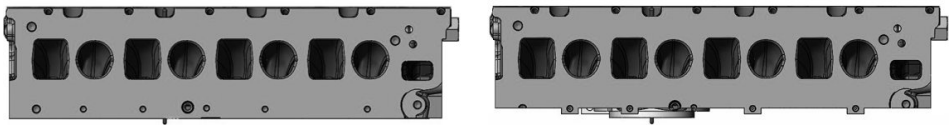


Abbildung 7: Zylinderkopf Ausgangszustand (links) und nach Bearbeitung (rechts)

Zylinderkurbelgehäuse

Das Zylinderkurbelgehäuse entspricht wie der Zylinderkopf dem Serienbauteil. Die Anforderungen an diese Komponente sind die Aufnahme diverser Bauteile wie Kurbeltrieb, Ausgleichswellen und Prüfstandsgetriebe.

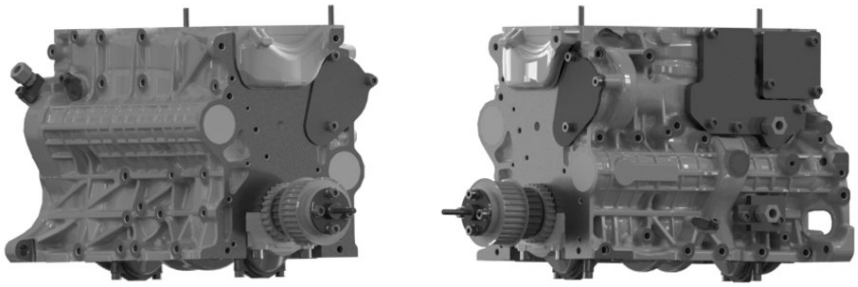


Abbildung 8: Verschlussplatten am Zylinderkurbelgehäuse

Aufgrund der Demontage aller Pumpen und Anbauteile ergeben sich Öffnungen am Gehäuse. Die aufgetrennten Kühlmittel- und Ölkanäle zum Zylinderkopf werden wie in Sektion Riementrieb beschrieben mithilfe der Serienzylinderkopfdichtung und der Vorspannung des Kurbelgehäuses gegen die Grundplatte abgedichtet. Die übrigen Öffnungen werden mithilfe von dafür gefertigten Platten verschlossen. Zusätzlich dienen die Platten der Aufnahme von Schneidringverschraubungen zur Versorgung des Zylinderkurbelgehäuses mit den Betriebsmitteln. Abbildung 8 zeigt das Zylinderkurbelgehäuse mit den verschraubten Verschlussplatten.

Kolben

Der Kolben wird am Serienkurbeltrieb befestigt, um sicherzustellen, dass relevante geometrische Größen wie Hub und Schubstangenverhältnis unverändert bleiben. Die optische Zugänglichkeit des Motors erfordert weiterhin eine Möglichkeit zur Aufnahme eines Glaseinsatzes sowie die Bereithaltung von Bauraum für den Spiegel über den gesamten Hub. Zusätzlich muss die Beschädigung des Glasringes, der den oberen Teil des Zylinders darstellt, ausgeschlossen sowie die Schmierung der Lauffläche gewährleistet werden.

Abbildung 9: Dreiteilig ausgeführter Kolben; 1 Kolbenkrone, 2 Langkolben, 3 Kolbenfuß

Anhand dieser Randbedingungen wurde eine dreiteilige Ausführung des Kolbens gewählt. Somit kann im unteren Bereich ein Serienkolbenrohling verwendet werden. Dies führt zu seriennahen Reibverhältnissen aufgrund der Kolbenbeschichtungen und Lagerbuchsen am Kolbenfuß, was das Risiko einer Beschädigung unterhalb des Langkolbens nahezu ausschließt. Weiterhin kann der mittlere und obere Kolbenteil bei Auftreten eines Schadens mit sehr geringem Aufwand durch Lösen von sechs Schrauben von leicht zugänglicher Stelle ausgetauscht werden. Die Kolbenkrone kann davon getrennt gewechselt werden, um Variationen der Muldenform durchführen zu können. Abbildung 9 zeigt den fertiggestellten Kolben mit seinen drei Einzelkomponenten.

Der Kolbenfuß (3 in Abbildung 9) ist aus einem Kolbenrohling aus der Serie gefertigt. Der Rohling verfügt bereits über die Kolbenbeschichtung sowie die Nuten und Einsätze für die Kolbenringe und die Lagerbuchsen zur Aufnahme des Kolbenbolzens. Der Kolbenboden hingegen ist unbearbeitet und verfügt über keine Kolbenmulde. Somit steht mehr Material zur Aufnahme von Gewindeeinsätzen zur Verfügung. Es konnte ein Lochbild eingefügt werden, welches die Verschraubung des Langkolbens auf dem Kolbenfuß in 90°-Schritten ermöglicht. Somit kann die Ausrichtung des Langkolbens und damit die Öffnung für den Spiegel gedreht und der Versuchsträger an das Raumangebot des Prüfstands angepasst werden.
Der Langkolben (Komponente 2 in Abbildung 9) ist aus einem Stück gedreht und wurde anschließend fräsend bearbeitet. Die geschlitzte Ausführung bietet Platz für den Spiegel inklusive Spiegelhalter bei einer nutzbaren Breite von 56 mm. Im oberen Bereich des Langkolbens ist ein Außengewinde angebracht, über welches die rotationssymmetrische Kolbenkrone verschraubt werden kann.
Die Kolbenkrone (Komponente 1 in Abbildung 9) ist, wie der Langkolben, aus Aluminium (EN AW 7075) und aus einem Stück gedreht und gefräst. Abbildung 10 zeigt eine Schnittansicht der Kolbenkrone inklusive aller verbauten Komponenten sowie die Schnittstelle zum Langkolben. Die Kolbenkrone besitzt ein Innengewinde, über welches sie auf den Langkolben aufgeschraubt wird. Dies ermöglicht gegenüber anderen Verschraubungskonzepten eine reduzierte Wandstärke und somit eine Optimierung des Sichtbereiches. Zur exakten Positionierung der Höhe des Kolbens und damit auch zur Variation des Quetschspaltes und des Verdichtungsverhältnisses wird zwischen Langkolben und Kolbenkrone ein Einstellring angebracht. Über ein eigens gefertigtes Spezialwerkzeug, welches in eine der sechs zylindrischen Vertiefungen in der Filzringnut greift, kann die Kolbenkrone anschließend mit definiertem Moment festgezogen werden.

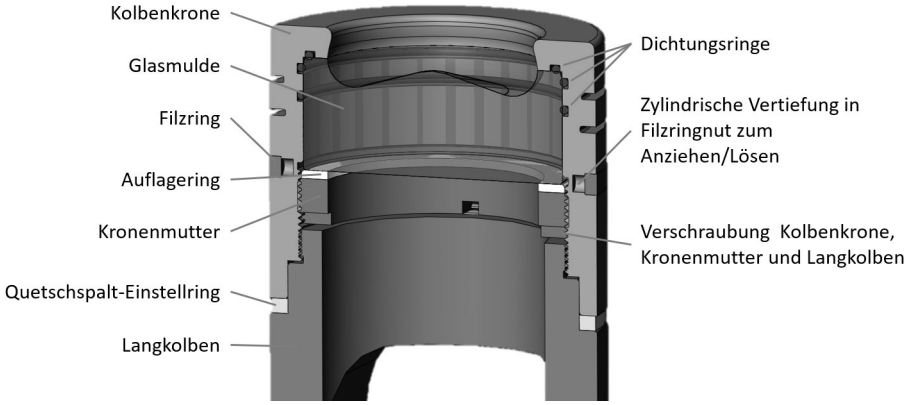


Abbildung 10: Schnittansicht Kolbenkrone

Der Glaseinsatz ist zur Maximierung des Sichtbereiches entsprechend der Serienmuldenform ausgeführt und folgt der Kontur bis zur breitesten Stelle der Kolbenmulde, wodurch der gesamte Inhalt der Kolbenmulde eingesehen werden kann. Über einen O-Ring wird der Glaseinsatz zum Brennraum hin abgedichtet. Zwei weitere O-Ringe am Umfang der Kolbenkrone zentrieren den Einsatz und besitzen ebenfalls eine dichtende Wirkung. Zur Befestigung wird der Glaseinsatz von unten über eine Kronenmutter verschraubt. Zur Reduzierung der mechanischen Spannungen und zur Dämpfung der Schwingungen im motorischen Betrieb wird eine Unterlegscheibe aus PEEK eingesetzt. Zur Gleichstellung der Betriebspunkte mit gegebenen Daten von Vollmotoren (Brennverlauf, Dichte bei Einspritzbeginn) kann der Glaseinsatz durch einen Aluminiumeinsatz ersetzt werden. Dadurch kann bei längeren Phasen im gebrannten Betrieb zur Auffindung der richtigen Einspritzparameter das Risiko einer Beschädigung der Glasbauteile und in Folge eines Motorschadens ausgeschlossen werden.
Die geometrischen Daten des Kolbens sind in folgender Übersicht aufgeführt:

Tabelle 2: Geometrische Daten des dreiteiligen Kolbens

	Geometrie (h × d)	**Masse**
Kolbenfuß	67,8 × 81,01 mm	874,6 g
Langkolben	248,5 × 80,8 mm	966,0 g
Kolbenkrone	64,5 × 80,8 mm	560,5 g
Gesamt	364,3 × 80,8 mm	2 401,1 g

Die Führung des Optikkolbens erfolgt an zwei Stellen. Der Kolbenfuß wird serienmäßig über zwei Kompressionsringe in der Laufbuchse des Kurbelgehäuses geführt und gedichtet. Über den zusätzlichen Ölabstreifring wird das Austreten von Öl nach oben zu den optischen Komponenten verhindert. Die Kolbenkrone verfügt ebenfalls über drei Nuten zur Aufnahme von Kolbenringen. Die oberen zwei Nuten entsprechen in Form und Funktion denen der Seriennuten. Die dritte Nut für den Ölabstreifring wurde zur Schmierung der Zylinderlauffläche modifiziert. Dadurch kann ein Filzring mit einer Höhe von 5 mm und einer Stärke von 3,5 mm in die untere Nut eingesetzt werden.
Um den Glasring während des Betriebes nicht zu beschädigen, mussten die Ringnuten gegenüber den Originalpositionen um 11 mm abgesenkt werden. Somit wird verhindert, dass die Kolbenringe über die Glasoberfläche schaben. Abbildung 11 zeigt eine Schnittansicht des Brennraums und somit die Problematik der Interaktion von Kolbenringen bei Originalposition und Glasring sowie die Anpassung der Kolbenkrone für den Betrieb unter Einsatz des Glasrings.

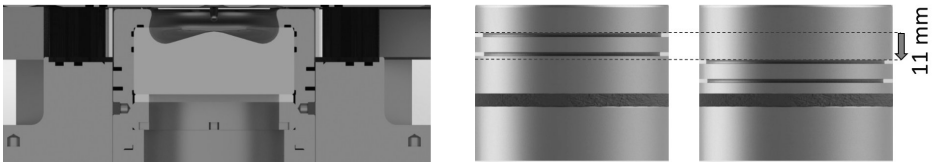


Abbildung 11: Schnittansicht des Brennraums (links); Anpassung der Kolbenkrone für den Betrieb mit Glasring (rechts)

Durch die Verschiebung der Kolbenringe wird der Feuersteg und somit das Schadvolumen vergrößert, was einer Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses entspricht. Um das originale Verdichtungsverhältnis beibehalten zu können, muss das Schadvolumen an anderer Stelle reduziert werden. Aufgrund starker Beeinflussung des Brennverfahrens sowie erheblichem konstruktiven Aufwand entfallen die Optionen der Bearbeitung der Ventilsitze und Maskierungen und die Bearbeitung der Kolbenmulde. Als konstruktiv einfachste Möglichkeit bleibt die Anpassung des Quetschspaltes, indem die Kolbenkrone mithilfe von Unterlegschreiben mit unterschiedlichen Stärken angehoben werden kann. Da die Absenkung der Kolbenringe mit der Fläche des Ringes zwischen Kolbenaußenwand und Zylinderwand multipliziert wird und die Quetschspaltreduzierung sich auf die gesamte Brennraumfläche bezieht, können mit kleinen Anpassungen der Quetschspalthöhe Ringabsenkungen bis zu einigen Millimeter kompensiert werden.

Kurbeltrieb

Der Kurbeltrieb des Originalmotors konnte weitestgehend beibehalten werden. Dadurch bleiben die geometrischen Verhältnisse unverändert. Zusätzlich kann aufgrund der 4-Zylindercharakteristik der Ausgleich der Massenkräfte und Momente 1. Ordnung relativ leicht durch Gleichsetzen der Kolbenmassen erfolgen. Um die sehr hohe Massendifferenz von 1654 g gegenüber dem Optikkolben ausgleichen zu können, wurden in der Grundplatte des Trägergestells Aussparungen vorgesehen. Diese ermöglichen eine kollisionsfreie Vergrößerung der Bauhöhe über der Kolbenbolzenachse. Abbildung 12 zeigt die Konstruktion zum Massenausgleich des Optikmotors.
Die Basis bildet ein Kolbenrohling, der wie beim dreiteiligen Optikkolben bereits über die Lagerbuchsen zur Aufnahme des Kolbenbolzens sowie die Kolbenringnuten und Nuteinsätze verfügt. Der Rohling wird um 4 mm abgefräst, um eine glatte Oberfläche zu schaffen und eine Mindesttiefe für die Stahlgewindeeinsätze beizubehalten. Zusätzlich erhöht sich die maximal zulässige Bauhöhe für das Ausgleichsgewicht. Dieses wird aus Baustahl (S235JR) ausgeführt und besitzt somit nahezu die dreifache Dichte von Aluminium. In das Stahlgewicht wurden 3 zylin-

drische Bohrungen mit einer Tiefe von 25 mm und einem Durchmesser von 20 mm eingebracht. Diese dienen der Aufnahme von Wolframstiften. Bei unveränderten Außenmaßen des Gewichtes kann die Masse somit nochmals um 270 g gesteigert und der Massenschwerpunkt des Gewichtes abgesenkt werden. Die Wolframstifte wurden aufgrund des spröden Materialverhaltens in die dafür vorgesehenen Bohrungen eingeschrumpft und durch die Vorspannkraft der Schrauben zwischen Gewicht und Kolbenrohling eingeklemmt. Um den korrekten Sitz der Gewichte zu garantieren, wurden Entlüftungsbohrungen vorgesehen. Zur Reduzierung der Korrosionsneigung an der Kontaktstelle zwischen Stahlgewicht und Aluminiumkolben wurde zusätzlich eine Kleberschicht aufgetragen.

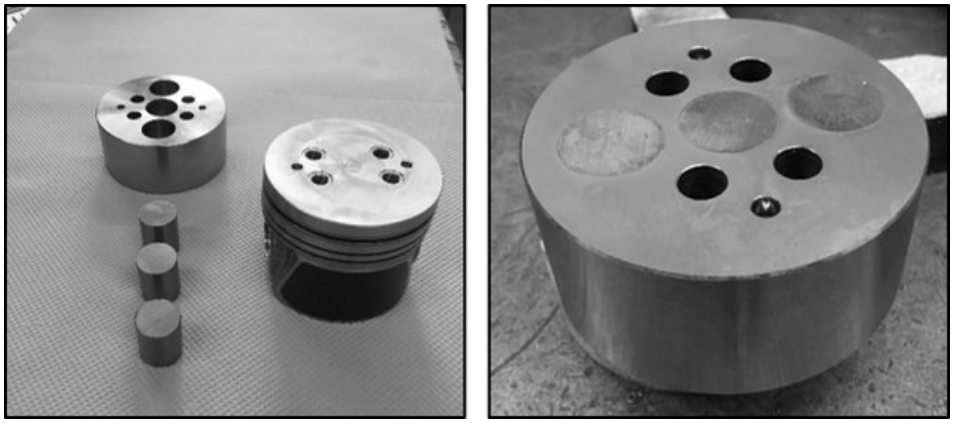


Abbildung 12: Konstruktion zum Massenausgleich des Optikkolbens

Zylinder

Zur Begrenzung des Arbeitsraumes um den verlängerten Kolben wurde eine Konstruktion als absenkbares Mittelstück aufgebaut. Kern dieser Konstruktion ist eine Aftermarket-Zylinderlaufbuchse. Diese wird in das Gehäuse eingesetzt und gehont. Das Zylindergehäuse ist zweiteilig ausgeführt und verfügt über einen Hohlraum, welcher zur Konditionierung des Brennraumes über zwei Anschlüsse mit Kühlmittel durchströmt werden kann.
Der obere Teil des Zylinders dient zur Zentrierung von Zylinderkopf und Langkolben. Dazu wird der Zylinder bei Betriebstemperatur ($T > 60\,^{\circ}\mathrm{C}$) gegen den Zylinderkopf geschraubt. Der Umfang des Zylinders zentriert sich an der Deckplatte des Motorgestells. Der Glasring wird im Betrieb auf den oberen Teil des Zylinders aufgesetzt. Über den Umfang des Glasrings und den Steg des Zylinders erfolgt die Zentrierung.

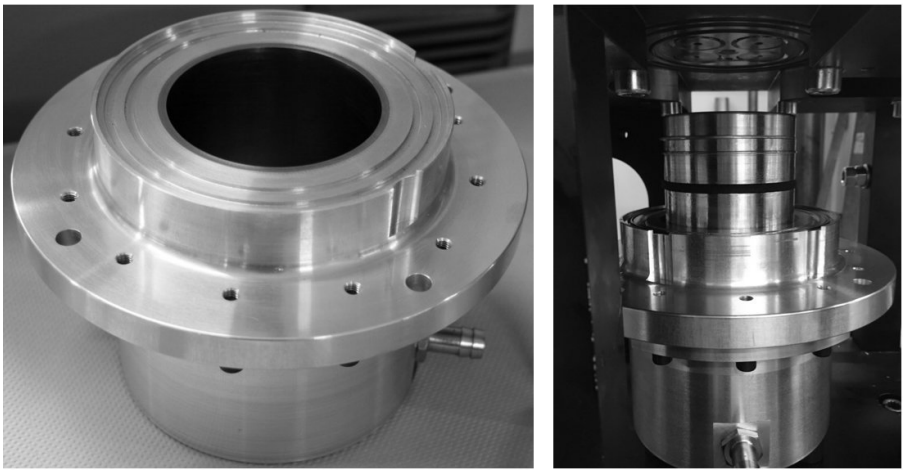


Abbildung 13: Zylinder im fertig montierten Zustand (links) und im verbauten und abgelassenen Zustand am Optikmotor (rechts)

Der Glasring weist eine Wandstärke von 25 mm und eine Höhe von 22 mm auf. Somit kann der Brennraum seitlich in einem Bereich bis zu 45 °KW vor, beziehungsweise nach oberem Totpunkt eingesehen werden. Im Betrieb ist der Zylinder fest an die Deckplatte des Trägergestells geschraubt. Die Dichtung zwischen Zylinder und Glasring sowie zwischen Glasring und Trägergestell erfolgt durch O-Ringe. Zur Reinigung der Glasbauteile kann der Zylinder durch Lösen der Schrauben gelockert und abgesenkt werden (vgl. Abbildung 13). Somit kann der Glasring herausgenommen und gereinigt werden. Durch das Absenken des Zylinders ist der Glaseinsatz der Kolbenkrone ebenfalls zugänglich.

Prüfstandsanbindung

Die Anbindung des Optikmotors erfolgt am Prüfstand 4 des Fachgebietes Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Dieser verfügt über eine Asynchronmaschine mit einer maximalen Leistung von 130 kW und einem maximalen Drehmoment von 270 Nm.

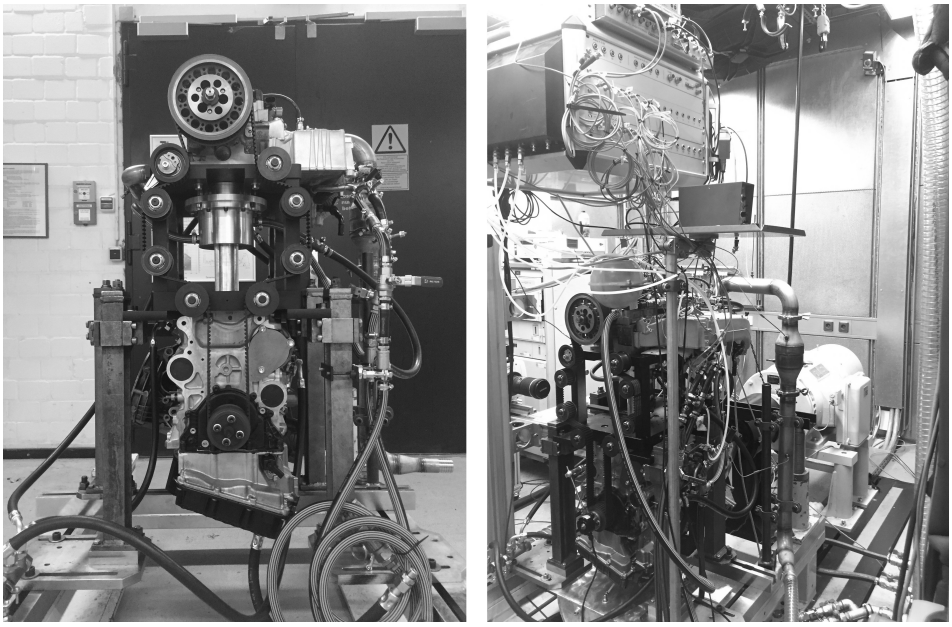


Abbildung 14: Fertiggestellter Versuchsträger auf Motorpalette (links) und aufgebaut am Motorprüfstand (rechts)

Zur Anbindung an den Motorenprüfstand und zur schnellen Montierbarkeit wurde der Versuchsträger auf einer Motorpalette aufgebaut. Abbildung 14 zeigt den fertiggestellten Versuchsträger auf der Motorpalette und im fertig aufgebauten Zustand im Prüfstand. Aufgrund des unvollständigen Massenausgleichs 2. Ordnung und der optischen Komponenten, welche nicht auf der Palette befestigt sind, wurde eine möglichst steife Aufhängungsform angestrebt. Diese wird über die Verschraubung des Motorgestells über vier Motorhalter realisiert. Zusätzlich erfolgt die Aufhängung des Prüfstandsgetriebes über ein Trägerprofil, welches mit zwei Spindeltürmen ebenfalls ohne elastische Elemente an der Palette verschraubt wird. Die Versorgung des Optikmotors mit den Betriebsstoffen Öl und Kühlmittel erfolgt über prüfstandsintegrierte Strukturen, die ebenfalls die Einstellung von Druck und Temperatur der Medien erlauben. Der notwendige Kraftstoffdruck wird über eine mobile Einrichtung erzeugt, welche über einen Asynchronmotor eine Bosch CP4 Hochdruckpumpe antreibt. Die Druckregelung erfolgt über die Druck- und Zumessventile an Hochdruckpumpe und Common-Rail. Über einen Kolbenkompressor wird der Motor mit Druckluft versorgt. Die zweistufige Temperaturregelung, welche aus einem elektrischen Heizkatalysator und dem saugrohrintegrierten Ladeluftkühler (SiLLK) besteht, erlaubt eine Anpassung der Ladelufttemperatur.

Zusätzlich kann der Druckluft über ein Dosierventil vor der Heizstrecke Stickstoff zugeführt werden. Damit lassen sich die Auswirkungen einer verringerten Sauerstoffkonzentration durch Abgasrückführung auf den Verbrennungsablauf simulieren.

Ausblick

Nach dem Aufbau des Optikmotors konnte die Funktionsfähigkeit mithilfe erster Schleppmessungen und Messungen im befeuerten Betrieb inklusive der Aufnahme des Rußeigenleuchtens unter vereinfachten Bedingungen (keine Stickstoffeinblasung) durchgeführt werden. Die nächsten Arbeitsschritte umfassen die Parametrierung der Regelstrecke (Gase, Wasser, Öl) sowie die Anpassung des Prüfstands für weitere optische Messtechniken. Dazu wird das Kameragestell erweitert. Somit können vorhandene Komponenten (Nd:YAG-Laser inkl. Frequenzvervielfacher, Bildverstärker, Ringblitz) schnell auf- und abgebaut werden. Dies verkürzt die notwendigen Rüstzeiten zur Umsetzung der verschiedenen Messverfahren.
Im Anschluss an die Anpassungsarbeiten soll eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt werden, die beispielsweise eine Variation von Injektoren, Installationen zur Beeinflussung der Ladungsbewegung, alternative Kolbenmuldenkonzepte und insbesondere Kaltstartuntersuchungen umfassen. Zusätzlich soll neben der Einspritzung von konventionellem Dieselkraftstoff ebenfalls die Untersuchung alternativer Kraftstoffe wie GTL und OME als Reinstoffe sowie deren Beimengung in verschiedenen Konzentrationen zum Dieselkraftstoff erfolgen.

Literatur

[1] Bensing, D.: „Aufbau eines optisch zugänglichen Einzylinder-Viertaktmotors und charakterisierende Messungen“. Dissertation. Jan. 2014. URL: https://duepublico2.uni-due.de/receive/duepublico_mods_00033092.

[2] Metzner, F.-T.; Willmann, S.; Helbing, C.; Eiglmeier, C.; Köhne, M.; Krause, A.; Wietholt, B.: „Die neue Vierzylinder-Dieselmotorengeneration von Volkswagen“. In: *39. Internationales Wiener Motorensymposium*. VDI-Verlag, 2018, S. 37–66.

[3] Bowditch, F. W.: „A New Tool for Combustion Research A Quartz Piston Engine“. In: *Pre-1964 SAE Technical Papers*. SAE International, Jan. 1961. DOI: https://doi.org/10.4271/610002.

[4] *Selection of optimal material*. URL: https://www.lasercomponents.com/de/?embedded=1&file=fileadmin/user_upload/home/Datasheets/lco/tipps/optimal_material.pdf&no_cache=1 (besucht am 04. 03. 2019).

[5] *Corning/Specialty Materials/Product Information Sheet 7979, 7980 and 8655*. Feb. 2014. URL: https://www.corning.com/media/worldwide/csm/documents/5bf092438c5546dfa9b08e423348317b.pdf (besucht am 14. 01. 2019).

[6] *LA VISION Product Manual Phantom v1210 v1610*. 2015.

Biografische Notiz

Alexander Salomon hat Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität Berlin studiert und sein Studium 2017 mit einer Masterarbeit über die experimentelle Untersuchung des Einflusses einer alternativen Kolbenmuldengeometrie in Verbindung mit innovativen Einspritzdüsen bei direkteinspritzenden Dieselmotoren abgeschlossen. Seit 2015 arbeitete er dabei am Fachgebiet Fahrzeugantriebe (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) der Technischen Universität Berlin als studentische Hilfskraft und seit 2017 als wissenschaftlicher Mitarbeiter. Während dieser Zeit war ihm Herr Baar aufgrund seiner Antriebskraft und Zielstrebigkeit eine Motivation. In schwierigen Situationen verstand Herr Baar es, seine Mitarbeitenden in die richtige Richtung zu führen und ihnen Selbstvertrauen für anstehende Herausforderungen zu geben.

Fremdgezündete Brennverfahren

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Simulative study of gasoline-water emulsion direct injection to increase the efficiency of gasoline engines

Vladyslav Sazonov, Daniel Kniep, Dennis Niemann, Hermann Rottengruber

Water injection is an effective technology for reducing fuel consumption and pollutant emissions as well as increasing performance. The direct injection of a gasoline-water emulsion has the highest efficiency in terms of fuel and water consumption, but it is a very complex concept. For an assessment of the potential of emulsion injection, the nature of spray propagation and breakdown processes of emulsions must be explored more thoroughly. In the previous study [1], the emulsifications were carried out with the High Pressure Pump (HPP5) and the ultrasonic homogenizer with different types of gasoline for different proportions of water and ethanol. The aim of this study has been the validation of the spray measurements with 3D-CFD simulation for further implementation in the predictive 3D-CFD engine simulation.

On the basis of the engine simulation, the effects of gasoline-water emulsion on mixture formation, combustion and resulting emissions were analyzed. To compare the effects of fuel enrichment and water injection, based on a knock tendency analysis, a fuel enrichment case was analysed as well.

Introduction

Today's emission standards pose major challenges for engine development. CO_2 fleet emissions, which are directly linked to fuel consumption, must be reduced drastically to 95 $\mathrm{g/km}$ [2], and water injection technology can help to achieve this requirement. Compared to gasoline, water has a higher heat capacity and enthalpy of evaporation. By evaporating water, it is possible to reduce the charge air temperature and subsequently the mixture temperature within the combustion chamber. Water can be injected in different ways (see figure 1), via the intake system or directly into the combustion chamber.

The resulting effect differs depending on the injection concept. The direct injection of a gasoline-water emulsion has a higher efficiency in terms of fuel and water consumption [3] but is the more complex concept, especially because of the high instability of the gasoline-water emulsion. For an assessment of the feasibility and the implementation effort, the nature of emulsification and breakdown pro-

cesses must be explored more thoroughly. The method of direct water injection is investigated in this study.

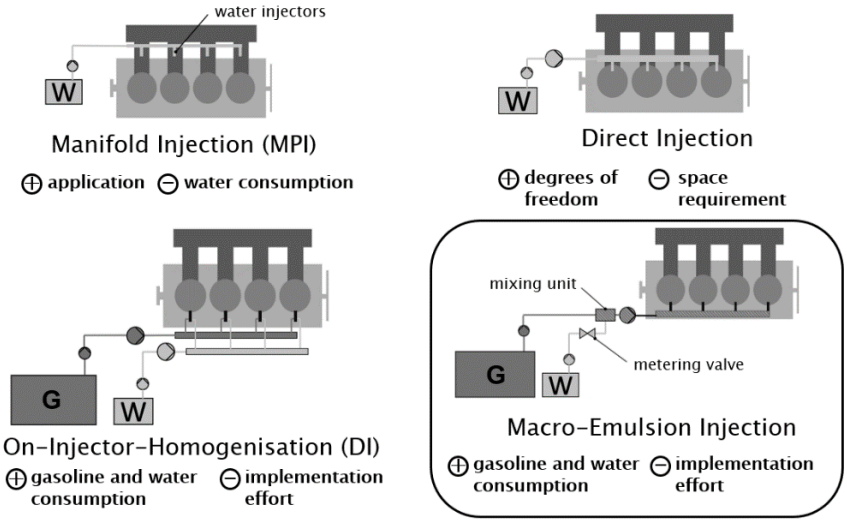


Figure 1: Concepts of water injection [4]

In the previous study [1], the influence of water content on the spray pattern during the injection of a gasoline-water emulsion with a water content of 0 % to 100 % was examined. For this purpose, the spray pattern of a high-pressure gasoline solenoid DI injector with six nozzles in an injection chamber is recorded, measured and statistically analyzed using a high-speed camera employing high-magnification shadow imaging with pulsed backlight illumination. The validation of the spray measurements and further predictive 3D-CFD engine simulations are represented in the following chapters.
If this is not explicitly mentioned below, water content means the water proportion based on the total mass:

$$\phi = \frac{m_i}{m_i + m_j} \tag{1}$$

3D-CFD simulation of gasoline, water and emulsion spray propagation

Numerical RANS simulation is a tool to achieve a better understanding of the flow features inside and at the exit of the injector nozzle. The description of the flow and atomization of emulsions is a very complicated task and also in AVL FIRE there is no possibility to directly simulate all aspects of the emulsion injection.

Therefore, the following chapters describe the theoretical basics, such as emulsion rheology, its influence on the spray propagation, and the algorithm used to validate the spray measurements.

For the description of the atomization processes and penetration depth of the emulsion spray, the rheology respectively viscosity of the emulsions must also be taken into account, which may be quite different from the viscosities of the individual phases of the emulsion. There are many factors that affect the viscosity of emulsions, such as the concentration of the inner phase (ϕ), the viscosities of the inner (droplets, η_{inner}) and the continuous (surrounding liquid, η_{cont}) phase, the shear rate (γ), the temperature of the emulsion (T_{emulsion}), the droplet size (d_{droplet}), and the density of the inner (ρ_{inner}) and the continuous (ρ_{cont}) phase. These numerous factors interact with each other. For example, a reduction in temperature causes a significant increase in the viscosity and density of the continuous phase. Different shear rates lead to a different drop size and size distribution. The exact mechanism of the emulsion viscosity has not been sufficiently studied and therefore cannot be totally defined. [5]

In the study of Hwang and Pal [6], emulsions with properties (density, viscosity, phase inversion point) similar to those used in this study were analyzed and their viscosity was measured. Water and oil (isoparaffinic hydrocarbon) were emulsified for several mixing ratios (see table 1).

Table 1: Viscosity of emulsions with different water and oil concentrations (measured with capillary viscometer); O/W – oil in water, W/O – water in oil [6]

Emulsion type	**Volume concentration of inner phase (ϕ)**	**Viscosity**
		mPa · s
O/W	0	0.90
O/W	0.2144	2.39
O/W	0.3886	5.25
O/W	0.5043	8.87
O/W	0.5800	12.70
O/W	0.6035	13.90
W/O	0.3543	6.00
W/O	0.3050	5.37
W/O	0.1958	4.21
W/O	0.0272	2.89

The measurements showed that the viscosity of the entire emulsion with a high concentration of the internal phase can reach a more than nearly 14 times higher viscosity than the continuous phase (see table 1). Figure 2 shows the influence of high water concentration on the viscosity of the emulsion. In the area of high water content, an extreme increase in viscosity can be seen.

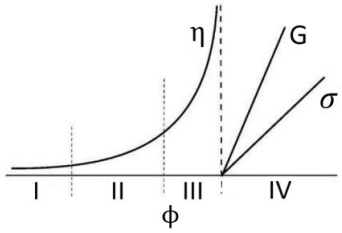


Figure 2: Tendency in peculiarities of the rheological properties of emulsions in the whole concentration range of the inner phase; limit concentration of inner phase – dotted line [7]

With the variables and sections I to IV as follows:

- η: dynamic viscosity
- G: elastic modulus
- I: domain of dilute emulsions – Newtonian liquids with η = constant
- II: domain of intermediate concentrations – emulsions are liquids with weakly non-Newtonian behavior
- III: domain of relatively high concentrations – non-Newtonian effect is strongly visible and thixotropic and viscoelastic effects are possible
- IV: domain of highly concentrated „compressed“ emulsions – visco-plastic materials with obvious yield behavior and wide frequency range of elasticity with constant shear modulus [7]

The fuel supply has an important role in the mixture formation processes, spray breakup and evaporation of the fuel, and its mixing with the intake air in the combustion chamber. Spray formation can be influenced by many factors, which will be more meaningful if separated with respect to primary and secondary breakup (see figure 3). The primary breakup begins in the nozzle and ends when the first large spray drops are formed immediately after the fuel has left the nozzle. After the primary breakup the secondary breakup begins, which encompasses the period of atomization and evaporation of remaining fuel droplets.
In the primary breakup, rheological properties of the fluid play an essential role. While the fuel is in the nozzle, the internal friction between molecules and the

friction between liquid and nozzle walls occurs. In the case of emulsions, moreover, the drops of the inner phase interact with the nozzle walls, resulting in a deceleration of the emulsion. As explained in the section above, emulsions have a much higher viscosity than the individual phases of the emulsion, which increases internal friction. In summary, during the primary breakup the exit velocity of emulsions is lower than the velocity of pure water or pure gasoline.

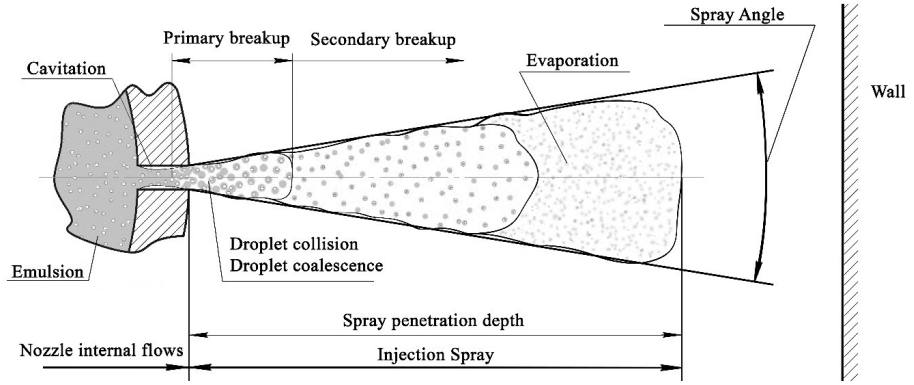


Figure 3: Primary and secondary emulsion spray breakup mechanisms

In the secondary breakup, the huge drops from the primary breakup decompose again into many tiny droplets. This happens when the external forces acting on the drops are greater than the surface tension. The lower the viscosity and surface tension of the liquid, the smaller the drop size. A smaller droplet size of the spray means a larger total surface of the total spray and therefore a higher resistance to penetration. This leads to the hypothesis that liquids with higher surface tension and viscosity, such as water and emulsions, have a greater total penetration depth than gasoline.

In the authors' observation, the penetration depth of the emulsion spray immediately after the primary breakup is lower than the penetration depth of water and gasoline sprays at this moment. During the secondary breakup, this effect reverses.

Earlier, it was pointed out that spray propagation is a complex process consisting of primary and secondary breakup. Furthermore, emulsions have a much higher viscosity than pure gasoline or water. Unlike in diesel engine simulations, in the mixture formation and combustion simulations of gasoline engines commonly only the secondary breakup of the gasoline spray is simulated. However, since the emulsion's rheology is much more complex, as described above, the emulsion leaving the nozzle due to the internal nozzle flow is delayed due to higher viscosity and

surface tension. This delay is not taken into account by the secondary breakup simulations. For this reason, both the primary breakup simulations with Eulerian spray approach and the secondary breakup simulations with discrete droplet model were performed, as shown in figure 4.

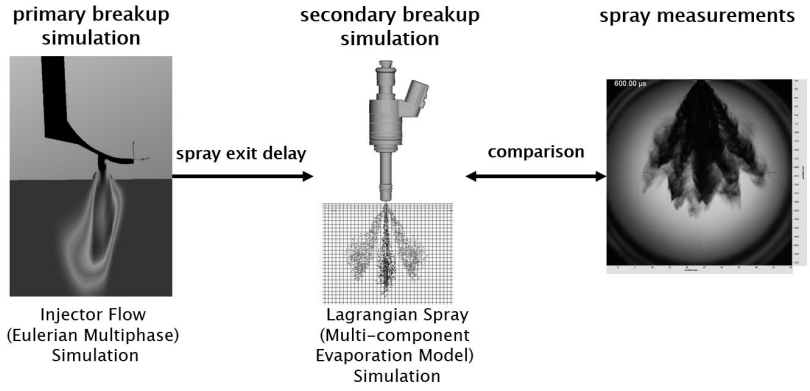


Figure 4: Coupling of injector flow simulation with Eulerian multiphase and Lagrangian spray simulation with multicomponent Evaporation Model

First, the simulation of the internal nozzle flow was performed from which the delay of the spray exiting the nozzle was determined and then implemented in the secondary breakup simulation. Subsequently, the secondary breakup simulation was done using a Lagrangian spray source. Finally, the comparison with the spray measurement was carried out.

Table 2: 3D-CFD (RANS) simulation settings

	Primary breakup simulation	**Secondary breakup simulation**
Tool/solver	AVL Fire 2017.1	AVL Fire 2017.1
Solver	transient movement simulation; Eulerian multiphase simulation	transient no-movement simulation; multicomponent evaporation model simulation
Mesh	moving mesh	static mesh
Turbulence model	k-zeta-f	k-zeta-f
Boundary conditions	inlet: p; outlet: p	inlet: Lagrangian spray source; outlet: p

The primary breakup simulation mesh consists of the injector body, one injector nozzle, and the connected discharge volume, which were symmetrically cut and the second half is mirrored (by symmetry boundary condition) to reduce calculation time. The starting geometry used was a CAD model of the injector. Table 2 represents the main simulation settings for both simulations.
From both sides of the computational domain, namely injector body and discharge volume, pressure boundary conditions were imposed. Quantitatively, the boundary and initial conditions represent the conditions of the spray measurements ($p_{\mathrm{inj}} = 100\,\mathrm{bar}$; $p_{\mathrm{chamb}} = 3\,\mathrm{bar}$; $T_{\mathrm{inj}} = 293\,\mathrm{K}$; $T_{\mathrm{chamb}} = 383\,\mathrm{K}$) [1]. For a better understanding of the spray behaviour, a comprehensive multidimensional three-phase flow model was chosen. In this case the three phases represent liquid fuel, fuel vapour and air. As turbulence model the k-zeta-f model was used. This model is the modified version of an eddy-viscosity model based on Durbin's [8] elliptic relaxation concept [9]. The reason for using this turbulence model is an improved numerical stability. To represent the emulsion in such a model, the emulsion is defined as a liquid of increased viscosity. The dynamic viscosity of the emulsions was not measured in this study. For this reason, the values were taken from the study of Hwang and Pal [6], who measured the viscosity of similar emulsions (see table 1).

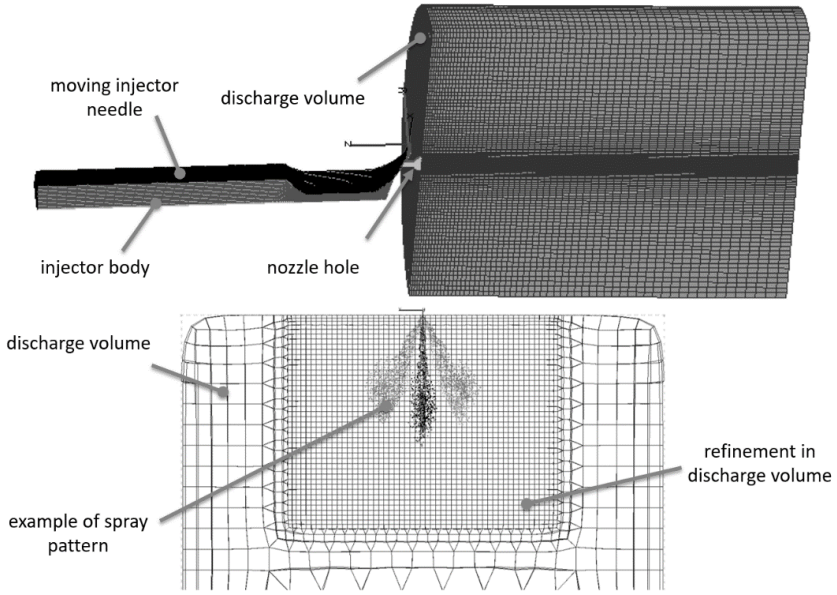


Figure 5: Calculation domains for primary breakup (above) and secondary breakup (below) simulation

In contrast to the primary breakup simulation, in the secondary breakup simulation the Lagrangian spray approach with a multicomponent evaporation model was used. For the representation of gasoline-water emulsions, the Discrete Droplet Method (DDM) was used which says that each droplet consists of gasoline and water with defined proportion and the distribution of gasoline and water inside each droplet is assumed to be homogeneous [10].
Figure 6 shows the results of the primary breakup simulation of pure gasoline, water, and the emulsion with 50 % water concentration (W = water; number indicates the mass fraction of water on the injected mixture).

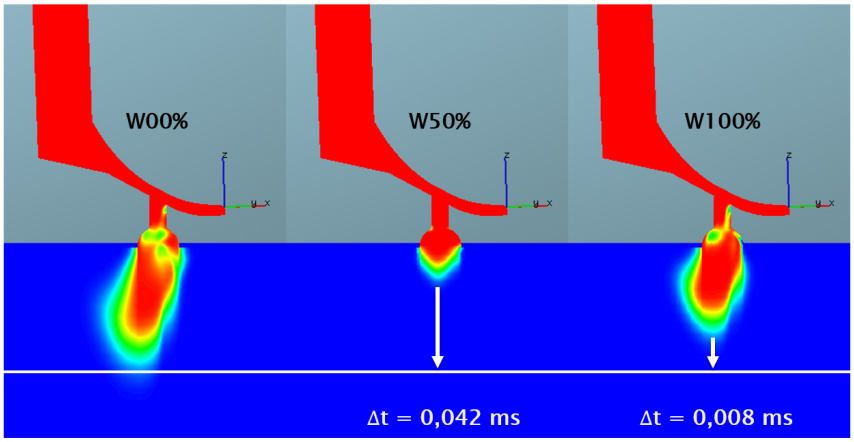


Figure 6: Primary breakup after 0.055 ms at operation point $p_{\mathrm{chamb}} = 3\,\mathrm{bar}$, $p_{\mathrm{inj}} = 100\,\mathrm{bar}$

The conditions are the same for the spray measurements (chamber pressure $p_{\mathrm{chamb}} = 3\,\mathrm{bar}$, injection pressure $p_{\mathrm{inj}} = 100\,\mathrm{bar}$). Figure 6 was taken after 0.055 ms. Thereafter, the time delay of the emulsion spray was determined which arises because of the fifteenfold higher viscosity of the emulsion in comparison with pure water. With this in mind, the times were measured until the emulsion and water reached the same penetration depth as gasoline after 0.055 ms.
There is a notable difference in penetration depth between pure gasoline and emulsion sprays due to the much higher viscosity of the emulsion. The emulsion spray needs 0.042 ms longer to reach the same penetration depth as the pure gasoline spray. In figure 7, the spray measurements for the same liquids and at the same conditions as in figure 6 are shown. The tendencies of spray penetration in the primary breakup simulation and the spray measurements are obviously similar.

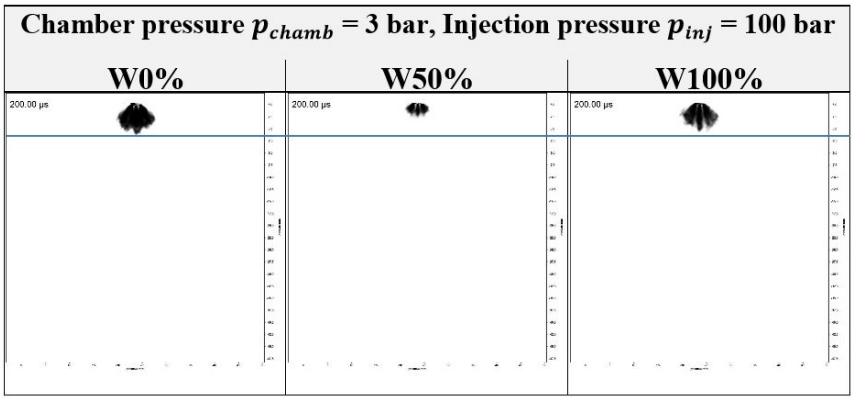


Figure 7: Spray measurement after 0.2 ms at operation point $p_{\mathrm{chamb}} = 3\,\mathrm{bar}$, $p_{\mathrm{inj}} = 100\,\mathrm{bar}$

The time delays from the first simulation series were determined (see figure 6) and implemented in the secondary breakup simulation solver. In order to compare the secondary breakup simulations with the spray measurements, the time reference point must be identical. In the measurements, the time reference point is the signal output to actuate the solenoid valve injector. The time delay between signal output and valve opening was taken into account. According to the injector specification, the time delay is $\Delta t_1 = 0.1\,\mathrm{ms}$, which is characteristic of injectors and is constant for all sprays.

Figure 8 shows the sequential development of the simulated injection spray formation at a chamber pressure of $p_{\mathrm{chamb}} = 3\,\mathrm{bar}$ and injection pressure of $p_{\mathrm{inj}} = 100\,\mathrm{bar}$ for water concentrations of 0 % to 100 %. For reference, the solid lines mark the instantaneous penetration depth from the spray measurements. The broken lines were added for a better visual comparability and mark the highest penetration depth of all simulated sprays.

As it can be seen in figure 8, the instantaneous penetration depth of emulsions (with 50 % water concentration), immediately after exiting the nozzle, is lower than those of pure water and gasoline. However, in the area of the secondary breakup 0.4 ms to 0.8 ms after the start of injection (SOI), where the aerodynamic forces predominate, the difference in penetration depth between pure gasoline and the emulsions decreases because the gasoline has the lowest surface tension, density and viscosity and consequently also a larger surface of the total spray in comparison with pure water and water-containing emulsions.

The comparison of the simulations with the measurements, water and emulsion sprays, especially from 0.4 ms after start of injection onward, demonstrates good qualitative agreement on the main tendency in penetration depth.

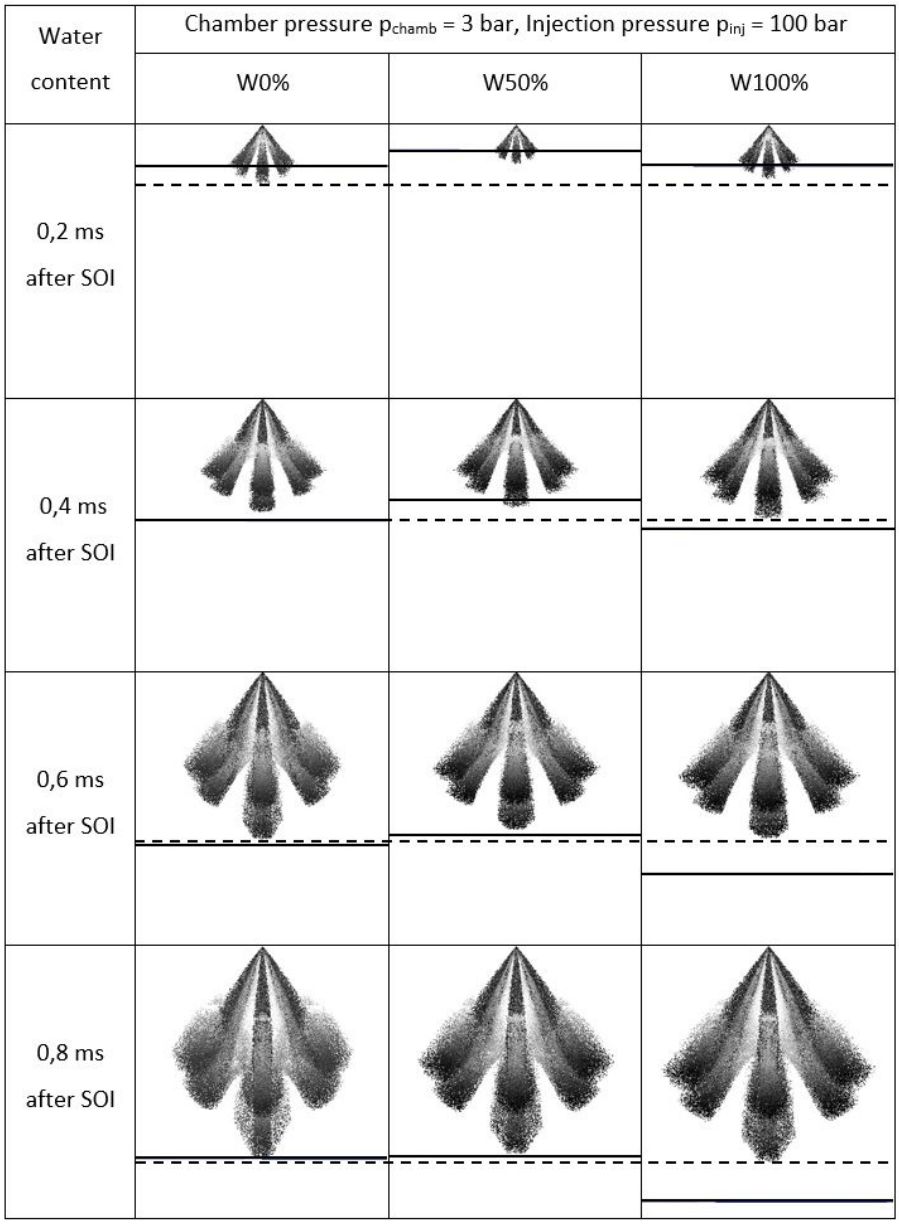


Figure 8: Comparison of spray images from 3D-CFD simulation with spray measurements – solid lines; highest penetration depth – dotted line

3D-CFD simulation of gasoline-water-emulsion injection in gasoline engines

The influence of gasoline-water-emulsion injection on mixture formation and the combustion process of a gasoline engine was investigated with the 3D-CFD (RANS) solver AVL FIRE v2019. The moving mesh for the simulation was generated using the tool Fame Engine Plus (FEP), which is implemented in AVL FIRE. In this tool, previously defined surface meshes describing the exhaust stroke, valve overlap, intake stroke and compression are assigned to defined crank angle ranges. The assignment of the surface meshes is shown in figure 8.

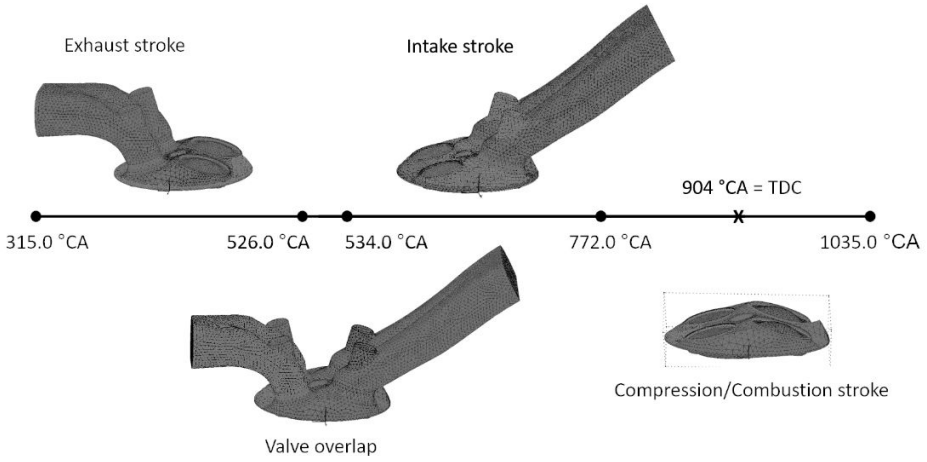


Figure 9: Assignment of the surface meshes

In addition to the mesh generation tool, AVL FIRE provides several models for a detailed description of combustion, spray targeting, and emission formation. The ECFM-3Z model belongs to the group of Coherent Flame Models (CFM) that was used for the combustion simulation. The Coherent Flame Model is based upon the flamelet hypothesis, which states that the prereaction of combustion processes is faster than the turbulent mixing processes. The ECFM-3Z model differs from other types of the Coherent Flame Model because it treats the combustion and its chemical processes in a three-zone model [11]. The spray module used is based on the Eulerian-Lagrangian approach using the calculation of the discrete droplet method. In order to be able to specify the influence of water injection, various simulation series were carried out in the course of this study. While in the first simulation series the water rate was varied, the second simulation series was carried out with a variation of the start of injection (SOI).

Table 3: 3D-CFD (RANS) motor simulation settings

Tool/solver	AVL Fire 2019.1
Solver	transient movement simulation; multicomponent evaporation model simulation
Mesh	moving mesh
Turbulence model	k-zeta-f
Boundary conditions	inlet: Lagrangian spray source; outlet: p
Operating point	engine speed= 4000 rpm; $\lambda = 1$; effective torque= 250 N·m; $p_{\mathrm{inj}} = 250$ bar

To obtain comparable results, all examined cases of the first simulation series (variation of water rate) were simulated with a constant injection timing (at 605 °CA) and center of heat release. The latter could be kept constant with varying water concentration by shifting the ignition to an earlier time if the water concentration increased. In the second simulation series, the water concentration and the center of heat release were kept constant and the SOI varied. The mass fraction of water is 35 %. All simulations were conducted at full load with an engine speed of 4000 rpm and an injection pressure of 250 bar. Table 3 summarizes the simulation settings used.

The following figure 10 depicts the influence of the water rate on the mixture formation. In case W0, the mixture is homogeneous in the entire combustion chamber with a global $\lambda = 1$. An increase of the water rate to 20 % leads to a more inhomogeneous distribution of the mixture. While leaning ($\lambda > 1$) occurs in the center of the chamber, the locally rich zones ($\lambda < 1$) occur near the chamber walls. For a water rate of 35 %, the size of the rich zones in the chamber decreases. Additionally, the leaning in the center of the chamber increases with higher water rate. Therefore, the following conclusion is drawn: A higher water rate has no positive effect on the mixture formation because the occurrence of locally rich zones leads to higher hydrocarbon (HC) and particle emissions.

Furthermore, a case with an enrichment of $\lambda = 0.8$ and a water rate of 0 % was simulated. Figure 10 shows that near the chamber walls large zones with $\lambda < 0.75$ are present. Since a global $\lambda = 0.8$ represents poorer conditions for the conversion of pollutants by the three-way catalyst (TWC), this case is considered unsuitable.

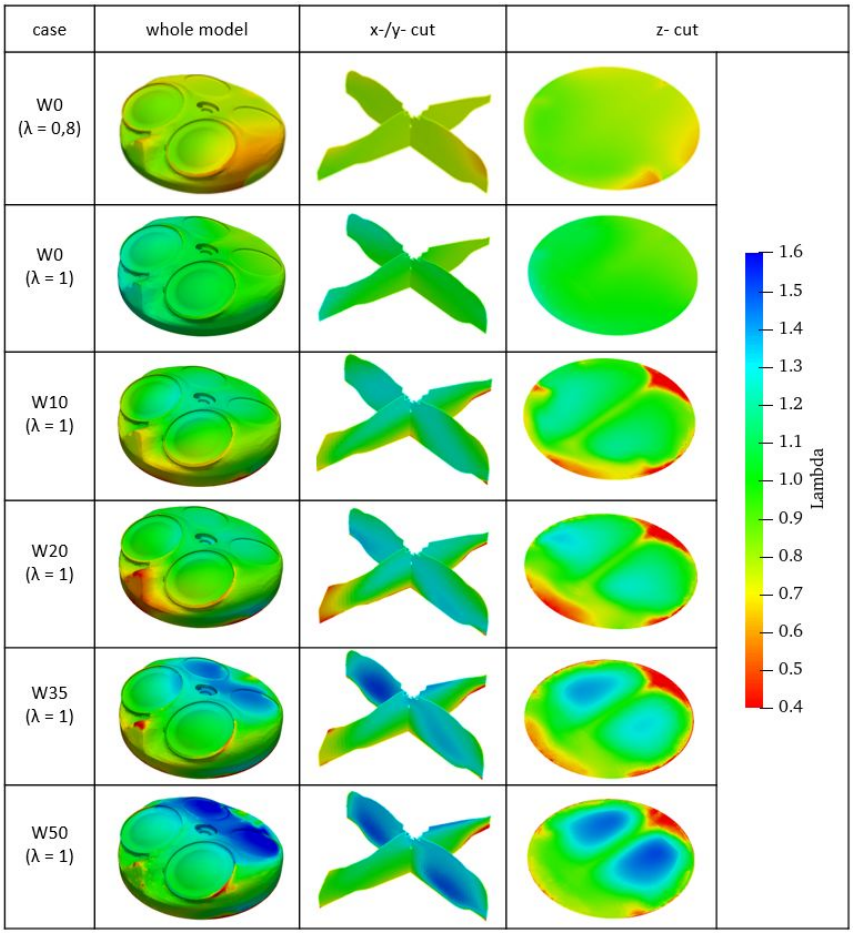


Figure 10: Influence of water rate on the mixture formation

To facilitate a detailed investigation, the temperature profiles were divided into two sections. First, the maximal temperature before top dead center (BTDC) was considered. In figure 11 it becomes clear that in the case without water injection the highest temperature can be reached. It also becomes apparent that the case with a water rate of 20 % shows a better temperature behavior than the case with enrichment ($\lambda = 0.8$). With higher water rates, the cooling becomes more effective. The decrease in temperature with increasing water concentration can be explained by the higher heat capacity and enthalpy of vaporization of the water. Though in all cases the same amount of energy is released, which is equal

to the lower heating value of the burned gasoline in the case of complete and ideal combustion, the maximal temperature decreases with higher water rates if the center of combustion remains constant. Furthermore, water vapor acts as an inert gas. Therefore, water admixture results in a longer combustion time and lower wall heat loss.

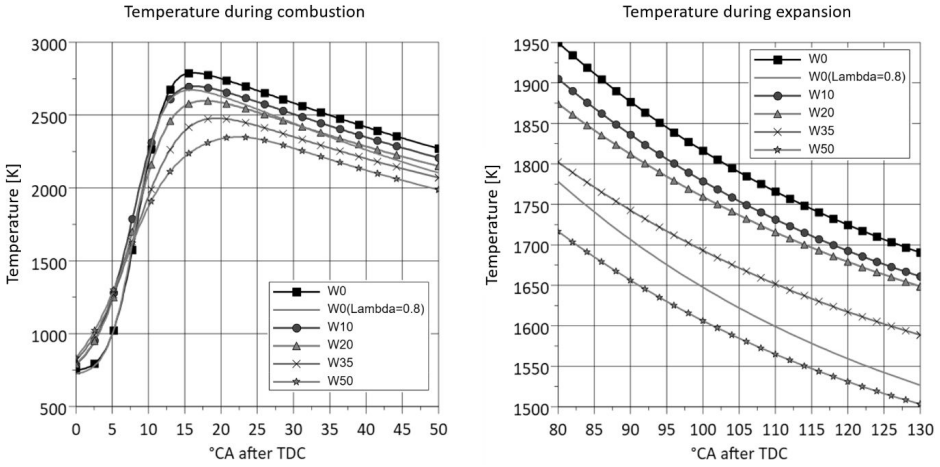


Figure 11: Influence of the water rate on the temperature during combustion and expansion

A similar behavior can be seen for the temperature during the expansion. A higher water rate allows an earlier ignition timing. Additionally, it results in a longer burn duration and leads to a decrease in exhaust temperature and therefore to a lower thermic load for the exhaust operating components, like exhaust valves and turbo charger. Compared with the temperature profile during combustion, a water rate of at least 50 % is necessary to achieve a better effect than the $\lambda = 0.8$ enrichment. The emission calculation used in the solver mainly yields the amount of soot particles and nitrogen oxides. While the nitrogen oxide calculation is based on the extended Zeldovich mechanism, the used soot model is the so-called kinetic model. The NO emissions are largely dependent on the temperature and the residence time in addition to the air-fuel ratio. Figure 12 clearly shows that a higher water rate leads to a decrease in NO emissions. In the case of 10 % and 20 % water, the decrease in NO emissions is low. For a water rate of 35 %, the reduction becomes more significant. The strong decrease in NO emissions for water fractions of 35 % and 50 % can be explained by the fact that the temperature peaks during combustion decrease considerably with increasing water proportion. When considering soot emissions, it becomes apparent that the presence of water in the mixture

leads to a significant increase in soot emissions. This behavior can be attributed to the formation of locally rich zones during water injection due to an increased cooling of the combustion chamber walls with increased water concentration, as shown in figure 10.

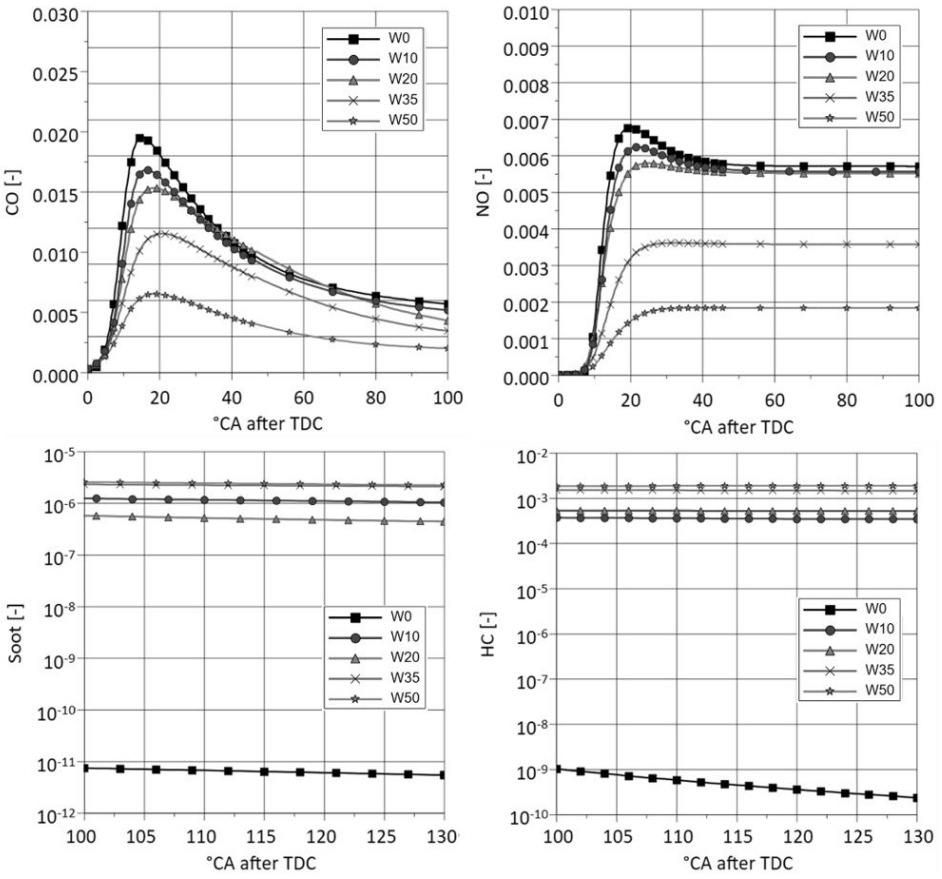


Figure 12: Influence of water rate on emissions

The addition of water leads to an increase in HC emissions and reaches its maximum for a water concentration of 50 %. The increase for a water concentration of up to 50 % can be attributed to the lower wall temperatures of the combustion chamber due to the cooling effect of the water. Although the mixture becomes slightly leaner with increased water concentrations and the locally rich zones also decrease slightly, the influence of lower wall temperatures is stronger.

Reducing the knocking tendency is seen as one of the biggest benefits of water injection concepts. Not only the combustion chamber temperature but also the resulting pressure during combustion has a significant influence on the knocking probability. The probability that a knocking combustion occurs is determined from the number of so-called free radicals present. The higher the number of free radicals, the greater is the probability of knocking combustion. Looking at figure 13, it can be seen that in the case of injection without water the highest number of free radicals is present. Even a water concentration of only 10 % leads to a reduction in the amount of free radicals of more than 60 %. The reduction in knocking probability with increasing water concentration can be explained by the reduction in peak temperature during combustion, as described above.

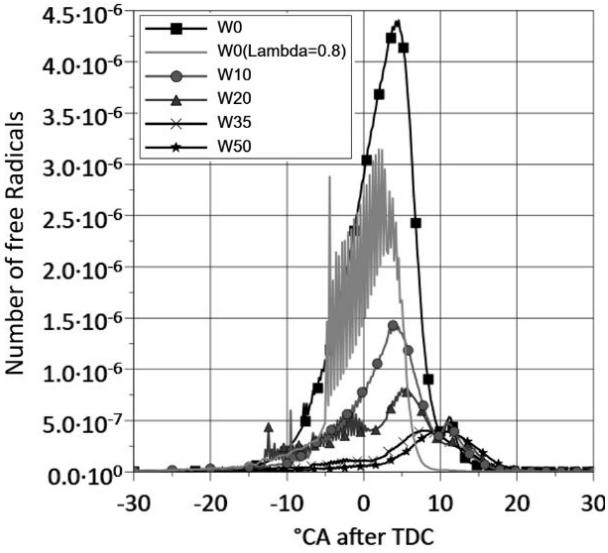


Figure 13: Influence of water rate on free radicals

In order to locate the critical zones for knocking combustion, visualizations of the whole model and two cross sections are shown in figure 14. In AVL FIRE the „Comb_Knock_Crit_Kinetic“ is a variable which shows zones with a high knocking probability. It can be seen that the critical zone is located at the edge of the combustion chamber, near the combustion chamber walls, where the flame front arrives last.

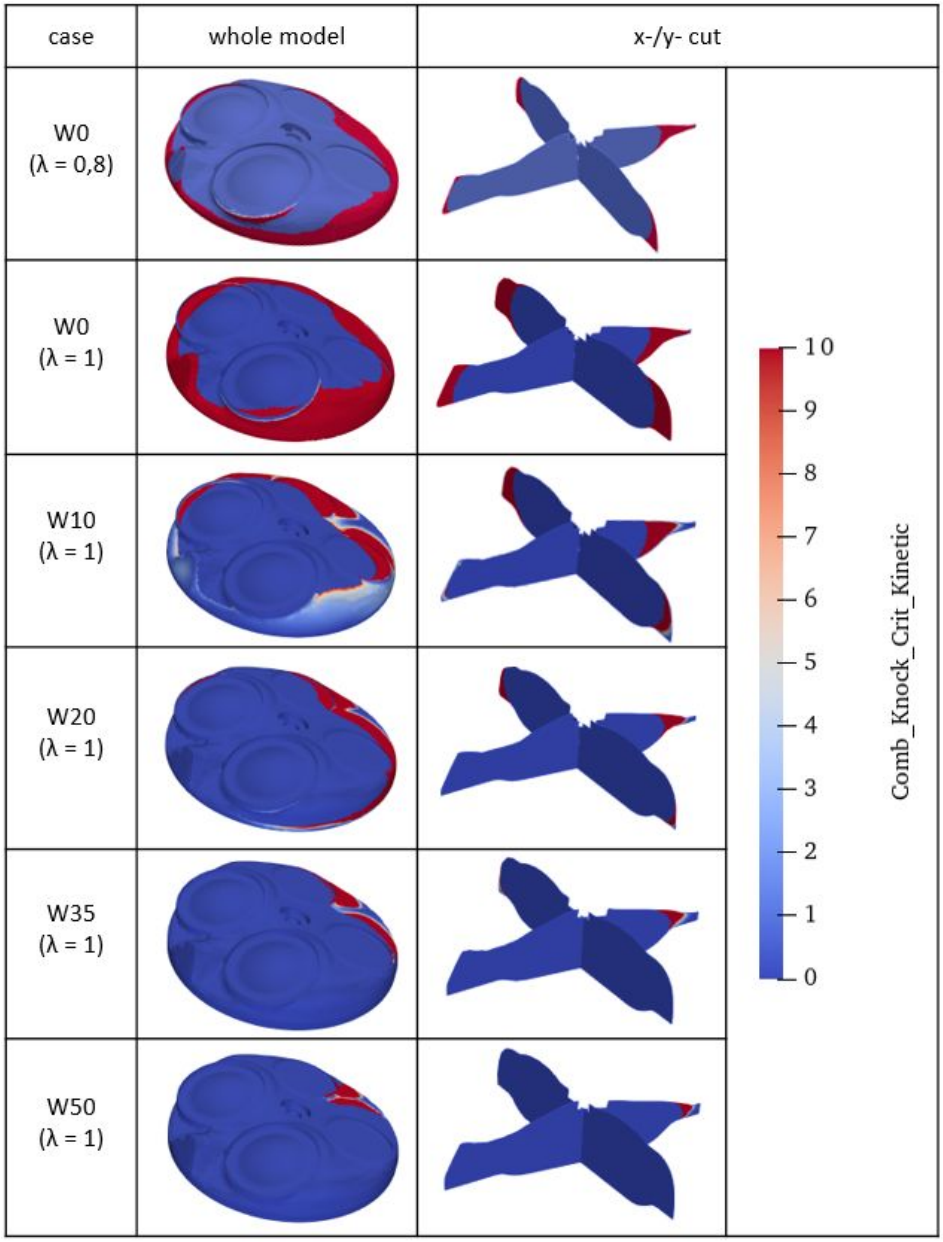


Figure 14: Influence of water rate on knocking tendency

After the influence of the water concentration was determined in the first series of experiments, the impact of the start of injection (SOI) was considered in the second series of experiments. The investigations were exemplarily carried out for a water concentration of 35 %. The SOI was varied between 595 °CA and 625 °CA in steps of 10 °CA.

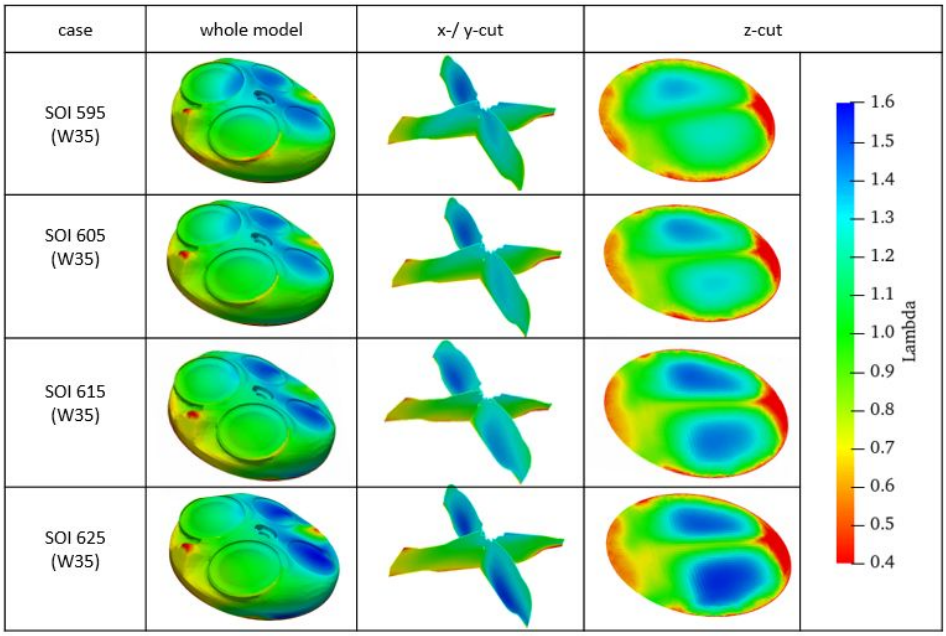


Figure 15: Influence of the SOI on mixture formation

The results presented in figure 15 show the influence of SOI on mixture formation. It can be seen that a later injection leads to a slight increase in both lean ($\lambda > 1$) and rich ($\lambda < 1$) zones. This phenomenon can be explained by the mixture formation time. For a SOI of 595 °CA, the injected mixture has more time available for mixture formation compared with the case with a SOI of 625 °CA. Due to the early SOI, the time for homogenization is longer. Accordingly, an early SOI has a positive influence on the mixture formation while a delayed SOI leads to a deterioration of mixture formation. The increasing proportion of locally rich zones at the combustion chamber walls also leads to increasing soot and HC emissions. In order to obtain a meaningful presentation of the results, the percentage of the emissions is shown for this test series. The SOI of 605 °CA serves as a reference case.

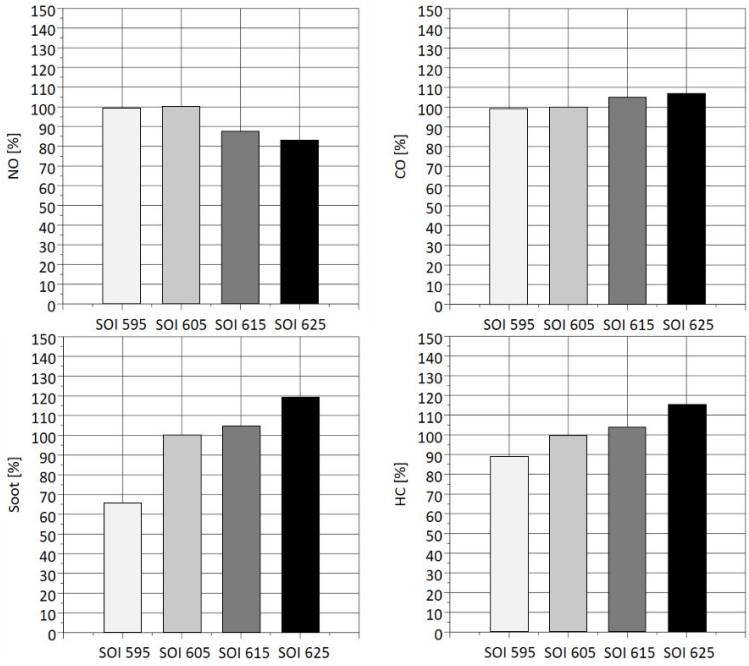


Figure 16: Influence of the SOI on emissions

As visible in figure 16, a later SOI leads to a reduction in NO emissions of almost 20 %. The reduction can be accounted for by a combustion temperature that is about 30 K lower. Since there is no significant global reduction in the air-fuel equivalence ratio λ, no significant changes in CO emissions are achieved by a change in the SOI.
As already assumed in the mixture formation assessment, an earlier SOI has a positive effect on HC and soot emissions. While HC emissions are reduced by approximately 11 %, the number of soot particles is reduced by 45 %.

Summary and Outlook

In the previous investigation of the spray formation, it was demonstrated that gasoline-water emulsions have a lower instantaneous penetration depth in the primary breakup compared with pure gasoline and water. For the validation of the spray measurements and further investigation of the spray geometry of emulsions, 3D-CFD simulations of primary and secondary breakup were carried out. The primary breakup simulations have confirmed that the viscosity of the emulsions has a large impact on the spray exit delay. The secondary breakup simulation

has established that after the primary breakup liquids with higher surface tension and density, such as water and emulsions, have greater penetration depth despite losses in the primary decay due to air resistance and a smaller spray area. In summary, the 3D-CFD simulations of emulsion spray formation have shown a good qualitative agreement with the spray measurements.
In the full engine simulation, a negative influence of water injection on mixture formation was found. Furthermore, with increased water concentration the formation of lean zones in the center of the combustion chamber intensifies. As a result of the high evaporation enthalpy and heat capacity of water, the temperature during combustion and expansion was significantly reduced. This has a positive effect on component protection, reduction in NO emissions, and lower knocking probability. Even a water concentration of 10 % leads to a significant reduction in knocking probability, which can be further reduced by higher water concentrations, while an increase in concentration above 35 % does not lead to a significant improvement. When the fuel mass is kept constant, the cooling effect of water leads to a higher air density which results in a slight leaning of the mixture with increased water rate. This leaner mixture is also the main cause of reduced CO emissions with higher water concentration. The soot emissions are significantly increased as a result of the water injection, which can be explained by locally rich zones at the combustion chamber walls. In addition, with increased water concentration the wall temperature decreases further, which has a negative effect on the soot emissions as well. The HC emissions show a similar behavior. There is a significant increase in HC emissions with increasing water concentrations which can be attributed to the reduced temperature of the combustion chamber walls.
Also the influence of the injection timing on mixture formation and emissions was investigated. It became apparent that an earlier timing of the SOI in contrast to a late timing has a positive influence on mixture formation, which can be attributed to a longer time available for mixture formation. Furthermore, the soot and HC emissions can be reduced by an early SOI since this leads to a more homogeneous distribution of the mixture. By contrast, the SOI has no significant influence on the generation of CO emissions.
A delay of the primary breakup phase in a real engine can be compensated for by an adjustment of the SOI. For this, further investigation of gasoline-water emulsion rheology is needed. In particular, the influence of water concentration and droplet size on viscosity has to be investigated. A higher emulsion spray penetration depth in the secondary breakup must be taken into account to avoid wall wetting. Water deposition in the combustion chamber can decrease wall temperatures, which can lead to poorer mixture formation and increased soot emissions. In future works, other concepts of water injection, such as direct injection or intake manifold injection, will be investigated and efficiencies will be compared. Furthermore, engine tests must be carried out to validate the simulation models.

References

[1] Sazonov, V.; Rottengruber, H.; Dragomirov, P.: "Untersuchung der Benzin-Wasser-Emulsion Direkteinspritzung zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren". In: *11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018*. Universitat Politècnica València. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, pp. 515–542. ISBN: 978-3-658-23180-4. DOI: 10.1007/978-3-658-23181-1_26.

[2] EU-Commission: *Regulation (EU) 2019/631 of the European Parliament and of the Council setting CO_2 emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles, and repealing Regulations (EC) No 443/2009 and (EU) No 510/201, L 111/21*. 2019.

[3] Durst, B.; Landerl, C.; Poggel, J.; Schwarz, C.; Kleczka, W.; Hussmann, B.: "BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potenziale". In: *38. Internationales Wiener Motorensymposium*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2017, pp. 63–79. DOI: 10.1007/s41491-017-0001-4.

[4] Wagner, T.; Rottengruber, H.; Beyrau, F.; Dragomirov, P.; Schaub, M.: "Measurement of a Direct Water-Gasoline-Emulsion-Injection". In: *28th Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. Universitat Politècnica València. Valencia, Sept. 2017, pp. 1–9. DOI: 10.4995/ILASS2017.2017.4753.

[5] Dan, D.; Jing, G.: "Apparent viscosity prediction of non-Newtonian water-in-crude oil emulsions". In: *Journal of Petroleum Science and Engineering* 53.1 (2006), pp. 113–122. ISSN: 0920-4105. DOI: 10.1016/j.petrol.2006.04.003.

[6] Hwang, C.-Y. J.; Pal, R.: "Flow of two-phase oil/water mixtures through sudden expansions and contractions". In: *Chemical Engineering Journal* 68.2 (1997), pp. 157–163. ISSN: 1385-8947. DOI: 10.1016/S1385-8947(97)00094-6.

[7] Derkach, S. R.: "Rheology of emulsions". In: *Advances in Colloid and Interface Science* 151.1 (2009), pp. 1–23. ISSN: 0001-8686. DOI: 10.1016/j.cis.2009.07.001.

[8] Durbin, P. A.: "Near-wall turbulence closure modeling without damping functions". In: *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 3.1 (Sept. 1991), pp. 1–13. DOI: 10.1007/BF00271513.

[9] Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (AVL): *Manual: Theoretical Background, The Mathematical Model, The Turbulence Model, The k-zeta-f Model*. 2019.

[10] Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (AVL): *Manual: Spray Module for FIRE Workflow Manager*. 2019.

[11] Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (AVL): *Combustion Module*. 2019.

Biographische Notizen

Vladyslav Sazonov hat sein Masterstudium im Jahre 2017 an der Otto-von-Guericke-Universität mit der Vertiefung Automotive Systems absolviert. Seitdem ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter an derselben Universität und forscht zu den Themen Wassereinspritzung und Zündverfahren für Gasmotoren mittels einer partiell brenngasgespülten Vorkammerzündkerze.

Daniel Kniep hat 2019 an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg den Master of Science im Studiengang Maschinenbau in der Vertiefungsrichtung Automotive Systems erlangt. Das Thema der Abschlussarbeit war „Optimierung von Ottomotoren mithilfe von Wassereinspritzung und simulativer Vergleich der unterschiedlichen Arten der Wassereinspritzung mit AVL FIRE“. Seit Abschluss des Studiums arbeitet er bei der IAV GmbH im Bereich der Diesel On-Board-Diagnose.

Dennis Niemann absolvierte sein Maschinenbaustudium im Jahre 2019 an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg und fokussierte sich auf das Fachgebiet Automotive Systems. In seiner Studienarbeit befasste er sich mit dem Thema Wassereinspritzung, indem er mittels einer CFD-Analyse die Gemischbildung für eine Benzin-Wasser-Emulsionseinspritzung simulierte. Die Masterarbeit absolvierte er bei der Fa. Bugatti, wo er sich mit der Konstruktion eines Wassereinspritzsystems zur Leistungssteigerung befasste. Aktuell ist Dennis Niemann bei der Volkswagen AG in der Motorkonstruktion tätig, wo er für das Thema Nockenwellenverstellung zuständig ist.

Hermann Rottengruber ist der Professor für Energiewandlungssysteme für mobile Anwendungen an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg und geschäftsführender Leiter des Instituts für Mobile Systeme. Seine Forschungsgebiete sind Otto-, Diesel- und Gasmotoren, Gemischbildung und Verbrennung, Einspritzsysteme und Komponenten, konventionelle und alternative Kraftstoffe sowie Antriebsakustik.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Optische Untersuchung der Gemischbildung eines direkteinspritzenden Ottomotors mit reduziertem Bohrungsdurchmesser

Alexander Pauls, Peter Eilts

Im Rahmen des FVV-Projektes „GDI Grenzdurchmesser I“ wurde ein Ottomotor mit Direkteinspritzung und kleinem Bohrungsdurchmesser (60 mm) konstruiert und ausführlich untersucht. Neben thermodynamischen Untersuchungen wurde die Flüssigphase visualisiert. Die Ergebnisse zeigen eine intensive Benetzung von Brennraumwänden. Um ein tieferes Verständnis der Gemischbildung in solchen Motoren zu erlangen, wurde in dem Projekt „GDI Grenzdurchmesser II“ zur Visualisierung der Gas- und Flüssigphase die laserinduzierte Exciplex Fluoreszenz (LIEF) angewandt. Die optische Untersuchung umfasste verschiedene Betriebspunkte mit Variation des Einspritzbeginns. Im Rahmen der Untersuchungen des 3V-Konzepts konnte festgestellt werden, warum eine Ladungsbewegungsklappe mit der frühen Einspritzung zunehmend an Einfluss verliert. Die optischen Untersuchungen des 4V-Konzepts zeigten, dass ein 7-Loch-Injektor mit geringerer Eindringtiefe Nachteile gegenüber einem 6-Loch-Injektor aufweist. Weiterhin konnte festgestellt werden, warum sich eine Ladungsbewegungsklappe entgegen gängiger Meinung negativ auf die Gemischbildung auswirken kann.

Einleitung

Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wurden verschiedene Ansätze für Benzinmotoren entwickelt. Ohne die Motorleistung zu verändern, ermöglicht die Kombination von Direkteinspritzung und Turboaufladung eine Reduzierung des Hubraums. Der Mitteldruck wird angehoben, wodurch eine Reduzierung der Drossel- und Reibungsverluste und damit eine Wirkungsgradsteigerung in der Teillast erreicht wird. Bei diesem Ansatz, der als Downsizing bezeichnet wird, werden große Aggregate durch Motoren mit geringerem Hubraum ersetzt.
Aufgrund der veränderten innerstädtischen Mobilität werden geringere Fahrzeugabmessungen erwartet, was auch eine Verringerung der benötigten Motorleistung zur Folge hat.

Mit zunehmendem Hybridisierungsgrad [1, S. 17] und dem Einsatz des Verbrennungsmotors als Range-Extender wird ebenfalls eine Reduzierung der Motorleistung erwartet. Dies führt zu einer Verkleinerung der Motorgröße. Aufgrund des aufkommenden Trends zu Langhubmotoren [2, S. 33; 3, S. 99] ist die Anwendung kleiner Bohrungsdurchmesser in zukünftigen Benzinmotoren ein realistisches Szenario.

Auch bei solchen Motoren ist die Verwendung einer Direkteinspritzung aufgrund der Freiheitsgrade und Effizienzvorteile wünschenswert. Bei kleinen Zylinderabmessungen steigt jedoch das Risiko einer Kraftstoff-Wand-Interaktion, was zu Emissionsnachteilen führt, insbesondere im Hinblick auf Partikelemissionen [4, S. 264; 5, S. 252]. Dies wirft die Frage auf, inwieweit das Downsizing möglich ist, ohne dass es zu Emissionsnachteilen durch Wandbenetzung kommt. Darüber hinaus stellt der Trend zu höheren Einspritzdrücken [6, S. 298; 7, S. 158] eine weitere Herausforderung für Motoren mit kleiner Bohrung dar.

Im Vorgängerprojekt „GDI Grenzdurchmesser I“ wurde die Machbarkeit eines Ottomotors mit Direkteinspritzung und kleinem Bohrungsdurchmesser durch die Analyse von einem 3-Ventil- und einem 4-Ventilkonzept (3V und 4V) mit unterschiedlichen Injektorpositionen aufgezeigt. Zusätzlich wurde an einem Transparentmotor die Flüssigphase des Sprays visualisiert. Diese Ergebnisse haben teilweise eine signifikante Wechselwirkung von flüssigem Kraftstoff mit Einlassventilen, Kolben- und Zylinderwänden gezeigt, die Quellen für Partikelemissionen und Ölverdünnungen sein können. Im Gegensatz dazu haben die thermodynamischen Messergebnisse gezeigt, dass die Partikelemissionen mit einer kleinen Bohrung im Vergleich zu großen Motoren auf dem gleichen Niveau liegen [8, S. 81].

In der jüngeren Vergangenheit wurden verschiedene numerische, thermodynamische und optische Studien durchgeführt, um die Partikelemissionsquellen zu identifizieren und diese zu reduzieren. Hauptursachen sind laut Literatur Wand- [9, S. 5; 10, S. 328 f.; 11, S. 190 f.] sowie Injektorbenetzung [12, S. 5; 13, S. 4] und ein fettes lokales Verbrennungsluftverhältnis [9, S. 5] in Verbindung mit hohen Temperaturen [5, S. 251 f.]. Die meisten Studien wurden an Bohrungsdurchmessern im Bereich von 75 mm bis 90 mm durchgeführt. In [14, S. 7] wurde ein Downsizing-3V-Konzept mit einem Bohrungsdurchmesser von 65,5 mm und einer zentralen Injektorposition ohne detaillierte optische Untersuchung thermodynamisch bewertet. In [15, S. 2] wurde die Gemischbildung und Wandbenetzung in einem 2V-Konzept mit einem Bohrungsdurchmesser von 62 mm und einer seitlichen Injektorposition mittels CFD-Simulationen untersucht, wobei festgestellt wurde, dass die seitliche Injektorposition eine Wandbenetzung hauptsächlich durch Zylinderwandaufprall verursacht.

Um die Partikelquellen optisch auswerten zu können, ist es vorteilhaft, die Flüssig- und Gasphase der Gemischbildung zu visualisieren. Die laserinduzierte Exciplex-

Fluoreszenz (LIEF) ermöglicht die gleichzeitige Visualisierung der Gas- und Flüssigphase. Die LIEF-Technik wurde in mehreren Studien erfolgreich zur Beurteilung der Einspritzung und der Gemischbildung eingesetzt [16, S. 1; 17, S. 2] und wurde daher in „GDI Grenzdurchmesser II“ angewendet.
Ziel ist es, die Ursachen von Partikelemissionen und die Prozesse der Gemischbildung in einem DISI-Motor mit einem kleinen Bohrungsdurchmesser von 60 mm besser zu verstehen. Zu diesem Zweck werden Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Forschungsmotor durchgeführt, um die Gemischbildung zu bewerten und Korrelationen zu den im Projekt „GDI Grenzdurchmesser I“ gemessenen Partikelemissionen zu ermitteln.

Motorenkonzepte und Injektoren

Die Versuche wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, der zu einem transparenten Motor umgebaut werden kann. Dies ermöglicht eine optische Zugänglichkeit über den gesamten Hub. Der Bohrungsdurchmesser beträgt 60 mm bei einem Hub von 71 mm, was einem Hubvolumen von 201 cm^3 entspricht. Das Kompressionsverhältnis beträgt für das optische Design 8,72 : 1 und für das thermodynamische 10 : 1. Die untersuchten Zylinderkopfkonzepte sind ein 3V-Konzept mit seitlich stehender Injektorlage und ein 4V-Konzept mit seitlich liegender Injektorlage, dargestellt in Abbildung 1. Die jeweiligen Ventilhübe und Steuerzeiten können [18, S. 15] entnommen werden.

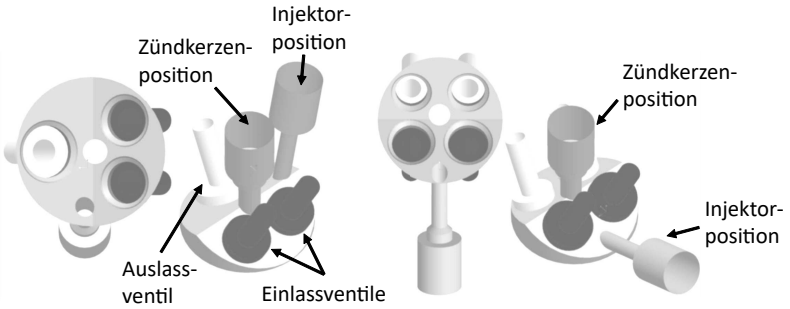


Abbildung 1: Zylinderkopfkonzepte; 3V – seitlich stehender Injektorposition (links), 4V – seitlich liegende Injektorposition (rechts) [19, S. 1220]

Für jedes Zylinderkopfkonzept wurden unterschiedliche Injektorlayouts zur Verfügung gestellt. Die Injektoren haben lasergebohrte Düsenlöcher, die sich in Bezug auf Durchfluss und Spraylayout unterscheiden. Einer der Injektoren für das 3V-Konzept ist in Abbildung 2 dargestellt.

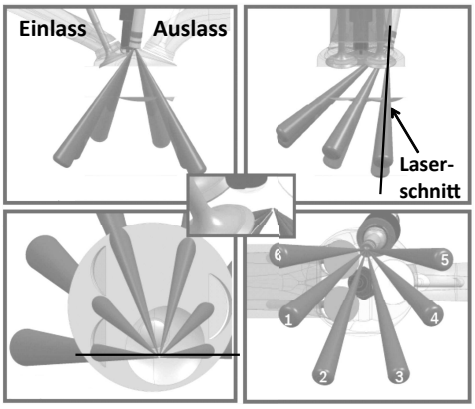


Abbildung 2: 6-Loch-Injektor für das 3V-Konzept (3V-6) [20, S. 12]

Bei dem Injektor 3V-6 ist die statische Durchflussrate im Vergleich zu den anderen Injektoren von $7\,\mathrm{cm^3/s}$ auf $6\,\mathrm{cm^3/s}$ reduziert, was zu einem geringeren Impulsfluss der Spraykeulen führt.

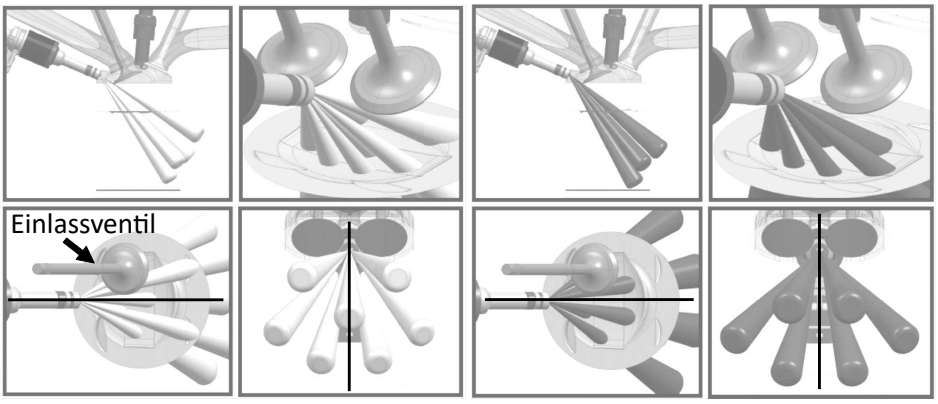


Abbildung 3: Injektoren für das 4V-Konzept [21, S. 9 f.]; links 4V-7; rechts 4V-6

Die Injektoren des 4V-Konzepts sind in Abbildung 3 dargestellt und unterscheiden sich hinsichtlich Lochzahl und Sprayausrichtung. Beide Injektoren haben einen statischen Durchfluss von $7\,\mathrm{cm^3/s}$. Der Injektor 4V-6 hat eine 6-Loch-Anordnung und der Injektor 4V-7 eine 7-Loch-Anordnung, was zu einem geringeren Einzelstrahlimpuls zur Vermeidung von Zylinderwandbenetzung führt. Um die höhere Eindringtiefe des Injektors 4V-6 und die damit einhergehende Wandbenetzung

auszugleichen, ist das gesamte Spray stärker zum Kolben geneigt. Aufgrund der erhöhten Neigung treffen alle Strahlen bei einem Kolbenweg von 20 mm nach dem oberen Totpunkt auf den Kolbenboden, was beim Injektor 4V-7 nicht möglich ist. Der Durchmesser der Düsenlöcher ist bei jedem der 4V-Injektoren identisch.

Messtechnik

Die von Melton [22, S. 224 ff.] entwickelte laserinduzierte Exciplex Fluoreszenz (LIEF) ermöglicht die gleichzeitige Visualisierung der Flüssig- und Gasphase, wie in Abbildung 4 dargestellt.

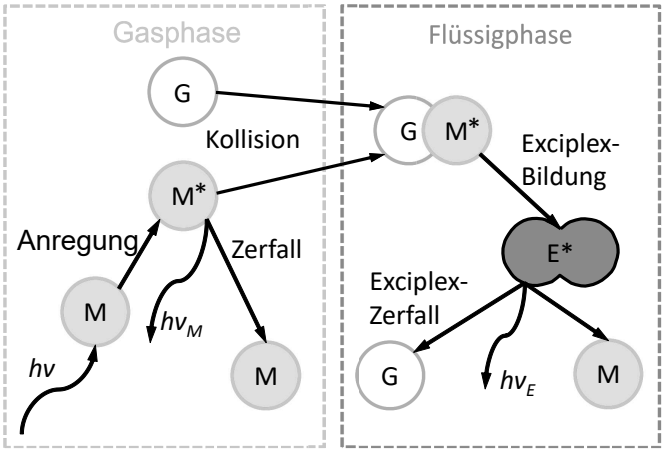


Abbildung 4: Prozess der Laserinduzierten Exciplex Fluoreszenz

Zu diesem Zweck müssen zwei Tracer verwendet werden – das Monomer M und das Grundzustandsmolekül G. Durch Absorption eines Photons mit der Wellenlänge v wechselt M in den angeregten Zustand M*. Aufgrund der Kollision von M* mit G bildet sich der angeregte Zustandskomplex (Exciplex) E*. Während des Übergangs in den Grundzustand wird ein Photon mit einer höheren Wellenlänge v_{E} im Vergleich zum Anfangszustand v emittiert. Aufgrund der unterschiedlichen Dichte von Gasen und Flüssigkeiten ist die Wahrscheinlichkeit einer Kollision zwischen M* und G in der Gasphase sehr gering [23, S. 1]. Daher findet die Exciplexbildung vorwiegend in der Flüssigphase statt. Das angeregte Monomer M* emittiert in Abwesenheit von G ein Photon mit einer anderen Wellenlänge v_{M}. Die Emission von Photonen mit unterschiedlichen Wellenlängen kann mit geeigneten Bandpassfiltern [2, S. 24] getrennt werden, wodurch die gleichzeitige Visualisierung der Gas- und Flüssigphase möglich ist. Für die Anwendung der LIEF werden als Tracer Fluor-

benzol (FB) und Diethylmethylamin (DEMA) verwendet, die aus der Literatur bekannt sind [17, S. 2; 24, S. 14 f.; 25, S. 3], in Kombination mit dem Ersatzkraftstoff Isohexan. Eine Übersicht der Komponenten kann der Tabelle 1 entnommen werden.

Tabelle 1: Ersatzkraftstoff und Tracer für die Laserinduzierte Exciplex Fluoreszenz (LIEF)

Funktion	**Bezeichnung**	**Volumetrischer Anteil**
Ersatzkraftstoff	Isohexan	89 %
Grundzustands-molekül	DiEthylMethylAmin (DEMA)	9 %
Monomer	Fluorbenzol (FB)	2 %

Aufgrund der niedrigen Siedetemperaturen der Kraftstoffkomponenten wurden die Versuche im geschleppten Betrieb bei 60 °C (333 K) für Öl und Kühlmittel (Empfehlung des Motorherstellers) mit einer Ansaugtemperatur von 27 °C (300 K) durchgeführt.
In früheren Veröffentlichungen wurde die Verwendung von FB und DEMA mit dem Ersatzkraftstoff n-Hexan aufgrund der guten Koevaporationseigenschaften empfohlen. In dieser Arbeit wurde Isohexan als Ersatzkraftstoff verwendet, welches im Vergleich zu n-Hexan (ROZ = 25) eine geringere Klopfneigung (ROZ = 73) hat [26, S. 144] , da n-Hexan im Hinblick auf das Vorentflammungs- und Klopfverhalten kein zuverlässiger Kraftstoff ist. Auch mit 20 % Methyltert-butylether (MTBE) in Kombination mit n-Hexan war Wieske [24, S. 71] im Motorbetrieb aufgrund von Klopfen auf einen indizierten Mitteldruck von 3,2 bar begrenzt.

Prüfaufbau

Der schematische Aufbau des Motorprüfstands ist in Abbildung 5 dargestellt. Das Laserlicht des Nd:YAG-Lasers (1) mit einer Wellenlänge von 266 nm (PIV 400-10 von Newport Spectra Physics) wird durch einen 50:50 Strahlteiler (2) von Newport Spectra Physics in zwei Lichtstrahlen getrennt. Vor dem Strahlteiler ist ein Energiemesskopf (Energy Monitor von LaVision) direkt am Laserausgang angebracht, der die Schwankungen der Laserlichtleistung erfasst. Beide Lichtstrahlen werden mittels Laserführungsarmen (4) von LaVision zum Quarzglaszylinder (9) geleitet. Die Aufteilung des Laserstrahls sorgt für die simultane Ausleuchtung des Brennraums von beiden Seiten. Daher sind zwei Lichtschnittoptiken (5) mit den Laserführungsarmen verbunden. Durch die Anwendung einer Stereooptik (8) in

Kombination mit optischen Filtern ist es möglich, die Gas- und Flüssigphase gleichzeitig zu erfassen. Die Transmissionseigenschaften der verwendeten Filter sind in [18] veröffentlicht. Das Fluoreszenzsignal wird vom IRO-Bildverstärker (7) erhöht und schließlich von der Imager ProX 2M CCD-Kamera (6) aufgenommen. Die Aufnahmegeräte (Image Doubler, Intensifier, CCD-Kamera) wurden von LaVision bezogen. Die Synchronisation von Injektion, Laser und Kamera wurde durch die LaVision PTU 9 (Programmable Timing Unit 9) realisiert.

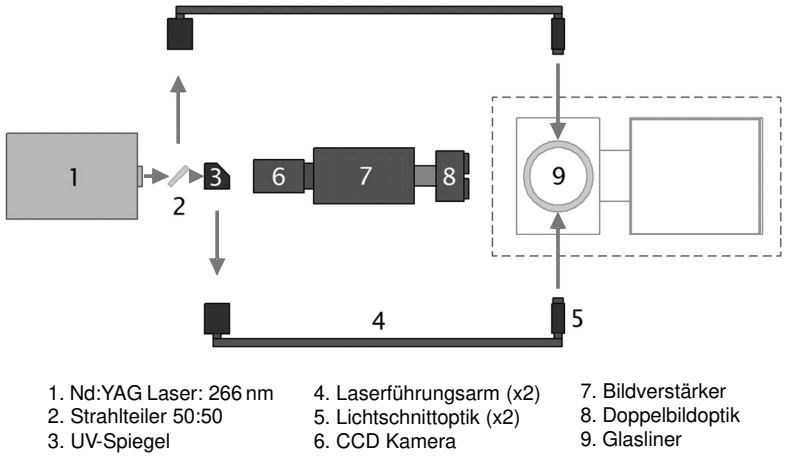


Abbildung 5: Schematische Darstellung des Messaufbaus

Die Beleuchtung des Quarzglasliners ist in Abbildung 6 dargestellt, um den Aufbau der schematischen Übersicht zu verdeutlichen.

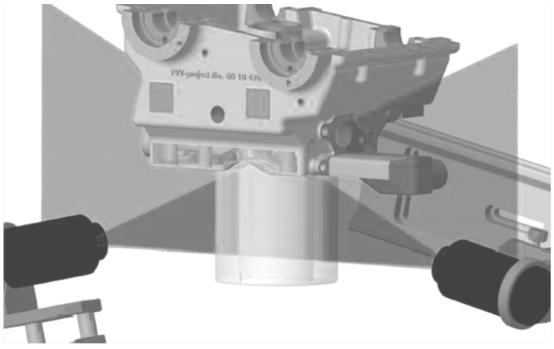


Abbildung 6: Ausleuchtung des Glasliners

In dieser Arbeit wird der Prozess der Gemischbildung durch eine Variation der Position der Ladungsbewegungsklappe (LBK) beeinflusst. Der Einfluss der LBK wird daher anhand von Abbildung 7 erläutert, die ein Beispiel für CFD-Simulationen aus dem Projekt „GDI Grenzdurchmesser I“ darstellt [27, S. 25; 27, S. 30]. Der Einlasskanal ist durch einen Einsatz in zwei Kanäle unterteilt. Einer der Kanäle kann durch eine Klappe (Tumbleklappe bzw. Ladungsbewegungsklappe) verschlossen werden, sodass der Luftstrom (schwarze Pfeile) nur in einem der Kanäle erfolgt. Da der Strömungsquerschnitt bei konstantem Massenstrom abnimmt, steigt die Geschwindigkeit des Luftstroms und damit auch der Tumble im Brennraum. Dies fördert das Vermischen der Luft mit dem Kraftstoff und unterstützt auch das Entfernen von flüssigem Kraftstoff am Einlassventil im Falle einer Ventilbenetzung, was anhand optischer Aufnahmen in einem nachfolgenden Abschnitt näher beschrieben wird.
Die Querschnittsverringerung wird durch die Integration eines Einsatzes in den Luftweg realisiert. In diesem Fall wird für die Anwendung einer geschlossenen Tumbleklappe der untere Teil des Luftwegs blockiert, sodass der Luftstrom über die Einlassventile auf die rechte Seite der Brennkammer geleitet wird. Die Tumblezahlen für beide Konzepte mit geöffneter und geschlossener Tumbleklappe sind in [18, S. 17] veröffentlicht.

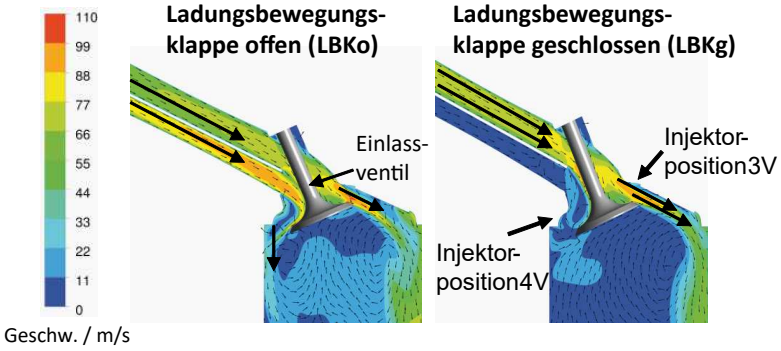


Abbildung 7: Schematische Darstellung verschiedener Ladungsbewegungsklappen [27, S. 25; 27, S. 30]

Im Projekt „GDI Grenzdurchmesser I“ wurden die Partikelemissionen auf zwei verschiedene Arten gemessen. Dies ist zum einen die Filter Smoke Number (FSN), ermittelt mit einem Smoke Meter AVL 415 SE (Nachweisgrenze FSN: 0,002; Standardabweichung $\sigma \leq \pm 0{,}005$) [28, S. 2] und zum anderen die mit dem TSI EECPC 3790 Partikelzähler gemessene Partikelanzahlkonzentration. Die Verdünnung der Partikelanzahlkonzentration auf einen geeigneten Wertebereich wurde mit dem Matter MD19-3E Rotationsverdünnungssystem durchgeführt.

Es ist zu beachten, dass die gemessenen FSN-Werte sehr niedrig sind. Teilweise liegen diese unterhalb der Nachweisgrenze. In vielen untersuchten Betriebspunkten wurde jedoch eine allgemeine Tendenz zu höheren FSN bei geschlossener Tumbleklappe beobachtet. In Bezug auf das 4V-Konzept neigt der Injektor 4V-7 auch in mehreren untersuchten Betriebspunkten zu erhöhten FSN-Werten im Vergleich zum 4V-6-Injektor. Die optischen Ergebnisse sind daher ein Beispiel für allgemeine Tendenzen, die bei der thermodynamischen und optischen Untersuchung beobachtet wurden. Die Eigenschaften des im vorherigen Projekt „GDI Grenzdurchmesser I“ verwendeten Kraftstoffes sind in [18, S. 5] veröffentlicht.

Kalibrierungsprozess

Die Anwendung der LIEF mit FB und DEMA führt zu einer Überlappung der Spektren von Flüssig- und Gasphase, was als Crosstalk bezeichnet wird. Ein Teil des Gasphasenspektrums liegt im Spektrum der flüssigen Phase und umgekehrt. Um das Übersprechen in der Flüssigphase zu vermeiden, wurde ein Filter gewählt, der die Fluoreszenz in großem Abstand zum Gasphasenspektrum detektiert. Zusätzlich wird das Signal der Gasphase durch das Sauerstoffquenching (Fluoreszenzlöschung durch molekularen Sauerstoff) reduziert. Daher ist in der Flüssigphase kein Signal der Gasphase vorhanden. Im Gegensatz dazu ist das Übersprechen in der Gasphase nicht zu vermeiden und muss daher berücksichtigt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das in der Literatur [17, S. 3] beschriebene Verfahren zur Crosstalkkorrektur durchgeführt und das Signal der Gasphase mit einem Korrekturfaktor bereinigt.

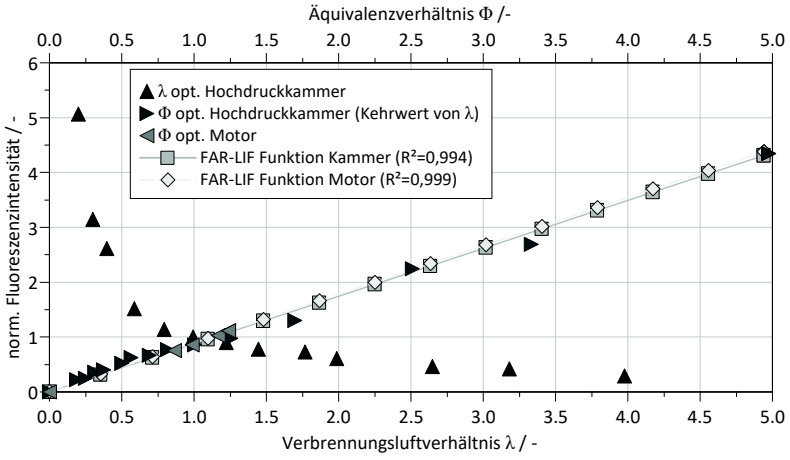


Abbildung 8: Fluoreszenzsignal von Fluorbenzol in Abhängigkeit von der Luftmenge

Als weiterer Schritt wurde die Quantifizierung der Gasphase durchgeführt. Die im Projekt „GDI Grenzurchmesser II“ angewandte Methode wurde von Reboux et al. [29, S. 3] in Kombination mit dem Tracer Toluol angewandt und ist als FAR-LIF (Fuel Air Ratio Laser Induced Fluorescence) bekannt. Reboux et al. [29] haben gezeigt, dass das Fluoreszenzsignal für unterschiedliche Drücke aufgrund des Sauerstoffquenching der Fluoreszenz linear mit dem Äquivalenzverhältnis Φ ansteigt. Zur Anwendung dieser Methode wurde die Fluoreszenzabhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses λ bei Umgebungsdruck und einer Temperatur von 30 °C (303 K) gemessen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8 dargestellt. Die Fluoreszenzintensität nimmt mit zunehmender Sauerstoffmenge rasch ab, was auch von Wieske [24, S. 29] bei Temperaturen bis zu 417 °C (690 K) in einer optischen Kammer und einem Transparentmotor bei einem Druck von 5 bar Druck beobachtet wurde. Daher wird angenommen, dass die Fluoreszenzintensität von Fluorbenzol in der Gasphase grundsätzlich eine Funktion der Sauerstoffmenge ist. Das Äquivalenzverhältnis Φ zeigt einen linearen Zusammenhang in Bezug auf die Luftmenge. Die Verwendung einer linearen Funktion zur Quantifizierung der Gasphase erfordert daher nur wenige Messpunkte. Dementsprechend erfolgte die Signalkalibrierung am Transparentmotor in einem geringeren Maße als an der optischen Kammer.
Zur Berücksichtigung der Druck- und Temperaturabhängigkeit des Fluoreszenzsignals wurde ein homogenes stöchiometrisches Gemisch im Luftpfad erzeugt, um zu ermitteln, wie sich das Signal im Kompressionshub ändert. Um eine homogene Mischung zu gewährleisten, wurde eine Vormischvorrichtung implementiert [18, S. 17].

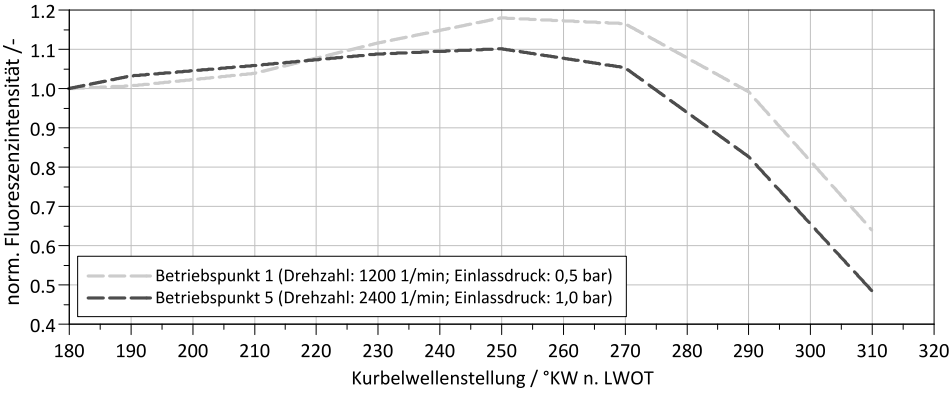


Abbildung 9: Fluoreszenzsignal in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

Das Fluoreszenzsignal steigt zu Beginn des Kompressionshubs an (Abbildung 9). Durch Verringerung des Volumens bei gleicher Anzahl von Tracermolekülen steigt die lokale Tracerdichte an, was die stärkere Fluoreszenz erklärt. Im weiteren Verlauf der Kompression nimmt das Sauerstoffquenching zu und wird zum dominierenden Faktor. Daher nimmt das Signal mit höheren Drücken ab. Für jeden untersuchten Betriebspunkt (BP) wurde eine Kalibrierfunktion in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ermittelt und in den Prozess der Bildverarbeitung zur Korrektur der FAR-LIF-Funktion integriert.

Optische Untersuchungen am 3V-Konzept

Der Aufbau des Injektors 3V-6 für das 3V-Konzept ist in Abbildung 2 zur Verdeutlichung der Vorgehensweise bei der optischen Messung dargestellt. Die Untersuchung beschränkte sich auf die Spraykeulen 5 und 6 (schwarze Linie in Abbildung 2), da diese die kürzeste freie Weglänge zum Kolben und Feuersteg haben und somit als Hauptursache für Partikelemissionen angenommen werden. Die Beleuchtung des Brennraums wurde durch zwei Lichtschnitte von der linken und rechten Seite entlang der Sprayachse durchgeführt, wie in Abbildung 6 gezeigt. Die folgenden Bilder der Gemischbildung wurden bei einer Motordrehzahl von 1200 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ und einer eingespritzten Kraftstoffmasse aufgezeichnet entsprechend einem indizierten Mitteldruck von 3,9 bar IMEP sowie einem Ansaugdruck von 0,5 bar bei einem Einspritzdruck von 200 bar. Jedes Bild ist eine Mittelung aus 30 Einzelaufnahmen.

Die Ergebnisse der Partikelemissionen aus den thermodynamischen Untersuchungen sind in Abbildung 10 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass beim späten Ansteuerbeginn (ASB) bei 170 °KW n. LWOT eine geschlossene Ladungsbewegungsklappe (LBKg) sich sehr vorteilhaft auf die Partikelemissionen auswirkt. Bei dem früheren ASB bei 90 °KW n. LWOT ist die Wirkung der LBKg weniger ausgeprägt und nimmt bei 50 °KW n. LWOT nahezu vollständig ab. Aufgrund dieser ungewöhnlichen Diskrepanz wurde dieser Arbeitspunkt für die optische Untersuchung gewählt.

Im Folgenden werden die Bilder der optischen Untersuchungen der Gemischbildung mit Variation des ASB gezeigt, um zu verdeutlichen, warum der positive Einfluss der LBKg mit der zunehmend frühen Einspritzung abnimmt. Im Allgemeinen wurde eine Verbesserung der Homogenisierung mit der LBKg beobachtet, daher wird ausschließlich der Prozess der Einspritzung und Verdampfung gezeigt. Hier werden die Ursachen für die Partikelemissionsergebnisse aufgrund der Bauteilbenetzung angenommen.

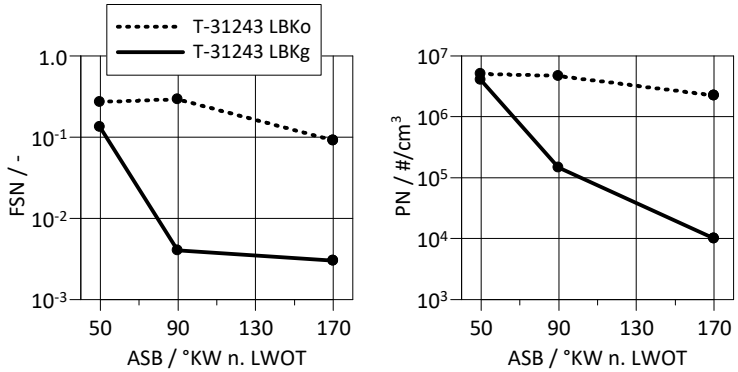


Abbildung 10: Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Ansteuerbeginn für den Injektor 3V-6

Die optische Untersuchung der Gemischbildung (ASB = 170 °KW n. LWOT) zeigt für beide Varianten eine beidseitige Zylinderwandbenetzung bei 8 °KW n. ASB (Abbildung 11a). Die Wirkung der LBKg ist bereits erkennbar, wie anhand der blauen Vergleichslinie ersichtlich wird. Durch die verstärkte Ladungsbewegung trifft der rechte Einspritzstrahl auf die Laufbuchse und wird zum Kolben umgelenkt, wodurch eine größere Zylinderwandoberfläche benetzt wird. Dies führt zu einer hohen gasförmigen Kraftstoffkonzentration im Linerbereich, da der flüssige Kraftstoff sofort verdampft. Dieser Prozess ist bei 184 °KW n. LWOT (14 °KW n. ASB) deutlich sichtbar (Abbildung 11b). Mit der LBKg befindet sich im Bereich des benetzten Liners weniger Flüssigkraftstoff, was auf bessere Verdampfungsbedingungen hinweist. Wie bereits beobachtet, bewegt sich die Spraykeule auf der rechten Seite mit LBKg weiter in Richtung des Kolbens. Für die linke Spraykeule tritt der gegenteilige Effekt auf. Die Eindringtiefe ist geringer, da das Eindringen durch die verstärkte Ladungsbewegung verhindert wird (vgl. Pfeile in Abbildung 11c). Bei 188 °KW n. LWOT ist mit offener Ladungsbewegungsklappe (LBKo) mehr Flüssigphase im Bereich der Feuerstegs zu erkennen (mit schwarzen Kreisen markiert), was für eine langsamere Verdampfung und intensivere Kolbenbenetzung spricht.
Bei einem Ansteuerbeginn von 90 °KW n. LWOT spiegelt sich der Einfluss einer LBKg in der höheren Kraftstoffkonzentration am Liner beim Aufnahmezeitpunkt von 102 °KW n. LWOT wider (Abbildung 11d). Aufgrund der intensiveren Ladungsbewegung wird das Spray nach dem Ende der Einspritzung weiter in Richtung Liner und Feuersteg bewegt. Bei 106 °KW n. LWOT ist im Bereich des Feuerstegs mit LBKg eine etwas größere Menge an flüssigem Kraftstoff im Vergleich zu LBKo zu erkennen, was für eine intensivere Benetzung der Brennraumwände spricht.

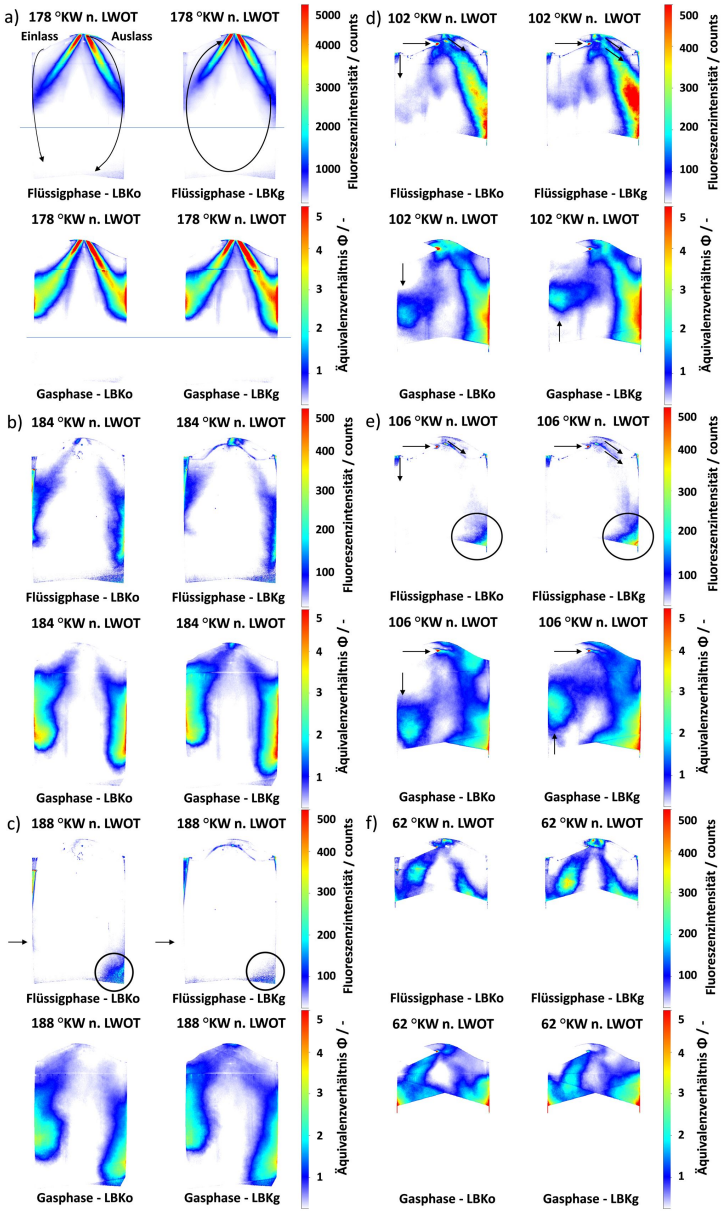


Abbildung 11: Einfluss der LBK auf die Gemischbildung beim 3V-Konzept mit Variation des Ansteuerbeginns in Verbindung mit dem 3V-6 Injektor (a–c: ASB = 190 °KW n. LWOT; d–e: ASB = 90 °KW n. LWOT; f: ASB = 50 °KW n. LWOT)

Die linke Spraykeule weist eine deutlich geringere Eindringtiefe aufgrund der intensiven Einlassventilbenetzung auf (102 °KW n. LWOT). Der dadurch auf dem Einlassventil verbleibende Flüssigkraftstoff wird durch die intensivere Ladungsbewegung mit LBKg besser abgetragen, was anhand des Vergleichs des Flüssigphasensignals beider LBK Positionen zu erkennen ist.
Bei beiden Varianten gelangt ein kleiner Teil des Kraftstoffs der linken Spraykeule in den Brennraum. Aufgrund der Strömung unterhalb des Ventils wird der Kraftstoff bei geöffneter Ladungsbewegungsklappe (LBKo) zum Kolben geleitet. Die Folge davon ist eine homogenere Verteilung der Gasphase mit LBKg bei 106 °KW n. LWOT, Abbildung 11e.
Die optische Untersuchung der Gemischbildung bei einem ASB von 50 °KW n. LWOT zeigt für beide untersuchten Varianten nach 12 °KW eine intensive Benetzung des Feuerstegs aufgrund der Kolbenposition (Abbildung 11d). Im Vergleich zum ASB von 90 °KW n. LWOT dringt die linke Spraykeule deutlich weiter in den Brennraum ein und bewirkt, dass der Feuersteg von beiden Spraykeulen benetzt wird. Der Grund dafür ist der niedrigere Ventilhub, der ca. 5 mm bei 62 °KW beträgt. Infolgedessen ist die Wechselwirkung zwischen Einlassventil und Spray geringer, was zu einer höheren Eindringtiefe der Spraykeule 5 führt. Somit wird die Benetzung der Wand und des Feuerstegs durch beide Sprays verursacht. Die Einlassventilbenetzung ist im Vergleich zum ASB von 90 °KW n. LWOT deutlich geringer. Ein starker Einfluss der LBKg auf das Sprayverhalten konnte nicht beobachtet werden.

Beurteilung der Variation des Einspritzzeitpunktes beim 3V-Konzept

Die Variation des ASB in Kombination mit LBKg zeigt im Allgemeinen einen positiven Effekt auf die Gemischhomogenisierung im Vergleich zur LBKo. Bei dem späten ASB (170 °KW n. LWOT) hat dieser Effekt die höchste Auswirkung. Zum einen wird die vergleichsweise kurze Zeit für die Gemischbildung effektiver genutzt und zum anderen gibt es keine Interaktion der Sprays mit dem Einlassventil und dem Feuersteg. Darüber hinaus ist die schnellere Verdampfung hinsichtlich der Wandbenetzung von Vorteil.
Dies steht im Gegensatz zum ASB von 90 °KW n. LWOT, bei dem die Einlassventilbenetzung durch die linke Spraykeule aufgrund des maximalen Hubs (7 mm) der Einlassventile und auch die Benetzung des Feuerstegs durch die rechte Spraykeule erfolgt. Die Einlassventilbenetzung ist nachteilig, wird jedoch durch die Vermeidung der Feuerstegbenetzung kompensiert, da der flüssige Kraftstoff durch die intensivere Luftbewegung in Kombination mit der LBKg besser von dem Einlassventil abgetragen werden kann. Zur weiteren Auswertung wurde das Signal der Flüssigphase am Einlassventil durch einen Schwellwert in der Bildverarbeitung extrahiert und auf den Maximalwert normiert. Wie in Abbildung 12 dargestellt,

kann die Anwendung einer LBKg die Einlassventilbenetzung verringern, was aufgrund der kürzeren Verdampfungszeit und der hohen Benetzungsmenge durch das vollständig geöffnete Einlassventil für den ASB bei 90 °KW n. LWOT relevanter ist.

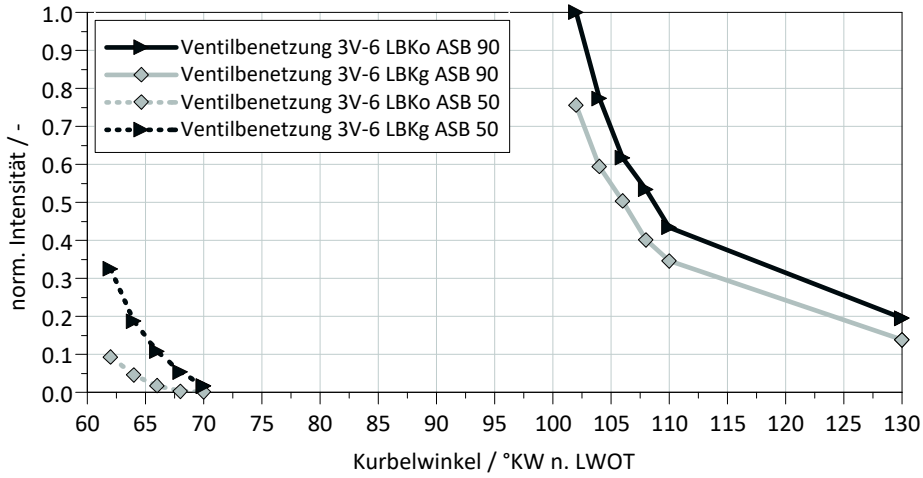


Abbildung 12: Vergleich des Signals der Flüssigphase auf dem Einlassventil mit LBK-Variation in Verbindung mit dem 3V-6 Injektor

Das Ergebnis der frühen Einspritzung (ASB = 50 °KW n. LWOT) ist eine intensive Benetzung des Feuerstegs und des Kolbens durch beide Sprays, was durch den Einsatz einer LBKg nicht vermieden werden kann. Die Ventilbenetzung ist im Vergleich zum ASB von 90 °KW n. LWOT weniger ausgeprägt und es bleibt mehr Zeit für die Verdampfung (früherer ASB) des Flüssigkeitsfilms. Dies verringert die Notwendigkeit einer verstärkten Ladungsbewegung. Die durch die LBKg verursachten Effekte sind in Tabelle 2 gezeigt.
Die Ergebnisse der optischen Untersuchung zeigen, dass die Benetzung des Feuerstegs und des Kolbens als Hauptursache für das gleiche Emissionsniveau beim ASB von 50 °KW n. LWOT gelten kann, da keine starken Einflüsse durch die LBKg beobachtet wurden. Je früher die Einspritzung durchgeführt wird, desto geringer ist der Einfluss der LBKg, welcher mit dem Ausmaß der Kolben- und Feuerstegbenetzung korreliert. Beim ASB von 90 °KW n. LWOT zeigt der Einsatz einer LBKg eine intensivere Kolben- und Feuerstegbenetzung durch die rechte Spraykeule. Der Vorteil hierbei ist, dass nur die rechte Spraykeule daran beteiligt ist, da die linke Spraykeule eine geringe Eindringtiefe aufgrund der starken Einlassventilbenetzung aufweist. Dies kann durch die intensivere Einlassströmung ausgeglichen

werden, die im Vergleich zur LBKo zu geringeren Partikelemissionen führt. Nur in Kombination mit dem ASB von 170 °KW n. LWOT unterstützt die verstärkte Ladungsbewegung die Verdampfung der flüssigen Phase, was zu einer geringeren Wandbenetzung führt. In Kombination mit der Nichtbenetzung der Einlassventile und des Feuerstegs können die Partikelemissionen im Vergleich zur Gemischbildung mit einer LBKo signifikant reduziert werden.

Tabelle 2: Einfluss der geschlossenen Ladungsbewegungsklappe auf die Gemischbildung; ∘ → kein Einfluss; + → positiver Einfluss (Verringerung der Partikelemissionen); ++ → sehr positive Einfluss; − → negativer Einfluss; ∘/− → negativer aber nicht entscheidender Einfluss

Partikelquellen	**50 °KW n. LWOT**	**90 °KW n. LWOT**	**170 °KW n. LWOT**
Kolben/Feuersteg	∘	∘/−	+
Zylinderbuchse	∘	∘/−	++
Einlassventile	∘/+	+	∘
Verdampfung	∘	∘	+
Homogenisierung	+	+	∘

Optische Untersuchungen am 4V-Konzept

Die Injektoren für das 4V-Konzept (Abbildung 3) unterscheiden sich in der Anzahl der Löcher. Der Injektor 4V-7 hat 7 Spritzlöcher im Gegensatz zum Injektor 4V-6 mit 6 Spritzlöchern. Die zentrale Spraykeule ist der bedeutendste Unterschied zwischen beiden Injektoren, daher wurde für die Untersuchung eine zentrale Ansicht gewählt (schwarze Linie in Abbildung 3). Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die stärkere Ausrichtung der Sprays in Richtung Kolben beim Injektor 4V-6.
Der Vergleich der Partikelemissionen (Abbildung 13) zeigt einen Nachteil für den Injektor 4V-7. Diese Tendenz wurde an verschiedenen Betriebspunkten beobachtet. Daher wurde die Gemischbildung der beiden Injektoren untersucht, um mögliche Ursachen für die unterschiedlichen Ergebnisse zu identifizieren. Diese wurden bei einer Motordrehzahl von 1800 $^{1}/_{\text{min}}$ und einer eingespritzten Kraftstoffmasse entsprechend einem indizierten Mitteldruck von 4 bar sowie einem gemittelten Ansaugdruck von 0,5 bar bei einem Einspritzdruck von 250 bar erzielt.

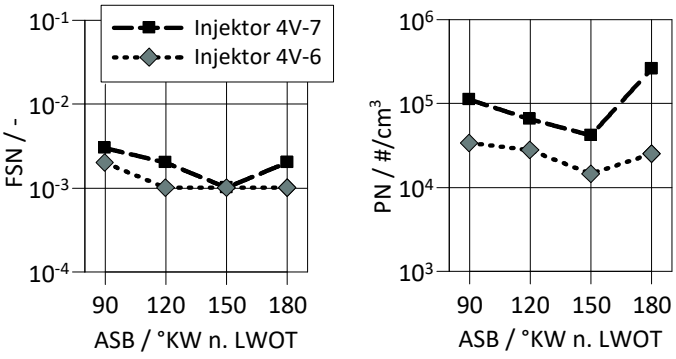


Abbildung 13: Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Ansteuerbeginn für die 4V-Injektoren

In der Abbildung 14a sind die Unterschiede der beiden Injektoren sichtbar. Durch die Ausrichtung des Injektors 4V-6 zum Kolben erfolgt der Kontakt mit der Brennraumwand im Vergleich zum Injektor 4V-7 später.
Der Vergleich zeigt eine größere Flüssigkeitsmenge für den Injektor 4V-7 im Feuersteg (Abbildung 14b) bei 204 °KW n. LWOT, was die Folge der unterschiedlichen Spraylayouts ist. Die Betrachtung der Gasphase zeigt Unterschiede in der Verteilung, die die weitere Gemischbildung beeinflussen. Wie in Abbildung 14c gezeigt, ist die Konzentration der Gasphase in der Mitte des Brennraums für den Injektor 4V-6 im Vergleich zum Injektor 4V-7 höher (mit einem Kreis markiert). Ein Großteil der Gasphase befindet sich in der rechten Brennraumhälfte bei 210 °KW n. LWOT. Daher ist die Homogenisierung bei diesem Aufnahmezeitpunkt im Vergleich zum Injektor 4V-6 weniger ausgeprägt, was bei 230 °KW n. LWOT (Abbildung 14d) ebenfalls sichtbar ist. Bei 270 °KW n. LWOT (Abbildung 14e) liegt im Bereich der Auslassventile für den Injektor 4V-6 ein mageres Gemisch vor, eine bessere Homogenisierung im gesamten Brennraum ist im Vergleich zum Injektor 4V-7 dennoch gegeben. Somit ist der Vorgang der Gemischhomogenisierung mit dem Injektor 4V-6 vorteilhafter, was deutlich bei 310 °KW n. LWOT (Abbildung 14f) zu erkennen ist.
Für eine detaillierte Analyse ist die relative Häufigkeitsverteilung in Abbildung 15 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Gemisch des Injektors 4V-7 sehr inhomogen mit hohen Anteilen an fetten Bereichen vorliegt. Der Mittelwert des Äquivalenzverhältnisses (Φ_M) beträgt 1,07 bei 310 °KW n. LWOT. Im Gegensatz dazu ist das Gemisch des 4V-6 insgesamt magerer ($\Phi_M = 0{,}95$), aber im Vergleich zum Injektor 4V-7 ist die Verteilung viel homogener. Diese Beobachtung korreliert mit den gemessenen Partikelemissionen aus der thermodynamischen Untersuchung.

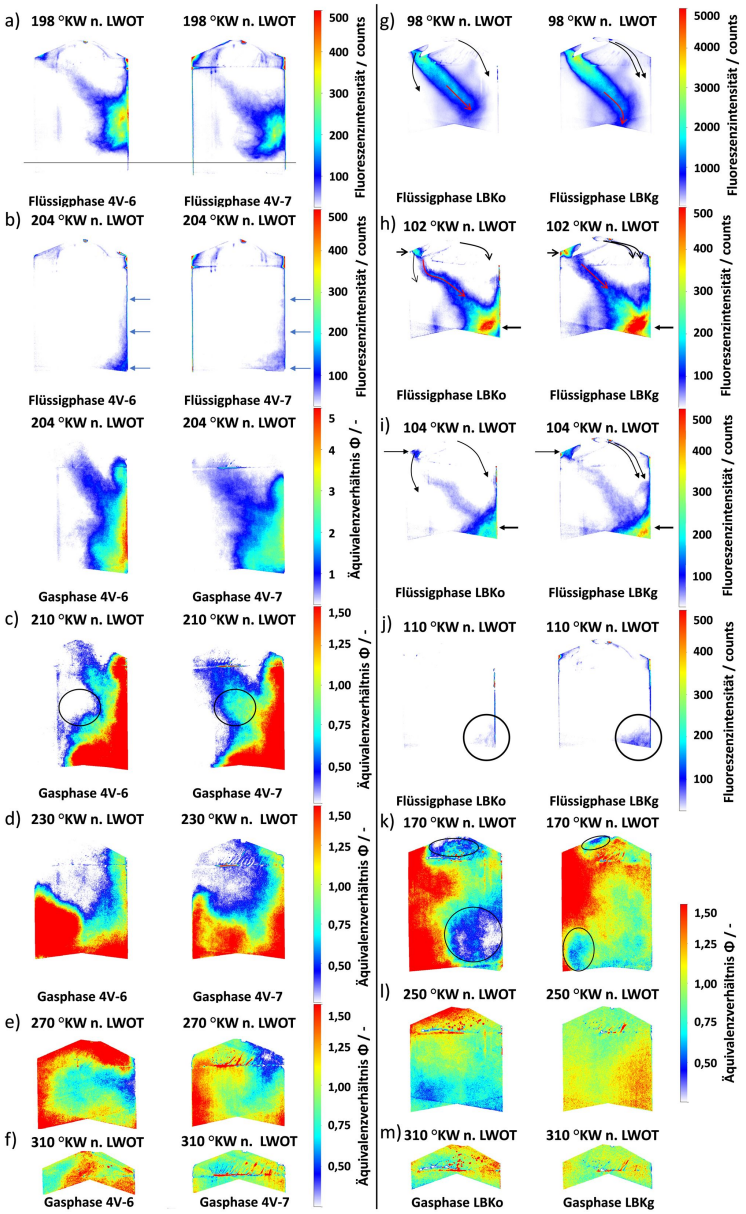


Abbildung 14: Optische Untersuchungen am 4V-Konzept mit einem Injektorenvergleich (linke Bildhälfte a–f) und dem Einfluss der LBK beim 4V-6 Injektor (rechte Bildhälfte g–m)

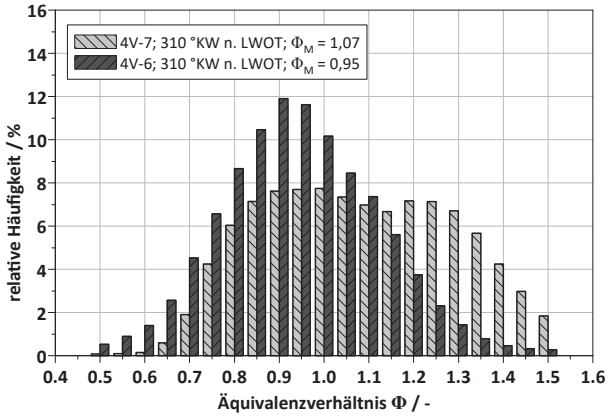


Abbildung 15: Histogramm des Äquivalenzverzeichnisses; 4V-7 und 4V-6; 1800 $^1/_{\text{min}}$ und 4 bar pmi; ASB = 180 °KW n. LWOT

Der Vergleich der Partikelemissionen (Abbildung 16) zeigt einen negativen Einfluss der LBKg, der auch bei höheren Lastpunkten beobachtet wurde. Daher wurde die optische Untersuchung durchgeführt, um die Gründe für den negativen Einfluss auf die Partikelemissionen zu ermitteln. Die folgenden Ergebnisse wurden bei einer Motordrehzahl von 1200 $^1/_{\text{min}}$ und einer eingespritzten Kraftstoffmasse entsprechend einem indizierten Mitteldruck von 3,9 bar bei einem gemittelten Ansaugdruck von 0,5 bar in Kombination mit 250 bar Einspritzdruck erzielt.

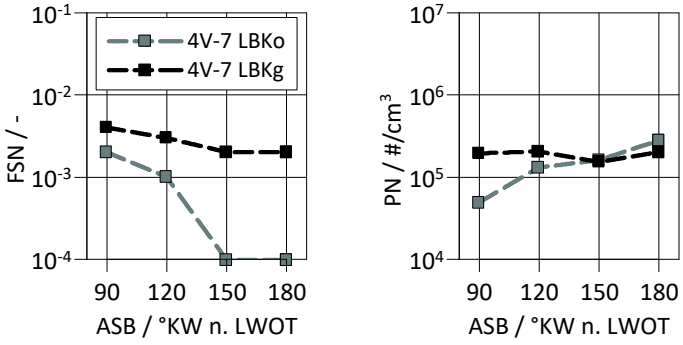


Abbildung 16: Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Ansteuerbeginn für den Injektor 4V-7

Der Einsatz einer LBKg in Kombination mit dem Injektor 4V-7 zeigt einen Einfluss auf die Gemischbildung nach 8 °KW bei einem ASB = 90 °KW n. LWOT (Abbil-

dung 14g). Das Spray wird durch die intensivierte Ladungsbewegung in Richtung Kolben abgelenkt, was zu einer stärkeren Benetzung der Kolbenoberfläche führen kann. Im Vergleich dazu wird das Spray mit einer LBKo weniger beeinflusst und zeigt eine gerade Ausrichtung (angedeutet anhand roter Pfeile).
Der Einfluss der LBKo ist am Ende des Sprays kurz nach dem Einspritzvorgang zu beobachten (102 °KW n. LWOT), siehe Abbildung 14h. Aufgrund des Luftstroms unter dem Einlassventilteller ist eine Ablenkung der flüssigen Phase zu erkennen. Durch die Ablenkung entsteht eine größere freie Weglänge, wodurch weniger Kraftstoff zur Wand und zum Feuersteg gelangt, was bei 104 und 110 °KW n. LWOT (Abbildung 14i & 14j) besonders ersichtlich ist.
Mit LBKg ergibt sich ein intensiveres Signal der Flüssigphase im Bereich der Injektorspitze (angedeutet mit schwarzen Pfeilen bei 102 und 104 °KW n. LWOT). Da die Luft oberhalb des Einlassventils in den Brennraum gelangt, findet im Bereich der Injektorspitze keine intensive Wechselwirkung zwischen Kraftstoff und einströmender Luft statt. Dies kann aufgrund der Benetzung der Injektorspitze nachteilig für die Partikelemissionen sein. Der auf dem Injektor verbleibende Kraftstoff wird in Kombination mit der LBKg nicht abgetragen.

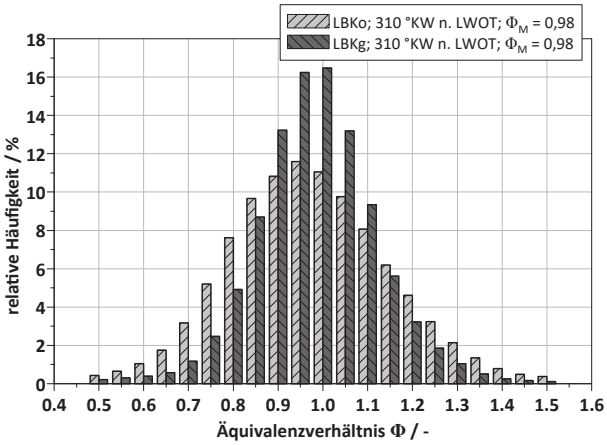


Abbildung 17: Histogramm des Äquivalenzverhältnisses; LBK-Position; 4V-7; 1200 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ und 3,9 bar p_{mi}; ASB = 90 °KW n. LWOT

Bei 170 °KW n. LWOT wird der Effekt der verstärkten Ladungsbewegung deutlicher, wie in Abbildung 14k dargestellt. Mit LBKg ist der Prozess der Homogenisierung weiter fortgeschritten. Im Vergleich dazu sind bei der Gemischbildung mit einer LBKo vor allem in zwei mageren Bereichen deutliche Konzentrationsgradienten zu erkennen. Bei 250 °KW n. LWOT (Abbildung 14l) ist der Einfluss der

Ladungsbewegung auf die Gemischhomogenisierung noch vorhanden. Bei LBKg ist die Gemischverteilung im Vergleich zu LBKo deutlich homogener, was beim zuletzt aufgenommenen Bild bei 310 °KW n. LWOT deutlich ersichtlich ist.
Das Histogramm des Äquivalenzverhältnisses in Abbildung 17 stützt die Erkenntnisse, die durch die optische Beobachtung der Gemischbildung bei 310 °KW n. LWOT gewonnen wurden. Bei Anwendung der LBKg stellt sich ein homogeneres Gemisch ein, dabei ist der Mittelwert des Äquivalenzverhältnisses identisch ($\Phi_M = 0{,}98$). Die Werte im stöchiometrischen Bereich für LBKg sind deutlich größer als bei LBKo. Die bessere Homogenisierung kann aber die intensivere Benetzung der Brennraumwände nicht kompensieren, sodass sich mit LBKg dennoch die höhere Partikelemission einstellt.

Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Im Vorgängerprojekt „GDI Grenzdurchmesser I“ wurden durch die Analyse zweier unterschiedlicher Zylinderkopfkonzepte die Potenziale eines Ottomotors mit Direkteinspritzung und sehr kleinem Bohrungsdurchmesser aufgezeigt. Um ein tieferes Verständnis der Gemischbildung in solchen Motoren zu erlangen, wurde die Laserinduzierte Exciplex Fluoreszenz (LIEF) auf einem transparenten Motor zur gleichzeitigen Visualisierung der Gas- und Flüssigkeitsphase angewandt.
Die optische Untersuchung der Gemischbildung wurde zunächst am 3V-Konzept durchgeführt. Die Anwendung einer geschlossenen Ladungsbewegungsklappe (LBKg) zeigt, dass eine verstärkte Ladungsbewegung die Verdampfung erhöht und die Wandbenetzung verringert. Zu einem früheren Zeitpunkt der Einspritzung wird die freie Weglänge verringert und die Benetzung des Kolbens kann nicht durch die verstärkte Ladungsbewegung vermieden werden. Diese kann sogar zu einer intensiveren Kolbenbenetzung beitragen. Der einzige Vorteil ist die erhöhte Entfernung des Kraftstoffs vom benetzten Einlassventil durch den verstärkten Luftstrom bei der LBKg. Bei frühem Einspritzzeitpunkt wird die Ventilbenetzung aufgrund eines geringeren Ventilhubs verringert. Daher hat eine LBKg fast keinen Einfluss auf die Partikelemissionen.
Die Untersuchung des 4V-Konzepts ergab, dass der 7-Loch-Injektor mit geringerer Eindringtiefe gegenüber dem 6-Loch-Injektor Nachteile bei der Gemischbildung aufweist. Aufgrund der unterschiedlichen Spraylayouts sammelt sich der Kraftstoff im Feuersteg an, wodurch die Verdampfung verlangsamt wird und Bereiche mit höherer Kraftstoffkonzentration entstehen.
Die Untersuchung der geschlossenen LBK-Position zeigt im Allgemeinen eine Erhöhung der Ladungsbewegung und eine verbesserte Homogenisierung während des Kompressionshubs.
Im Gegensatz dazu konnten erhebliche Nachteile während der Einspritzung und Verdampfung mit LBKg beobachtet werden. Die intensivierte Ladungsbewegung

lenkt das Spray zum Kolben hin ab, was zu einer Kolbenbenetzung führen kann. Außerdem erfolgt der Hauptluftstrom bei LBKg auf der oberen Seite der Einlassventile. Daher ist die Wechselwirkung zwischen der Injektorspitze und der eintretenden Luft nicht gegeben. Dies führt zu einer längeren Verdampfung und wahrscheinlich einer intensiveren Benetzung der Injektoren. Der Verdampfungsprozess ist verzögert und führt zu einer intensiveren Benetzung von Wänden und oberen Landflächen.
Es konnten interessante Erkenntnisse gewonnen und Korrelationen zu den thermodynamischen Ergebnissen hergestellt werden. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass die optischen Untersuchungen nur in einer Ebene durchgeführt wurden. Diese dienen als Einblick und können nicht alle Fragen vollständig beantworten. Daher müssen in diesem Bereich zusätzliche Arbeiten durchgeführt werden, um die vorgestellte Beobachtung vollständig zu bestätigen.
Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das im Projekt „GDI Grenzdurchmesser I“ gezeigte Potenzial von Ottomotoren mit kleinem Bohrungsdurchmesser und Direkteinspritzung bestätigt werden kann. Die Untersuchungen mit gleichzeitiger Visualisierung von Flüssig- und Gasphase konnten offene Fragen beantworten. Dennoch zeigen diese Ergebnisse der optischen Untersuchungen auch eine Brennstoff-Wand-Wechselwirkung. Mit weiteren Optimierungen und technischen Fortschritten, wie der Erhöhung des Einspritzdrucks, ist die Möglichkeit für weitere Verbesserungen gegeben.

Danksagung

Das Forschungsvorhaben (1223) wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen (ivb) der TU Braunschweig unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts durchgeführt. Es wurde durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. (IGF-Fördernr. 19092 N/1) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages finanziell gefördert und von einem Arbeitskreis unter der Leitung von Dipl.-Ing. Marc Sens (IAV GmbH) begleitet. Die Autoren bedanken sich bei den Fördergebern, der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e. V. und allen Projektbeteiligten für die Unterstützung des Vorhabens.

Literatur

[1] Pauer, T.; Yilmaz, H.; Zumbrägel, J.; Schünemann, E.: „Neue Generation Benzin-Direkteinspritzung von Bosch“. In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 78.7-8 (2017), S. 16–23. doi: 10.1007/s35146-017-0052-9.

[2] Pischinger, S.; Mally, M. P.; Bergmann, D.; Thewes, M.; Seibel, J.; Geiger, J.: „Gasoline engines with highest efficiency – What large and small bore engines can learn from each other". In: *[16th Conference The Working Process of the Internal Combustion Engine, 2017-09-28 - 2017-09-29, Graz, Austria]*. 28. Sep. 2017. URL: https://publications.rwth-aachen.de/record/707200.

[3] Sens, M.; Günther, M.; Walther, U.; Nicklitzsch, S.; Müller, J.; Hunger, M.; Zwahr, S.: „Selecting a suitable stroke/bore ratio when combining variable compression and Early Intake Valve Closure (EIVC)". In: *Internationaler Motorenkongress 2017*. Hrsg. von Liebl, J.; Beidl, C. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 65–100. ISBN: 978-3-658-17108-7.

[4] Sabathil, D.; Schaffner, P.; Königstein, A.: „Efficient application of optical measurements to reduce the particle emission from directinjection gasoline engines". In: *10th International Symposium on Combustion Diagnostics*. Baden-Baden, 2012. ISBN: 978-3-00-032669-1.

[5] Kufferath, A.; Berns, S.; Hammer, J.; Busch, R.; Frank, M.; Storch, A.: *The EU6 Challenge at GDI – Assessment of Feasible System Solutions*. Baden-Baden, 2012, S. 248–270. ISBN: 978-3-18-374912-6.

[6] Frenzel, H.; Achleitner, E.; Krüger, G.; Rösel, G.; Wiench, R.: „Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren zur Erfüllung der Real Driving Emission". In: *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 281–299. ISBN: 978-3-658-15326-7.

[7] Befrui, B.; Berndorfer, A.; Hoffman, G.; Piock, W.; Varble, D.: „Enhanced Spray and Combustion Performance of GDi Multi-Hole Injectors by Increased Fuel System Pressure". In: *11th International Symposium on Combustion Diagnostics*. Baden-Baden, 2014, S. 157–167. ISBN: 978-3-00-039632-8.

[8] Siedentop, A.; Schech, J.; Bradenstahl, A.; Eilts, P.: „Potenziale kleinvolumiger direkteinspritzender Ottomotoren". In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 77.9 (2016), S. 74–83. DOI: 10.1007/s35146-016-0086-4.

[9] Sabathil, D.; Koenigstein, A.; Schaffner, P.; Fritzsche, J.; Doehler, A.: *The influence of DISI engine operating parameters on particle number emissions*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-0143.

[10] Gawlica, T.; Lippisch, M.; Samenfink, W.; Schünemann, E.; Koch, T.: „Untersuchung zum Einfluss des Spray Targetings von Mehrloch-Injektoren für Benzin-Direkteinspritzung auf das Kennfeldverhalten von Spray und Brennverfahren". In: *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 325–343. ISBN: 978-3-658-15326-7.

[11] Kaden, A.; Altenschmidt, F.; Gildein, H.; Kraus, E.; Schaupp, U.; Prilop, H.: „Die Analyse der Rußentstehung mittels optischer Messtechnik und CFD-Simulation an einem aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung". In: *9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Baden-Baden, 2010, S. 188–198. ISBN: 978-3-00-022057-9.

[12] Berndorfer, A.; Breuer, S.; Piock, W.; Von Bacho, P.: *Diffusion combustion phenomena in GDI engines caused by injection process*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2013. DOI: 10.4271/2013-01-0261.

[13] Fischer, A.; Thelliez, M.: *Methodology and tools to predict GDI injector tip wetting as predecessor of tip sooting*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0286.

[14] Lehrheuer, B.; Hoppe, P.: *Hubraumreduzierter DI-Otto-Motor – Aufbau eines hubraumreduzierten DI-Otto Motors für die Verwendung von Biokraftstoffen zur Reduzierung von CO_2-Emissionen*. Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 1041. Frankfurt am Main, 2015.

[15] Jose, J.; Parsi, A.; Shridhara, S.; Mittal, M.; Ramesh, A.: *Effect of fuel injection timing on the mixture preparation in a small gasoline direct-injection engine*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2018. DOI: 10.4271/2018-32-0014.

[16] Zhang, G.; Xu, M.; Zhang, Y.; Zeng, W.: *Quantitative measurements of liquid and vapor distributions in flash boiling fuel sprays using planar laser induced exciplex technique*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1879.

[17] Li, T.; Xu, M.; Wu, S.; Xu, Q.; Hung, D. L.: *Influence of the Injector Configuration on the Spray Evaporation Characteristics under Superheated Conditions*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-1900.

[18] Pauls, A.; Eilts, P.: *Optical Investigation of Mixture Formation in a Small Bore DISI Engine by Laser Induced Exciplex Fluorescence (LIEF)*. Techn. Ber. Capri, Italy: SAE Technical Paper, 2019.

[19] Siedentop, A.; Schech, J.; Bradenstahl, A.; Eilts, P.: „Thermodynamic, Optical and Numerical Investigation of a Small Direct Injection Spark Ignition Engine". In: *24. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Hrsg. von Pischinger, S.; Eckstein, L.; Dittmar, T.; Deppenkemper, K. Aachen, Okt. 2015, S. 1219–1244. isbn: 978-3-00-049205-1.

[20] Robert Bosch GmbH: *Spray Targeting Study 3V*. 2012.

[21] Robert Bosch GmbH: *Spray Targeting Study 4V*. 2012.

[22] Melton, L. A.: „Spectrally separated fluorescence emissions for diesel fuel droplets and vapor". In: *Applied Optics* 22.14 (1983), S. 2224–2226. doi: 10.1364/AO.22.002224.

[23] Andersson, M.; Hemdal, S.; Ochoterena, R. L.: „Temperature measurements using exciplex fluorescence with TMPD and methylnaphthalene as tracers". In: *Proc. 22nd European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. Como Lake, Italy, 2008.

[24] Wieske, P.: „Bildgebende Multiparameter-Lasermessungen in komplexen technischen Strömungs- und Verbrennungsprozessen". Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 2007.

[25] Fansler, T. D.; Drake, M. C.; Gajdeczko, B.; Düwel, I.; Koban, W.; Zimmermann, F. P.; Schulz, C.: „Quantitative liquid and vapor distribution measurements in evaporating fuel sprays using laser-induced exciplex fluorescence". In: *Measurement Science and Technology* 20.12 (2009). doi: 10.1088/0957-0233/20/12/125401.

[26] Spausta, F.: *Treibstoffe für Verbrennungsmotoren: Zweiter Band Eigenschaften und Untersuchung der flüssigen Treibstoffe. Die gasförmigen Treibstoffe*. Springer-Verlag Wien, 1953. isbn: 978-3-7091-8010-5.

[27] Schech, J.; Siedentop, A.; Bradenstahl, A.; Wiebe, A.; Eilts, P.: *6th Working Group Meeting: GDI boundary bore*. Frankfurt, 2012.

[28] AVL: *Product Guide AVL 415SE Smoke Meter*. 2015. url: https://www.avl.com/documents/10138/885893/AVL+Smoke+Meter+415SE+Deutsch.

[29] Reboux, J.; Puechberty, D.; Dionnet, F.: „A new approach of planar laser induced fluorescence applied to fuel/air ratio measurement in the compression stroke of an optical SI engine". In: *SAE transactions* (1994), S. 1436–1445. doi: 10.4271/941988.

Biografische Notiz

Alexander Pauls ist seit 2016 an dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Braunschweig als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Bereich der optischen Untersuchung der Direkteinspritzung tätig. Alexander Pauls hat Prof. Dr. Roland Baar im Rahmen eines Promotionsvortrages am IVB kennen gelernt und beteiligt sich aufgrund der Hochachtung für die Lebensleistung von Prof. Baar an dieser Gedenkschrift.

Peter Eilts wurde 1990 an der Universität Hannover zum Thema „Ablagerungsbildung in hochaufgeladenen Dieselmotoren" promoviert. Von 1991 bis 2007 war er bei MAN B&W Diesel in Augsburg tätig. Seit 2007 leitet er das Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Braunschweig. Er hat gemeinsam mit Roland Baar während dessen Tätigkeit bei Voith an Fragen zur Aufladung gearbeitet und in dessen Berliner Zeit zusammen mit ihm mehrere Promotionen durchgeführt. Roland Baar war für ihn ein verlässlicher Partner und ein hoch geschätzter Kollege.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Einfluss der Wassereinspritzung auf Emissionen und Wirkungsgrad des Ottomotors

Maike Sophie Gern, Ugur Senyüz, Helmut Ruhland, Carsten Weber

Die Effizienzsteigerung moderner Ottomotoren erfordert innovative Ansätze, da z. B. die Verringerung des Hubraums bei gleichzeitiger Erhöhung des Mitteldrucks durch Verbrennungsanomalien begrenzt ist. Konventionelle Methoden zur Klopfminderung wirken sich negativ auf den Verbrauch aus. Eine vielversprechende Technologie zur Lösung dieser Zielkonflikte ist die Einspritzung von Wasser. Wassereinspritzung reduziert die Ladungstemperatur und ebnet den Weg für eine weitere Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Insbesondere der Einfluss auf den Verbrennungsprozess und die Rohemissionen wurde experimentell mit direkter und indirekter Wassereinspritzung analysiert. Beide Einspritzkonzepte ermöglichen eine deutliche Verschiebung der Klopfgrenze und eine Senkung der Abgastemperatur. Da mit einer weiteren Verschärfung der Grenzwerte für gasförmige und Partikelemissionen zu rechnen ist, wurde der Einfluss der Einspritzparameter auf die Rohemissionen detailliert untersucht. Die Entwicklung eines auf Messdaten basierenden Wasserwirkungsgrads ermöglicht die Bewertung der Einspritzkonzepte und die Entwicklung einer Einspritzstrategie mit minimiertem Wasserverbrauch.

Theoretische Grundlagen

Das Ziel bei der Gemischbildung sowohl von Kraftstoff als auch von Wasser ist eine möglichst schnelle, gleichmäßige Verteilung und Verdampfung der Flüssigkeit in der Ladeluft [1, S. 61], welche wesentlich durch den Strahlaufbruch beeinflusst werden. Der Strahlaufbruch und somit der Erfolg einer optimalen Gemischbildung ist wiederum von dem Injektordesign, den Einspritzparametern und den in Tabelle 1 vorgestellten thermophysikalischen Eigenschaften der Flüssigkeit abhängig.

Tabelle 1: Thermophysikalische Fluideigenschaften

Stoff	**Formel**	**Dichte ρ**	**dynamische Viskosität μ**	**Oberflächenspannung σ**
		$^{kg}/_{m^3}$	μPa · s	$^{mN}/_{m}$
Wasser	H_2O	997 [2]	890 [3]	73,8* [4, S. 455]
Heptan	C_7H_{16}	682 [5, S. 139]	395 [5, S. 169]	19,78 [5, S. 720]
Oktan	C_8H_{18}	699 [5, S. 147]	511 [5, S. 180]	21,08 [5, S. 729]

Referenzbedingungen: $T = 25\,^{\circ}\mathrm{C}$ (*20 °C), $p = 1013\,\mathrm{mbar}$, $d = 180\,\mu\mathrm{m}$

Im Bereich des Düsenaustritts prägen zunächst die Dichte und der Einspritzdruck die Austrittsgeschwindigkeit v_A, die nach [6] für den Strahlaufbruch von großer Bedeutung ist. Die idealisierte Annahme der Austrittsgeschwindigkeit nach Bernoulli wird in [7, S. 12] hergeleitet und in Gleichung 1 dargestellt. Der Zusammenhang gibt Aufschluss über den Einfluss der Dichte ρ des Fluids und des Differenzdrucks Δp auf die Austrittsgeschwindigkeit an der Einspritzdüse. Der Differenzdruck Δp entsteht aus Subtraktion des Gegendruckes p_g von dem Einspritzdruck p_{Inj}.

$$v_A = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Inj} - p_g)}{\rho}} \tag{1}$$

Wird die theoretische Austrittsgeschwindigkeit v_A für Wasser und Kraftstoff betrachtet, z. B. für einen Differenzdruckbereich $\Delta p \approx 5 \ldots 200\,\mathrm{bar}$, weist Kraftstoff durch die geringere Dichte stets eine höhere Austrittsgeschwindigkeit auf. Die theoretische Betrachtung berücksichtigt keinerlei Verluste und bildet nur den Zustand am Düsenaustritt ab.
Eine Möglichkeit, den Strahlzerfall auch in dem Bereich nach Düsenaustritt zu quantifizieren, bietet die dimensionslose Ohnesorge-Zahl Oh in Gleichung 2 [8].

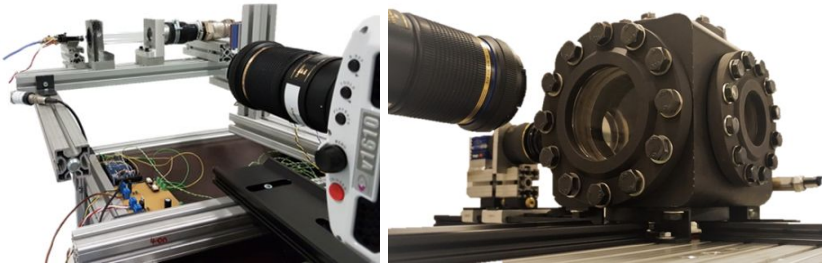
$$\mathrm{Oh} = \frac{\sqrt{\mathrm{We}}}{\mathrm{Re}} = \frac{\sqrt{\frac{\rho \cdot v_A^2 \cdot d}{\sigma}}}{\frac{\rho \cdot v_A \cdot d}{\mu}} = \frac{\mu}{\sqrt{\rho \cdot d \cdot \sigma}} \tag{2}$$

Sie ist definiert als das Verhältnis der Quadratwurzel der Weber- und der Reynolds-Zahl. Die Reynolds-Zahl Re beschreibt das Verhältnis von Trägheitskraft zu Reibungskraft [4, S. 13; 9, S. 41] und ihr Zahlenwert bestimmt, ob eine Strömung stabil laminar ist oder turbulent werden kann. Die charakteristische Länge ist dabei der Düsenlochdurchmesser d und die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit entspricht der Austrittsgeschwindigkeit v_A. Die Weber-Zahl We ist ähnlich der Reynolds-Zahl aufgebaut, enthält aber anstelle der dynamischen Viskosität μ die

Oberflächenspannung σ. Die Weber-Zahl ist ausschlaggebend bei der Tropfenbildung und dem Zerstäuben von Flüssigkeiten [4, S. 13]. Durch die Eliminierung der Geschwindigkeit wird die Ohnesorge-Zahl in [10, S. 12] zusammengefasst als der Zusammenhang zwischen Zähigkeits- und Oberflächenkräften, der allein durch die Stoffdaten aus Tabelle 1 hergestellt wird. Hierbei werden die viskosen Kräfte, die durch die dynamische Viskosität μ repräsentiert werden, durch die Quadratwurzel aus Oberflächenspannung σ, Flüssigkeitsdichte ρ und dem Düsendurchmesser d geteilt.

Experimentelle Methode: Sprayanalyse

Für die optische Untersuchung des Strahlaufbruchs wurden Komponentenprüfstände entwickelt, mit denen das Spray unter möglichst motorähnlichen Bedingungen eingespritzt und analysiert werden kann. Für die Einspritzung mit Niederdruck (ND) wurde, wie in Abbildung 1a abgebildet, in ein luftdurchströmtes Quarzglasrohr eingespritzt, um die Randbedingungen ähnlich einem Einlasskanal abzubilden.



(a) **(b)**

Abbildung 1: Versuchsaufbau zur Sprayanalyse der ND-Einspritzung (a) und HD-Einspritzung (b)

Zur Abbildung der Randbedingungen der Einspritzung mit Hochdruck (HD), die normalerweise direkt in den Brennraum erfolgt, wurden die Einspritzversuche in der mit Stickstoff gefüllten Einspritzkammer[1] mit veränderlicher Dichte durchgeführt.
Sowohl die Einspritzparameter, wie z. B. die Fluideigenschaften und der Einspritzdruck, als auch die Randbedingungen haben direkten Einfluss auf das Aufbruch- und Verdampfungsverhalten des Sprays. Für die Kraftstoffeinspritzung wurden

[1] Vielen Dank an Constantin Vasconi, der den Einspritzdruckkammerprüfstand am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin entwickelt und dieses Foto in Abbildung 1b zur Verfügung gestellt hat.

diese Zusammenhänge, wie zum Beispiel in [6; 11; 12], bereits hinreichend dokumentiert. Für die Entwicklung einer optimierten Einspritzstrategie für Wasser ist die Übertragbarkeit dieser Erkenntnisse auf ein anderes Medium nach wie vor von großem Interesse.
Die Highspeed-Aufnahmen der Einspritzung geben mit 16 000 Bildern pro Sekunde Aufschluss über die Qualität des Strahlaufbruchs. Neben Rückschlüssen auf Interaktion der Flüssigphase mit dem umgebenden Gas oder mit der Wand können Unterschiede im Injektordesign und den Fluideigenschaften bereits rein qualitativ an den Spraybildern beurteilt werden. Des Weiteren werden aus den Aufnahmen geometrische Kenngrößen wie der Kegelwinkel, die Eindringtiefe und Spraygeschwindigkeit in Abhängigkeit der Injektoren und Einspritzparameter gewonnen. Zur Vergleich- und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse verschiedener Messaufbauten werden die in [11] vorgeschlagenen, einheitlichen Standards zur experimentellen Untersuchung und Auswertung der Einspritzung von Ottokraftstoffen angewandt.

Experimentelle Methode: Thermodynamische Analyse

Der Einzylinder-Forschungsmotor[2], abgeleitet von einem turboaufgeladenen Dreizylindermotor, ist zentral mit einer Benzin-Direkteinspritzung (BDE) ausgestattet. Der Motor wurde nachträglich um eine indirekte Wassereinspritzung (IWE) in den Einlasskanälen und eine laterale, direkte Wassereinspritzung (DWE) erweitert. Die drei Einspritzpositionen sind in der schematischen Darstellung des Einzylinders in Abbildung 2 angedeutet.

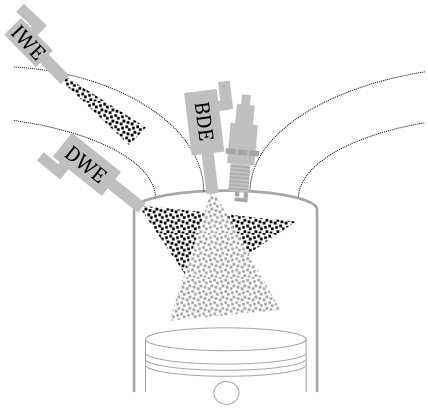


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Einzylinders und der Einspritzpositionen

[2]Besonderer Dank gilt allen Beteiligten, die bei der Anpassung des Motors auf Wassereinspritzung wesentlichen Beitrag geleistet haben.

Das Kraftstoff-Magnetventil der BDE wurde zentral in Längsanordnung zu der Zündkerze im Zylinderkopf platziert. Der Injektor für die DWE, ebenfalls ein Kraftstoff-Magnetventil, wurde direkt unterhalb und zwischen die Einlasskanäle positioniert. Für diese direkte, seitliche Einspritzposition wurde der Injektor mit asymmetrischem Strahl gewählt. Für die IWE wurden speziell für die Wassereinspritzung entwickelte Injektoren verwendet. Platziert wurden diese jeweils ventilselektiv in jedem Einlasskanal so nah wie möglich an den Einlassventilen. Weitere Details zu den verwendeten Injektoren werden in [13] vorgestellt. Die technischen Daten des Forschungsmotors sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Technische Daten und Parameter des Einzylinder-Forschungsmotors

Anzahl der Zylinder	1
Anzahl der Ventile	4
Zylinderhubvolumen	$333\,\mathrm{cm}^3$
Hub	82 mm
Bohrung	71,9 mm
Verdichtungsverhältnis	10,75 : 1
Kraftstoffeinspritzung	BDE: direkt zentral, 150 bar, $-300\,^\circ$KW
Wassereinspritzung	IWE: indirekt, ≤ 10 bar, $-360\,^\circ$KW
	DWE: direkt lateral, ≤ 200 bar, $-120\,^\circ$KW [14]

Die Kraftstoffeinspritzung erfolgt saugsynchron zu dem Einlassventilhub für eine möglichst homogene Gemischaufbereitung und einen stöchiometrischen Verbrennungsprozess. Erfolgt die Einspritzung mittels DWE, so wird das Wasser direkt in den Zylinder mit einem Einspritzdruck von $p_{\mathrm{Inj}} = 25 \ldots 200$ bar eingebracht. Bei der IWE wird mit $p_{\mathrm{Inj}} = 5 \ldots 10$ bar in den Einlasskanal eingespritzt. Die Menge des Wassers berechnet sich hier über das massebezogene Wasser-Kraftstoff-Verhältnis WKV, welches mittels Einspritzratenmessung ermittelt wurde und in Gleichung 3 definiert ist.

$$\mathrm{WKV} = \frac{\mathrm{Wassermasse}(p_{\mathrm{Inj}})}{\mathrm{Kraftstoffmasse}} \cdot 100\,\% \tag{3}$$

Durch diese Berechnung wird die Wassermenge immer entsprechend der Kraftstoffmenge zugemessen, sodass der Einfluss des WKV auf einen Betriebspunkt unabhängig von dem Einspritzkonzept analysiert werden kann. Das WKV wurde auf bis zu 50 % angehoben. Das minimale WKV ist abhängig von dem verwendeten Einspritzkonzept und dem damit verbundenen Durchfluss sowie der Minimalöffnungsdauer eines Injektors.

Experimentelle Methode: Wasserwirkungsgraddefinition

Eine Möglichkeit der Wirkungsgradbestimmung beruht auf der Absenkung der Verdichtungsendtemperatur [15]. Dieser Ansatz setzt allerdings voraus, dass zum Zeitpunkt der Zündung das eingebrachte Wasser nahezu vollständig verdampft ist. Nach den Simulationsergebnissen in [16] wird die Verdampfung des eingebrachten Wassers sowohl mittels IWE als auch DWE nicht vollständig oder erst deutlich später abgeschlossen.
Der in diesem Beitrag definierte Wasserwirkungsgrad η_{W} basiert auf Messwerten des Einzylinder-Forschungsmotors. Der Einfluss der Wassereinspritzung auf eben diese gemessenen Zielgrößen kann unter Berücksichtigung der Verbrennung und unabhängig von Annahmen zu der Verdampfung ermittelt werden.
Der Wasserwirkungsgrad η_{W} berechnet sich wie in Gleichung 4 und beschreibt das Verhältnis aus tatsächlichem und maximal möglichem Potential, eine thermodynamische Messgröße durch den Einsatz von Wasser zu beeinflussen.

$$\eta_{\mathrm{W}} = \frac{\Delta R_x}{\Delta R_{x,\max}} \tag{4}$$

ΔR_x in Gleichung 5 ist dabei eine mathematische Operation, die sowohl die Berechnung positiver als auch negativer Auswirkungen der Wassereinspritzung ermöglicht.

$$\Delta R_x = |R_x - R_{x,\max}| \tag{5}$$

Das Verhältnis zwischen relativer prozentualer Differenz einer Zielgröße und dem Wasser-Kraftstoff-Verhältnis WKV wird in Gleichung 6 beschrieben.

$$\Delta R_x = \frac{s(x)}{\mathrm{WKV}}, \quad \text{mit} \lim_{\mathrm{WKV}\to 0} R_x = \frac{0}{\mathrm{WKV}} = 0 \tag{6}$$

Der Prozentsatz $s(x)$, der in Gleichung 7 definiert wird, beschreibt die Änderung der Zielgröße über ihren wassermengenabhängigen Messwert $x(\mathrm{WKV})$ bezogen auf den Referenzwert $x(0)$ bei $\mathrm{WKV} = 0$.

$$s(x) = \frac{x(\mathrm{WKV}) - x(0)}{x(0)} \cdot 100\,\% \tag{7}$$

Durch diesen Zusammenhang ist es möglich, die prozentuale Absenkung beispielsweise von NO_x-Emissionen als Nutzen und die dafür eingebrachte Wassermenge als Aufwand zu betrachten.
Neben dem Ziel, den maximalen Wasserwirkungsgrad zu erreichen, sollten Zielgrößen gewichtet werden, um den Einsatz von Wasser auf den jeweiligen Anwendungsfall abzustimmen. Einerseits werden dadurch das WKV und andererseits unerwünschte Effekte der Wassereinspritzung so gering wie möglich gehalten. Zusätzlich sollte berücksichtigt werden, dass mit zunehmendem WKV nach [15] der Wasserwirkungsgrad sinkt.

Ergebnisse: Sprayanalyse

Mit Hilfe der Komponentenprüfstände konnten die Einspritzparameter für Wasser und Kraftstoff verglichen werden. Die Parameter, die für den Strahlaufbruch und letztlich die Gemischbildung von besonderer Bedeutung sind, sind die Spraygeschwindigkeit, die Ohnesorge-Zahl, der Spraywinkel, die Eindringtiefe und die Tropfengröße. Einige Ansätze und Ergebnisse der Sprayanalyse, die bereits in [13] und [17] vorgestellt wurden, dienen hier als Grundlage zur weiterführenden Betrachtung der Unterschiede von direkter und indirekter Wassereinspritzung mit Hoch- und Niederdruck.
Eine Auswertung der thermophysikalischen Eigenschaften, gestützt durch die Ermittlung der Spraygeschwindigkeit für Hochdruck und Niederdruck mit Wasser, ermöglicht die Erstellung des Ohnesorge-Diagramms, wie in Abbildung 3.

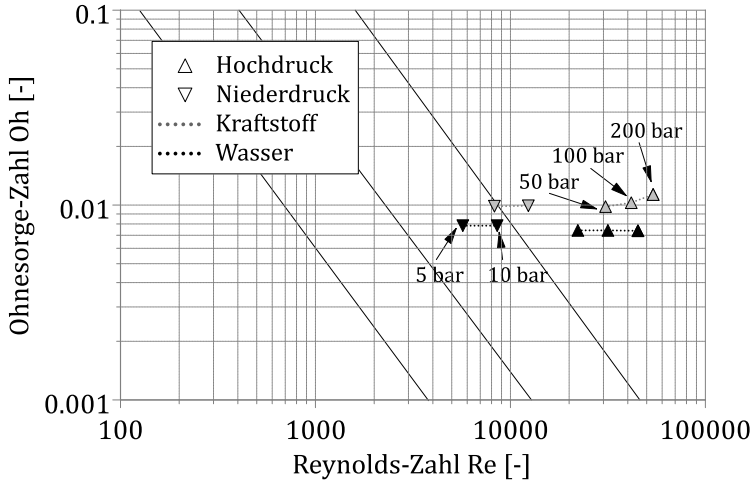


Abbildung 3: Ohnesorge-Diagramm aus Sprayversuchen

Das Ohnesorge-Diagramm, welches die Qualität des Strahlaufbruchs quantifiziert, verdeutlicht die Unterschiede von Wasser und Kraftstoff.
Die Ohnesorge-Zahl steigt nach Abbildung 3 mit steigender dynamischer Viskosität und sinkt mit steigender Dichte und Oberflächenspannung. Wie in Abbildung 3 ersichtlich, weist Wasser stets eine geringere Ohnesorge-Zahl auf, da es nach Tabelle 1 zwar die größere dynamische Viskosität besitzt, aber auch die größere Dichte und Oberflächenspannung aufweist. Die Zunahme der Ohnesorge-Zahl von Kraftstoff ist nach [18] auf die druckabhängige Viskosität in dem untersuchten Druckbereich von $p_{\mathrm{Inj}} = 5 \ldots 200\,\mathrm{bar}$ bei $25\,^{\circ}\mathrm{C}$ zurückzuführen.

Unabhängig von dem Fluid wird in Abbildung 3 außerdem deutlich, dass die Reynolds-Zahl primär von dem Einspritzdruck und der Austrittsgeschwindigkeit abhängig ist. Mit steigendem Einspritzdruck nimmt die Reynolds-Zahl zu. Die theoretische Austrittsgeschwindigkeit v_A, welche nach Gleichung 1 wiederum direkt vom Einspritzdruck beeinflusst wird, verdeutlicht den signifikanten Einfluss der Fluideigenschaften auf den Strahlaufbruch. Neben dem Einspritzdruck wird die Austrittsgeschwindigkeit durch die Dichte des Fluides beeinflusst. Die geringere Dichte von Kraftstoff aus Tabelle 1 führt zu einer höheren Austrittsgeschwindigkeit von Kraftstoff.
Daraus folgt, dass die Wassereinspritzung unter denselben Bedingungen eine deutlich geringere Reynolds-Zahl als Kraftstoff besitzt. Auch wenn die Dichte von Wasser größer ist, wird die Reynolds-Zahl nach Gleichung 2 durch die geringere Austrittsgeschwindigkeit und die größere dynamische Viskosität von Wasser reduziert. Mit der größeren Austrittsgeschwindigkeit ist für Kraftstoff auch im Verlauf der Einspritzung eine größere Eindringtiefe zu erwarten. Abbildung 4 zeigt die gemessene Spraygeschwindigkeit, die anhand der axialen Eindringtiefe ausgewertet wurde. Die Ermittlung der Eindringtiefe aus den Highspeed-Videos entspricht den SAE-Vorgaben in [11] für die Hockdruckeinspritzung und einer Mittelung über jeweils drei Versuche.

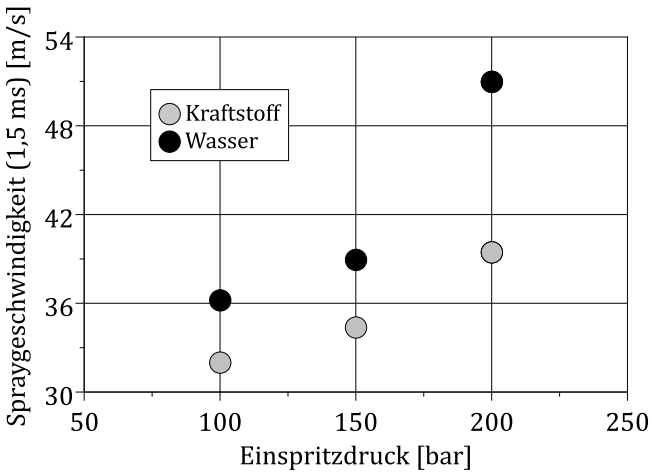


Abbildung 4: Auswertung der Spraygeschwindigkeit in Abhängigkeit des Einspritzdruckes

Bei konstanter Kammerdichte (hier $4\,^{kg}/_{m^3}$) steigt die Spraygeschwindigkeit proportional zum Einspritzdruck. Unabhängig vom Einspritzdruck weist Wasser (1,5 ms nach Einspritzbeginn) stets die höhere Spraygeschwindigkeit auf.

Der scheinbare Widerspruch von Austrittsgeschwindigkeit zu Spraygeschwindigkeit wird auch in dem in [17] abgebildeten Verlauf der Eindringtiefe bestätigt. Kraftstoff weist zunächst eine höhere Spraygeschwindigkeit auf, was sich während des Einspritzverlaufs umkehrt. Generell wird die sinkende Spraygeschwindigkeit im Verlauf der Einspritzung [7, S. 143] durch die aerodynamischen Kräfte begründet. Wenn die Tropfen von Wasser und Kraftstoff unterschiedlich stark abgebremst werden, lässt das auf einen größeren Tropfendurchmesser von Wasser schließen. Kleinere Tropfen sind auf Grund des größeren und damit ungünstigeren Oberflächen-Volumen-Verhältnis einem stärkeren aerodynamischen Widerstand ausgesetzt [7, S. 143].
Abbildung 5 zeigt ein Beispiel der Analyse der Tropfengrößenverteilung für Wasser im Vergleich zu Kraftstoff, welche in [13; 17] genauer erläutert wurde. Alle Ergebnisse bestätigen, dass Wasser unter denselben Bedingungen stets einen größeren sowie teilweise über 60 % größeren mittleren Tropfendurchmesser (Sauter Mean Diameter, SMD) aufweist.

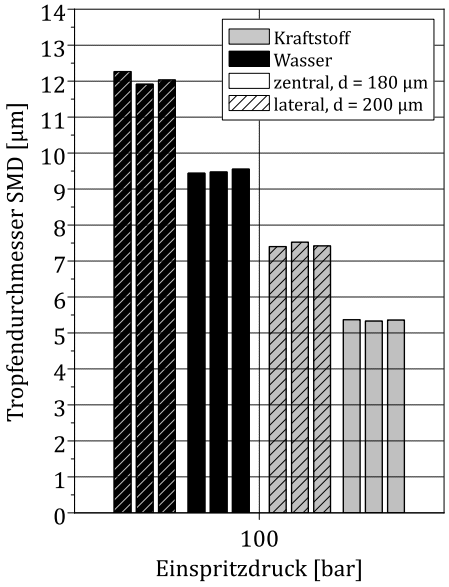


Abbildung 5: Tropfendurchmesser in Abhängigkeit des Düsenlochdurchmessers

Neben steigendem Einspritzdruck p_{Inj} kann ein reduzierter Düsenlochdurchmesser d den SMD signifikant reduzieren. Die Ergebnisse der Tropfengrößenmessung aus [13] bei einem Einspritzdruck von $p_{\mathrm{Inj}} = 100\,\mathrm{bar}$ vergleichen einen lateralen

Injektor mit einem zentralen Injektor. Ohne das Düsenlayout der verschiedenen Injektoren zu berücksichtigen, weist der um 20 μm reduzierte Düsenlochdurchmesser einen um über 2 μm gesenkten Tropfendurchmesser auf. Drei Widerholungsmessungen pro Injektor und Fluid weisen eine maximale relative Standardabweichung von unter 1,5 % auf.

Ergebnisse: Thermodynamische Analyse

In stationären, klopfbegrenzten Betriebspunkten des Einzylinder-Forschungsmotors bei konstanter Last ($p_{\mathrm{mi}} = 15\,\mathrm{bar}$) und verschiedenen Drehzahlen ($n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$, $2000\,\mathrm{min}^{-1}$ und $2500\,\mathrm{min}^{-1}$) wird der Einfluss des Wasser-Kraftstoff-Verhältnisses (WKV = 0 ... 50 %) anhand der Ergebnisse von indirekter Wassereinspritzung IWE und direkter Wassereinspritzung DWE analysiert. Zum Vergleich der Einspritzkonzepte werden die gemittelten Messergebnisse mit einem Wassereinspritzdruck von $p_{\mathrm{W,IWE}} = 5 \ldots 10\,\mathrm{bar}$ und $p_{\mathrm{W,DWE}} = 50 \ldots 200\,\mathrm{bar}$ in folgenden Auswertungen gegenübergestellt. In Abbildung 6 wird die Optimierung des Verbrennungsschwerpunkts $\Delta\varphi_{\mathrm{VSP}}$ durch Wassereinspritzung dargestellt.

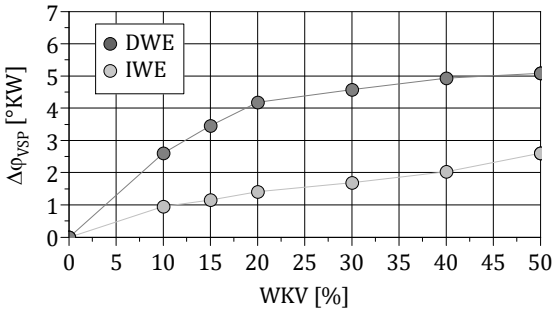


Abbildung 6: Einfluss des WKV auf die Optimierung des Verbrennungsschwerpunkts

Der Verbrennungsschwerpunkt φ_{VSP} repräsentiert hier den Wirkungsgrad des Motors. Die Brenndauer, die ebenfalls Einfluss auf den Wirkungsgrad nimmt, wird durch Wassereinspritzung zwar zunächst verlängert, aber durch die Zündzeitpunktverstellung kompensiert [19]. Durch den Eintrag von Wasser, dessen klopfmindernde Wirkung und die dadurch ermöglichte Zündzeitpunktverstellung, kann der Verbrennungsschwerpunkt φ_{VSP} mit beiden Einspritzkonzepte sichtlich optimiert werden.
In den Referenzpunkten (WKV = 0 %) dieser Messungen lag dieser bei $\varphi_{\mathrm{VSP}} \approx 14\,°\mathrm{KW}$. Während mit sehr geringen Wassermengen deutliche Verbesserungen erzielt werden können, tritt bereits ab WKV = 20 % eine leichte Sättigung des

Effektes ein. Die DWE erzielt bereits ab WKV = 20 % den wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{\mathrm{VSP}} \approx 8\,^{\circ}\mathrm{KW}$ [20]. Die IWE erreicht diesen auch mit WKV = 50 % noch nicht. Ein möglicher Grund für diese Diskrepanz sind die geringere Qualität des Strahlaufbruchs und die hohe Wahrscheinlichkeit zur Wandbenetzung der IWE. Gegenüber der DWE kann die Verdampfung bei der IWE dadurch später einsetzen, was den Beitrag zur Reduzierung von Verdichtungsendtemperatur und Klopfneigung mindert.
Die Abgastemperatur hingegen, deren Reduktion ΔT_{Abg} in Abbildung 7 dargestellt ist, wird durch beide Einspritzkonzepte und mit zunehmendem WKV deutlich und in ähnlichem Umfang reduziert.

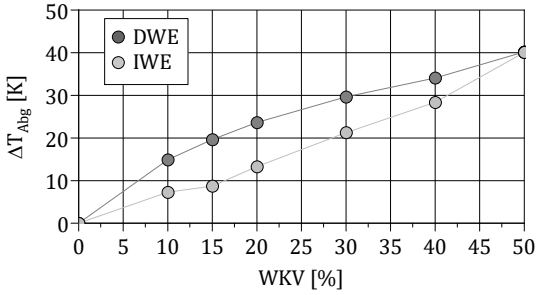


Abbildung 7: Einfluss des WKV auf die Reduzierung der Abgastemperatur

Bei WKV = 50 % ist eine maximale Abkühlung der Abgastemperatur um bis zu 50 K, wie in einem Beispiel in [19], möglich. Zusammenfassend hat das Einspritzkonzept gravierenden Einfluss auf den Verbrennungsschwerpunkt, während die Abgastemperatur primär von der Wassermenge abhängig ist.
Abbildung 8 zeigt den Einfluss des Wasser-Kraftstoff-Verhältnisses WKV und des Einspritzkonzeptes auf die gasförmigen Schadstoffemissionen. Zunächst wirkt sich unabhängig vom Einspritzkonzept ein zunehmendes WKV bei stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda \approx 1$) positiv auf die CO- und NO_x-Emissionen und negativ auf die HC-Emissionen aus.
Die Tendenz der Ergebnisse wird in [21–23] bestätigt und beispielsweise auf die Beeinflussung der Gemischbildung, der Verbrennungstemperatur und das Quenching zurückgeführt. Im Bereich der Nennleistung hingegen, in dem in der Regel mit Kraftstoff angereichert ($\lambda < 1$) wird, ist durch Wassereinspritzung zunächst mit einer Steigerung der NO_x-Emissionen und Senkung der HC-Emissionen zu rechnen, da das Verbrennungsluftverhältnis angehoben werden kann. Die Vermeidung der Kraftstoffanreicherung ermöglicht wiederum die Konvertierung dieser Emissionskomponenten mittels Dreiwege-Katalysator [21].

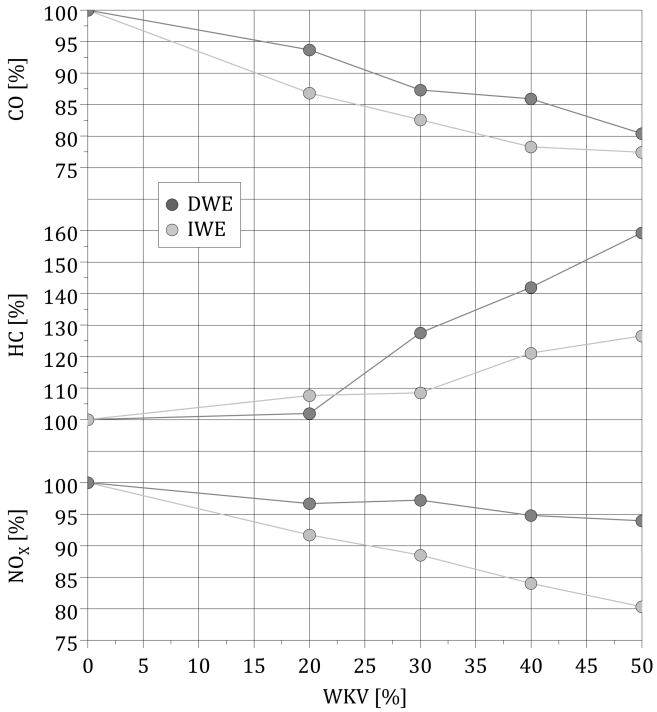


Abbildung 8: Einfluss von WKV und Einspritzdruck auf die gasförmigen Emissionen

Das Einspritzkonzept macht sich im Wesentlichen bei den HC- und NO_x-Emissionen bemerkbar, sodass mit zunehmendem Wasser-Kraftstoff-Verhältnis ein Vorteil der IWE entsteht. HC-Emissionen entstehen beispielsweise auf Grund von Inhomogenitäten in der Gemischbildung. Während der Zeitpunkt der indirekten Wassereinspritzung vor dem der Kraftstoffeinspritzung liegt, erfolgt die direkte Wassereinspritzung danach, was zu einer negativen Beeinflussung der Ladungsbewegung führen kann. Die NO_x-Emissionen, deren Entstehung durch hohe Verbrennungstemperaturen begünstigt wird, kann durch beide Wassereinspritzkonzepte gesenkt werden. Da die DWE jedoch auch eine vorgezogene Verbrennungsschwerpunktlage ermöglicht, steigen die Verbrennungstemperatur und die Stickoxide wieder.

Ergebnisse: Wasserwirkungsgrad

Anhand der Ergebnisse wird der unterschiedliche Einfluss der Wassereinspritzung auf einzelne Motorparameter deutlich. Mit Hilfe des definierten Wasserwirkungsgrads kann der tatsächliche Nutzen der Wassereinspritzung in Bezug auf die Ver-

brennungsparameter, den Verbrennungsschwerpunkt φ_{VSP} und die Abgastemperatur T_{Abg}, sowie die gasförmigen Emissionen ermittelt und mit dem dafür erforderlichen Aufwand, der durch das entsprechende WKV beschrieben wird, ins Verhältnis gesetzt werden.

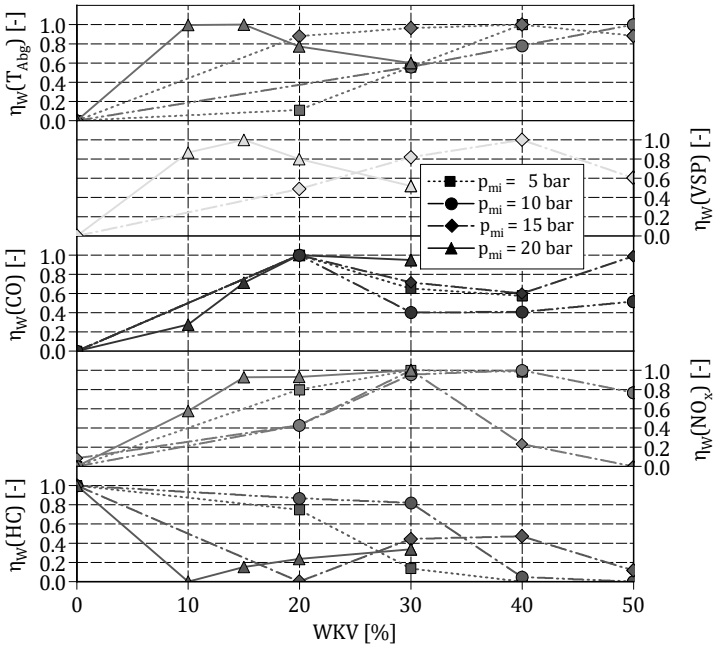


Abbildung 9: Auswertung des Wasserwirkungsgrads in Abhängigkeit der Motorlast

Zunächst ist, unabhängig vom Einspritzkonzept, in Abbildung 9 der Wasserwirkungsgrad in Abhängigkeit der Motorlast p_{mi} bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ dargestellt. Die Zielgrößen sind dabei die oben genannten Verbrennungsparameter und gasförmigen Emissionen.

Die Abgastemperatur T_{Abg} wird, wie in dem Beispiel in Abbildung 7 dargestellt, durch eine zunehmende Wassermenge stetig reduziert. Anhand des Wasserwirkungsgrads ist zu sehen, dass insbesondere bei hohen Lasten das höchste Nutzen-Aufwand-Verhältnis bereits bei geringeren Wasser-Kraftstoff-Verhältnissen erreicht ist. Zum Beispiel ist bei $p_{\mathrm{mi}} = 20\,\mathrm{bar}$ ein WKV $= 10\,\%$ und bei $p_{\mathrm{mi}} = 10\,\mathrm{bar}$ ein WKV $= 50\,\%$ am effektivsten. Somit gilt, dass mit zunehmender Last das optimale WKV sinkt.

Der Verbrennungsschwerpunkt φ_{VSP} weist ein Optimum bei $p_{\mathrm{mi}} = 20\,\mathrm{bar}$ von WKV $= 20\,\%$ und $p_{\mathrm{mi}} = 15\,\mathrm{bar}$ von WKV $= 40\,\%$ auf. Das heißt auch hier, dass

mit zunehmender Last das optimale WKV sinkt. Für geringere Lasten ist eine Auswertung des Wirkungsgrads bezüglich des Verbrennungsschwerpunkts nicht sinnvoll, da sich dieser unterhalb der Klopfgrenze bereits im Optimum befindet.
Die gasförmigen Emissionen werden von der Wassermenge sehr unterschiedlich beeinflusst. Der optimale Wasserwirkungsgrad liegt bezüglich der CO-Emissionen lastunabhängig bei WKV = 20 % und bei den NO_x-Emissionen bei WKV = 30 %, wobei das Optimum für $p_{\mathrm{mi}} = 20\,\mathrm{bar}$ nahezu schon ab WKV = 15 % erreicht scheint. Hinsichtlich der HC-Emissionen liegt das Optimum (bei $\lambda = 1$) immer bei WKV = 0 %, da sie durch die Anwesenheit von Wasser ausschließlich gesteigert werden. Somit liegt der Kompromiss der gasförmigen Emissionen bei WKV $\leq$ 20 %.
In Abbildung 10 ist der Wasserwirkungsgrad ebenfalls noch konzeptunabhängig in Abhängigkeit der Motordrehzahl n bei $p_{\mathrm{mi}} = 5\,\mathrm{bar}$ dargestellt. Die Zielgrößen sind bis auf den Verbrennungsschwerpunkt identisch. Dieser bleibt hier unberücksichtigt, da dieser bei gegebener Motorlast stets im Optimum liegt.

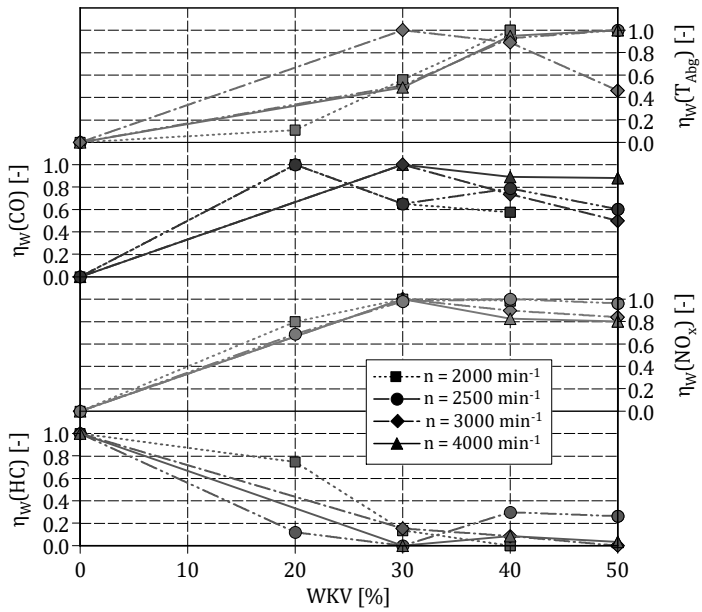


Abbildung 10: Auswertung des Wasserwirkungsgrads in Abhängigkeit der Motordrehzahl

Die Abgastemperatur T_{Abg} wird durch eine zunehmende Wassermenge stetig reduziert, sodass der optimale Wasserwirkungsgrad für die meisten Drehzahlen bei

WKV = 50 % liegt. Bei $n = 3000\,\mathrm{min}^{-1}$ liegt das Optimum bereits bei WKV = 30 %. Diese Tatsache lässt jedoch noch keine Rückschlüsse auf den Einfluss sinkender oder steigender Drehzahl auf ein optimales WKV zu.
Die gasförmigen Emissionen weisen einen recht drehzahlunabhängigen Wasserwirkungsgrad auf. Das Optimum als Kompromiss der drei Emissionskomponenten liegt ähnlich wie bei der Lastabhängigkeit bei WKV < 30 %. Bezogen auf die geringste untersuchte Drehzahl $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ liegt der optimale Wasserwirkungsgrad insbesondere bezüglich der CO-Emissionen und HC-Emissionen bereits bei WKV ≤ 20 %.
Abbildung 11 zeigt die Ergebnisse des Wasserwirkungsgrads in Abhängigkeit des Einspritzkonzepts (Motorlast $p_{\mathrm{mi}} = 15\,\mathrm{bar}$, Drehzahl $n = 2500\,\mathrm{min}^{-1}$).

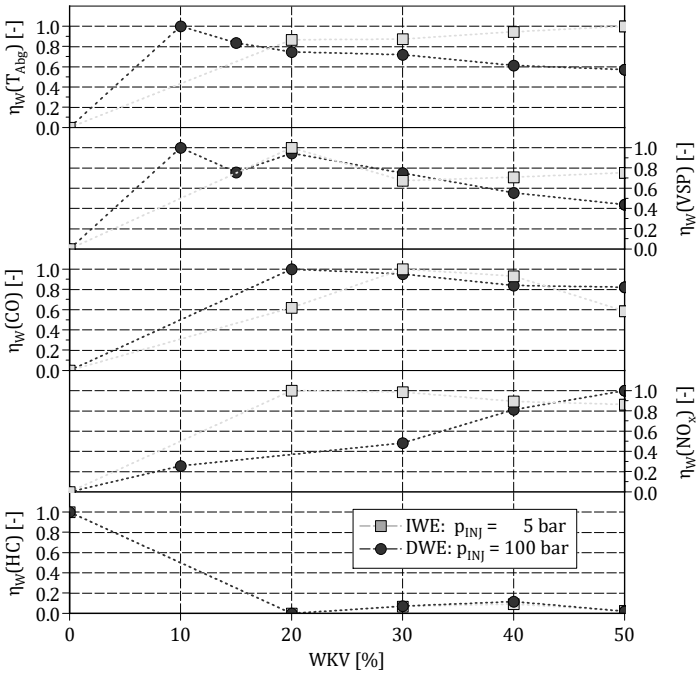


Abbildung 11: Auswertung des Wasserwirkungsgrads in Abhängigkeit des Einspritzkonzepts

Die Abgastemperatur T_{Abg} wird, wie in Abbildung 7 dargestellt, durch beide Konzepte mit zunehmender Wassermenge stetig reduziert. Hinsichtlich des Einspritzkonzeptes wird hier deutlich, dass für das Erreichen des optimalen Wasserwirkungsgrads mit der DWE nur WKV = 10 % erforderlich ist. Bei der IWE

wird bereits mit WKV = 20 % die größte relative Abkühlung erreicht, aber am effektivsten ist sie erst bei WKV = 50 %. Somit gilt, dass bei direkter Wassereinspritzung das optimale Wasser-Kraftstoff-Verhältnis geringer ausfällt.
Hinsichtlich des Verbrennungsschwerpunkts φ_{VSP} liegt das Wirkungsgradoptimum für die DWE bei WKV = 10 % und für die IWE bei WKV = 20 %. Somit gilt auch hier, dass für die DWE ein geringeres WKV zum Erreichen des Optimums ausreicht.
Die gasförmigen Emissionen weisen in Abhängigkeit des Einspritzkonzepts deutliche Unterschiede in den Wasserwirkungsgradoptima auf. Bezüglich der CO-Emissionen liegt das Optimum für DWE bei WKV = 20 % und für IWE bei WKV = 30 %. Das Optimum der NO_x-Emissionen ist für IWE bereits bei WKV = 20 % und bei DWE erst bei WKV = 50 % erreicht. Die HC-Emissionen werden für beide Einspritzkonzepte bereits bei WKV = 20 % maximal negativ beeinflusst. Somit ergibt sich ein globales Optimum der gasförmigen Emissionen für IWE und DWE bei WKV $\leq$ 20 %.

Zusammenfassung und Ausblick

Sollte die Wahl des Einspritzkonzeptes völlig frei getroffen werden können, so empfiehlt sich nach Auswertung und Vergleich aller Messdaten die Verwendung der direkten Wassereinspritzung DWE. Da das Einspritzkonzept passend zum Motorkonzept ausgewählt werden sollte, ergeben sich gegebenenfalls andere als die hier erläuterten Anforderungen. Zur Vergleichbarkeit verschiedener Einspritz- und Motorkonzepte werden die Empfehlungen bezogen auf die Verbrennungsparameter wie λ, T_{Abg}, φ_{VSP} für DWE (mit HD-Einspritzung) und IWE (mit ND-Einspritzung) unterteilt. Je nach Motorkonzept können die Verbrennungsparameter in der Wirkungsgradberechnung mit Gewichtungsfaktoren multipliziert werden. So sollte zum Beispiel im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen stets das Erreichen eines stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses λ bei einer zulässigen Abgastempertaur T_{Abg} oberste Priorität erhalten. Zur Senkung der Treibhausgasemissionen sollte diesem Faktor die höchste Gewichtung beigemessen werden. Im Betriebsbereich des Einzylindermotors konnten alle Betriebspunkte bei $\lambda = 1$ erreicht werden.
Direkt an zweiter Stelle steht der Wirkungsgrad des Motors, der wesentlich durch den Verbrennungsschwerpunkt φ_{VSP} charakterisiert ist. Diesen gilt es zu optimieren und ebenfalls in der Berechnung mit hoher Priorität zu behandeln. Bis zur Klopfgrenze wird der optimale $\varphi_{\mathrm{VSP,opt}}$ angestrebt, darüber hinaus gilt es, den frühestmöglichen φ_{VSP} zu erreichen.
Schließlich werden weitere Kenngrößen, wie die Emissionen, unter dem Einsatz einer möglichst geringen Wassermenge optimiert. Da z. B. die gasförmigen Schadstoffemissionen HC, CO und NO_x kein gemeinsames Optimum aufweisen, könnte

entweder wiederum eine Gewichtung eingeführt oder das hier vorgestellte globale Optimum verwendet werden. Die „Wasserverträglichkeit“ der Partikelemissionen ist nach [19] mit der der Kohlenwasserstoffe (HC-Emissionen) zu vergleichen, sodass diesbezüglich das WKV so gering wie möglich gehalten werden sollte.

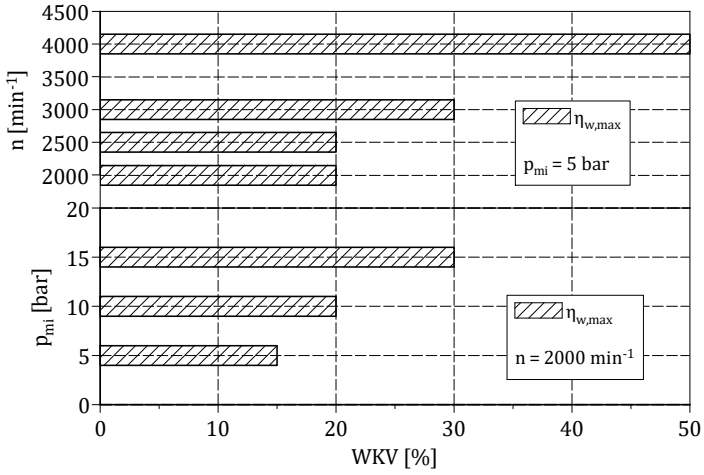


Abbildung 12: Ermittlung des optimalen WKV in Abhängigkeit des maximalen Wasserwirkungsgrads für Last und Drehzahl

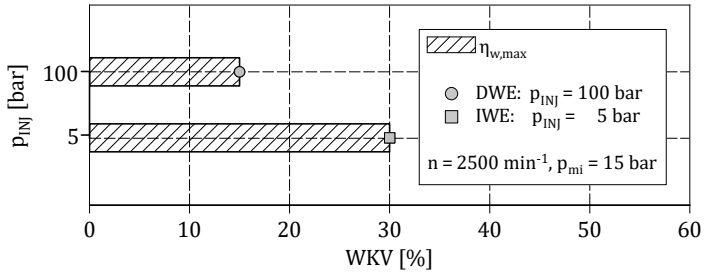


Abbildung 13: Ermittlung des optimalen WKV in Abhängigkeit des maximalen Wasserwirkungsgrads für das Einspritzkonzept

Entsprechend der zusammenfassenden Wirkungsgradbetrachtung in Abbildung 12 empfiehlt sich, bei geringen Motorlasten (p_{mi}) kein Wasser oder das minimal mögliche Wasser-Kraftstoff-Verhältnis WKV zu verwenden. Bei den vorgestellten Versuchsträgern liegt dieses Minimum in Abhängigkeit der Kraftstoffmenge bei

WKV = 10 %. Bei hohen Motorlasten können durch das Wasser Verbrennungsanomalien vermieden und der Verbrennungsschwerpunkt optimiert werden, sodass das optimale WKV in den untersuchten Betriebspunkten 30 % erreicht.
Während bei geringen Drehzahlen das Wasserwirkungsgradoptimum bei WKV = 20 % liegt, nimmt mit steigender Motordrehzahl der Bedarf nach einem höheren WKV zu.
Zusammenfassend werden in Bereichen höherer Leistung, die mit dem Einzylindermotor nicht abgedeckt werden konnten, deutlich höhere Wassermengen erforderlich, um die steigende Abgastemperatur und spätere Schwerpunktlage kompensieren zu können.
Grundsätzlich gilt aus der theoretischen Betrachtung, dass mit steigendem Einspritzdruck der Strahlaufbruch verbessert wird und die Wahrscheinlichkeit einer gleichmäßigen Verteilung und Verdampfung steigt. Im Motoreinsatz ist allerdings zu bedenken, dass der Einspritzdruck signifikanten Einfluss auf die Eindringtiefe hat. Der Wasserwirkungsgrad bestätigt den reduzierten Wasserbedarf bei direkter Wassereinspritzung.
Zu dem hier vorgestellten Einzylindermotor, der im FVV-Projekt „Wassereinspritzung in Ottomotoren“ eingesetzt wurde, existiert ein geometrisch ähnlicher Dreizylindermotor, dessen Einsatz in dem Folgeprojekt „Wassereinspritzung in Ottomotoren II“ geplant ist. Neben der Erweiterung des Betriebsbereichs durch den Dreizylindermotor eignen sich z. B. die Entwicklung eines optimierten Injektorlayouts und die Ermittlung der minimal erforderlichen Wassermenge als weitere Forschungsthemen zur Optimierung der Wassereinspritzung.

Literatur

[1] Merker, G. P.; Schwarz, C.; Teichmann, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012. ISBN: 978-3-834-81987-1.

[2] Kestin, J.; Sokolov, M.; Wakeham, W. A.: „Viscosity of liquid water in the range −8 °C to 150 °C“. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 7.3 (1978), S. 941–948. ISSN: 0047-2689. DOI: 10.1063/1.555581.

[3] Korson, L.; Drost-Hansen, W.; Millero, F. J.: *Viscosity of Water at Various Temperatures*. Florida, 1969.

[4] VDI e. V.; VDI-GVC, Hrsg.: *VDI-Wärmeatlas*. 11. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013. ISBN: 978-3-642-19980-6. DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3.

[5] Yaws, C. L.: *Thermophysical properties of chemicals and hydrocarbons*. Norwich, NY: William Andrew, 2008. ISBN: 978-0-8155-1596-8.

[6] Sens, M.; Riess, M.; Maass, J.; Marohn, R.: „Temperaturunterstützte Gemischaufbereitung im DISI Brennverfahren“. In: *8. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2012*. Hrsg. von Tschöke, H. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012.

[7] Leick, P.: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays: Dissertation*. Technische Universität Darmstadt, 2008.

[8] Ohnesorge, W. V.: „Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen“. In: *ZAMM – Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik 16.6* 355-358 (1936).

[9] Nitsche, W.: *Strömungsmeßtechnik*. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer, 1994. isbn: 3-540-54467-4. doi: 10.1007/978-3-662-10111-7.

[10] Ernst, J.: *Experimentelle und numerische Analyse des Impulses von aufbereitetem Kraftstoffspray im düsennahen Bereich der Dieseleinspritzung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. isbn: 978-3-658-09384-6. doi: 10.1007/978-3-658-09385-3.

[11] SAE International, Hrsg.: *Gasoline Fuel Injector Spray Measurement and Characterization, J2715*. 2007.

[12] Bower, G.; Chang, S. K.; Corradini, M. L.; El-Beshbeeshy, M.; Martin, J. K.; Krueger, J.: „Physical Mechanisms for Atomization of a Jet Spray: A Comparison of Models and Experiments“. In: *SAE Technical Paper Series*. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 1988. doi: 10.4271/881318.

[13] Gern, M. S.; Kauf, M.; Baar, R.: „Experimental investigation of water injection and strategy concepts for gasoline engines“. In: *Fuel Systems for Engines*. London: Institution of Mechanical Engineers, 2018, S. 105–115. isbn: 978-0-9956263-4-8.

[14] Hunger, M.; Böcking, T.; Walther, U.; Günther, M.; Freisinger, N.; Karl, G.: „Potential of Direct Water Injection to Reduce Knocking and Increase the Efficiency of Gasoline Engines“. In: *Knocking in Gasoline Engines*. Hrsg. von Günther, M.; Sens, M. Springer International Publishing, 2018, S. 338–359. isbn: 978-3-319-69759-8.

[15] Franzke, B.; Vosshall, T.; Adomeit, P.; Müller, A.: „Wassereinspritzung zur Erfüllung zukünftiger RDE-Anforderungen für Turbo-Ottomotoren“. In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 80.3 (2019), S. 32–41. doi: 10.1007/s35146-018-0168-6.

[16] Vacca, A.; Bargende, M.; Chiodi, M.; Franken, T.; Netzer, C.; Gern, M. S.; Kauf, M.; Kulzer, A. C.: „Analysis of Water Injection Strategies to Exploit the Thermodynamic Effects of Water in Gasoline Engines by Means of a 3D-CFD Virtual Test Bench“. In: *SAE International Conference on Engines & Vehicles (ICE 2019)*. Hrsg. von SAE International. Capri, Italien, 2019. doi: 10.4271/2019-24-0102.

[17] Gern, M. S.; Kauf, G. M.; Vacca, A.; Franken, T.; Kulzer, A. C.: „Ganzheitliche Methode zur Bewertung der Wassereinspritzung im Ottomotor“. In: *MTZ – Motortechnische Zeitschrift* 80.7-8 (2019), S. 124–129. doi: 10.1007/s35146-019-0070-x.

[18] Lemmon, E. W.; McLinden, M. O.; Friend, D. G.: „Thermophysical Properties of Fluid Systems“. In: *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69*. Hrsg. von Linstrom, P. J.; Mallard, W. G. Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology, 2020. doi: 10.18434/T4D303.

[19] Gern, M. S.; Vacca, A.; Bargende, M.: „Experimental Analysis of the Influence of Water Injection Strategies on DISI Engine Particle Emissions“. In: *SAE International Conference on Engines & Vehicles (ICE 2019)*. Hrsg. von SAE International. Capri, Italien, 2019. doi: 10.4271/2019-24-0101.

[20] Bargende, M.: „Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung – Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren“. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* Heft 56, Okt. 1995 (1995), S. 632–638.

[21] Durst, B.; Unterweger, G.; Rubbert, S.; Witt, A.; Böhm, M.: „Thermodynamische Wirkung der Wassereinspritzung beim Ottomotor – ein Konzeptvergleich“. In: *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*. Hrsg. von Eichlseder, H.; Wimmer, A. Graz, 2015, S. 443–454.

[22] Hoppe, F.; Thewes, M.; Baumgarten, H.; Dohmen, J.: „Water injection for gasoline engines: Potentials, challenges, and solutions“. In: *International Journal of Engine Research* 17.1 (2015), S. 86–96. issn: 1468-0874. doi: 10.1177/1468087415599867.

[23] Brusca, S.; Lanzafame, R.: „Water Injection in IC – SI Engines to Control Detonation and to Reduce Pollutant Emissions“. In: *JSAE/SAE International Spring Fuels and Lubricants Meeting*. SAE International, Warrendale, PA, United States, 2003. doi: 10.4271/2003-01-1912.

Biografische Notizen

Maike Gern hat während ihres Fahrzeugtechnik-Studiums an der Technischen Universität Berlin viele Lehrveranstaltungen des Fachgebiets Fahrzeugantriebe (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) besucht. Im Jahr 2011 lernte sie Professor Baar zu seinem Antritt als Fachgebietsleiter kennen. 2013 begann Maike Gern ihre Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin und übernahm 2014 die Position der Oberingenieurin. Ihre Promotion zu dem Thema Wassereinspritzung bei Ottomotoren, welche von Professor Baar initiiert wurde, ist in 2020 geplant.
Professor Baar verlangte stets hohen Einsatz von seinen Doktorand*innen und betraute sie mit immer neuen Herausforderungen. Gleichzeitig brachte er jedem großes Vertrauen entgegen, was es ermöglichte, Verantwortung zu übernehmen und mit großen Freiheiten wissenschaftlich zu arbeiten.
Professor Baar hat mich stets gefördert und durch seine Art tief beeindruckt und nachhaltig geprägt. Seine einzigartige, motivierende Persönlichkeit fehlt.

Ugur Senyüz hat mit Beginn seines Masterstudiums im Maschinenbau an der Technischen Universität Berlin erstmals eine Lehrveranstaltung von Professor Baar besucht. Infolge der lehrreichen Gestaltung des Moduls wurde sein Interesse an dem Gebiet der Fahrzeugantriebe verstärkt, weshalb er sich dazu entschloss, weitere Lehrveranstaltungen sowie seine Masterarbeit am Fachgebiet Fahrzeugantriebe zu absolvieren. Unter der Betreuung von Frau Gern beschäftigt sich Herr Senyüz ebenfalls mit der Wassereinspritzung bei Ottomotoren.
Auch wenn ich leider nicht die Möglichkeit hatte, mit Professor Baar näher zusammenzuarbeiten, teile ich seinen Verlust und möchte mein aufrichtiges Mitgefühl ausdrücken.

Dr. Helmut Ruhland wurde 1997 an der RWTH Aachen zum Thema „Einfluss der Quetschflächen auf die Verbrennung im Ottomotor“ promoviert. Seit 1997 hielt er verschiedene Funktionen innerhalb der Ford Werke GmbH. Derzeit leitet er innerhalb der Forschung und Vorentwicklung die Brennverfahrensentwicklung für Otto- und Dieselmotoren. Während dieser Tätigkeit führte er verschiedene Projekte zum Thema Wassereinspritzung bei Ottomotoren zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Roland Baar durch.
Ich bin glücklich darüber, Herrn Prof. Baar kennengerlernt zu haben. Die ruhige und bescheidene Arbeitsweise, gepaart mit einem großen Erfahrungsschatz und ingeniösem Ideenreichtum machte die – leider viel zu kurze – Zusammenarbeit mit Prof. Baar zu einer Bereicherung.

Carsten Weber schloss das Studium an der RWTH Aachen im Jahr 1994, im Fachbereich der angewandten Thermodynamik, mit dem Diplom ab. Seit dem Eintritt in die Firma Ford besetzte er verschiedene Funktionen in der Produktentwicklung. Derzeit leitet er die europäische Forschung und Vorentwicklung im Bereich Motor & Antrieb. Während dieser Zeit initiierte und leitete er unterschiedliche Forschungsvorhaben mit dem Fachbereich von Herrn Roland Baar.
Es war mir eine große Ehre und besondere Freude, mit Herrn Prof. Baar arbeiten zu dürfen. Tief beeindruckt hat mich seine konzentrierte, detaillierte Arbeitsweise gepaart mit technologischem Wissen und Weitblick. Die sehr gute und verlässliche Zusammenarbeit sowie die inspirierenden Gespräche werde ich stets in guter Erinnerung behalten.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Numerical investigations of the early flame propagation of a pre-chamber ignition system in a high pressure combustion cell

Marcus Wöbke, Kenan Auger, Michael Rieß, Marc Sens

This publication focuses on the impact of numerical spark modeling on the early flame propagation of a pre-chamber combustion system under simplified boundary conditions in a high-pressure combustion cell. First, the detailed combustion and spark-ignition model is described. Then the influences of the meshing strategy, the source location, and the thermal wall boundary condition on the early flame propagation is studied. Schlieren and OH chemiluminescence images for various pre-chamber geometries at different ignition pressures, which were taken in the course of preliminary experiments, serve as the basis for the validation of the numerical results. The validation of the numerical approach against the experimental findings is discussed for two different ignition pressures. The objective is to calibrate the model with regard to the pressure trace and the flame structure.*

Introduction

Today's most likely scenario for future powertrains still incorporates the internal combustion engine, though admittedly not as the main propulsion system (ICE only) but in combination with light (xHEV) or rather powerful (PHEV) electrification. Consequently, the optimization of the ICE in both efficiency and pollutant emissions is crucial for competing against powertrains with locally zero emissions. An advanced ignition system such as the pre-chamber spark plug (PCSP) was shown to be a beneficial complementary technology or might even act as an enabler for the high-potential ICE technologies mentioned above [1; 2]. Compared with conventional spark plugs, the ignition energy of the PCSP is higher by more than two orders of magnitude. Furthermore, the multiple ignition sources realized by the flame or hot gas jets from the pre-chamber lead to a significantly higher mixture coverage approaching a spatial ignition. Previous publications indicate a great fuel-saving potential [1; 2], which makes the PCSP component a very interesting technology – also and specifically because it is relatively easy to integrate into an engine in terms of packaging and costs. As already discussed in [3], the

pre-chamber itself needs to be accurately matched to the needs of the specific engine and its combustion system. Thus, it is of major importance to understand in detail the influence of the numerous pre-chamber design parameters (volume, A/V, hole size, surface, material, etc.) onto the inflammation within the pre-chamber and subsequently inside the main combustion chamber, also under varying boundary conditions, e.g. from engine cold start to full-load operation. These differing boundary conditions demand a compromise layout of the pre-chamber with the best performance possible.

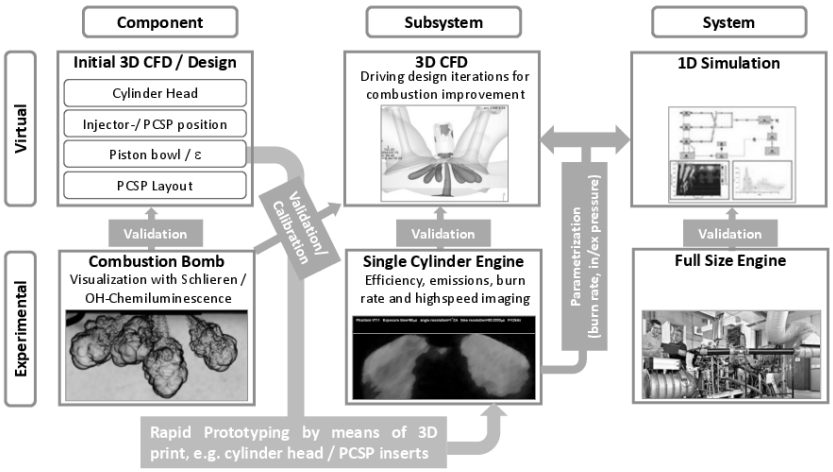


Figure 1: Assessment and development of a PCSP combustion system [2]

A major requirement for approaching the optimal design and for an efficient combustion development work, especially for PCSP-based systems with their numerous influencing parameters, is the application of high-fidelity models, which make a predictive simulation of the pre-chamber combustion process possible. Thus, this paper describes in detail the work performed within an all-embracing PCSP engine development activity (see figure 1), emphasizing particularly the sensitivity of the calibration of spark-ignition model parameters and thermal wall function model parameters on the early flame propagation inside the pre-chamber and the flame behavior inside the overflow channels of the pre-chamber.
As can be seen in the left part of figure 1, the combustion models and submodels are calibrated against the results of various combustion bomb experiments, which were carried out initially in the course of this pre-chamber project. The results of the combustion bomb experiments as well as the measurement methodology and the applied measurement technique are discussed in detail in Wöbke et al. [3].

Numerical methods

The simulation of a PCSP combustion system was carried out with the CFD software CONVERGE. The code uses a Cartesian cut-cell mesh generation method, which is able to represent any complex geometry precisely. CONVERGE facilitates a fast and easy automated mesh generation. The numerical problem was solved using the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) approach coupled with a detailed chemical kinetics solver. For turbulence modeling, the RNG-k-ε-model was used [4; 5].

The spark-ignited premixed pre-chamber combustion is affected by different phenomena like the local instantaneous flow field, mixture properties, the turbulence generation, and the heat transfer losses inside the orifices. The design of the overflow channels of a PCSP and the mixture properties have a strong influence on the ignition type, i.e. flame or hot-jet ignition. The velocity and the turbulence intensity of the propagating flame inside the orifices is increased and leads to flame stretching and flame quenching effects as well as to elevated heat losses to the surrounding walls. This prevents the flame being self-sustainable due to an insufficient temperature level. The premixed pre-chamber combustion inside a high-pressure combustion cell with stagnant flow conditions covers a wide range of flame regimes according to the Borghi-Peter's diagram for a turbulent premixed combustion. There is considerable uncertainty about the validity of the flamelet modeling approach with regard to e.g. flame kernel development, flame propagation inside the pre-chamber, propagation through the orifices, and inflammation or re-ignition inside the main chamber [1–3; 6–8].

For the combustion modeling the detailed chemistry solver SAGE was used, which is part of the CONVERGE CFD software package and was introduced by Senecal et al. [9]. The solver estimates the chemical heat release and the production and consumption of the species. Every computational cell is treated as a constant-volume reactor. The computational time is reduced by an adaptive zoning algorithm in CONVERGE, which is similar to the strategy introduced by Babajimopoulos et al. [10]. Cells with similar thermodynamic properties are grouped and treated as one reactor [5].

In this work a stoichiometric methane combustion was studied with the GRI-Mech 3.0 mechanism. The mechanism consists of 53 species and 325 reactions and it is the most frequently used mechanism for methane combustion. Its accuracy has been demonstrated in many cases, e.g. the calculation of ignition delays, of species profiles, or of flame speeds over a wide range of equivalence ratios, temperatures and pressure levels [11].

During the oxidation of methane, the species OH^*, $CO_2{}^*$ and CH^* are produced in their excited electronic molecular states, denoted by an asterisk. The excited radicals decay into a ground state by the emission of light. In the preliminary ex-

periments the light emission of the OH^* radical at a wavelength of approximately 307 nm was recorded with a Vision Research Phantom v1610 high-speed camera and a video-scope gated intensifier (LaVision high-speed IRO, cathode type: S20 P46) to amplify the weak OH^* chemiluminescence signal. The OH^* radical acts as a marker for the flame propagation and the location of the flame front [3; 12–15]. The comparison between the results of the combustion modeling and the experimental results made it necessary to implement the elementary reactions for the creation of the OH^* radical and its thermodynamic properties in the GRI-Mech 3.0 mechanism. The list of reactions involving OH^* is presented in table 1. The transport properties of OH^* are the same as those of the OH radical. The thermodynamic properties are identical to radical attributes in it's ground state, except for the formation enthalpy [16].

Table 1: List of reactions involving OH^*

No	**Elementary reaction**	$\boldsymbol{A}$	$\boldsymbol{b}$	$\boldsymbol{E_a}$	**Reference**
-	-	$^{cm^3}/_{mol \cdot s}$	-	$^{cal}/_{mol}$	-
1	$H + O + M \rightleftharpoons OH^* + M$	$1.5E+13$	0	5971	[17]
2	$CH + O_2 \rightleftharpoons OH^* + CO$	$6E+10$	0	0	[17]
3	$OH^* \longrightarrow OH + h\nu$	$1.45E+6$	0	0	[18]
4	$OH^* + N_2 \rightleftharpoons OH + N_2$	$1.08E+11$	0.5	−1238	[19]
5	$OH^* + O_2 \rightleftharpoons OH + O_2$	$2.10E+12$	0.5	−482	[19]
6	$OH^* + H_2O \rightleftharpoons OH + H_2O$	$5.92E+12$	0.5	−861	[19]
7	$OH^* + H_2 \rightleftharpoons OH + H_2$	$2.95E+12$	0.5	−444	[19]
8	$OH^* + CO_2 \rightleftharpoons OH + CO_2$	$2.75E+12$	0.5	−968	[19]
9	$OH^* + CO \rightleftharpoons OH + CO$	$3.23E+12$	0.5	−787	[19]
10	$OH^* + CH_4 \rightleftharpoons OH + CH_4$	$3.36E+12$	0.5	−635	[19]
11	$OH^* + AR \rightleftharpoons OH + AR$	$1.69E+12$	0	4137	[20]
	with $M = [H_2] + 6.5\,[H_2O] + 0.4\,[O_2] + 0.4\,[N_2] + 0.35\,[AR]$				[17]

Figure 2 shows the calculated ignition delays and laminar flame speeds for a stoichiometric methane-air mixture at $p = 1$ bar in dependency of the unburnt-gas temperature. The inclusion of the additional OH^* reactions has no influence on the ignition delay or the laminar flame speed.

The modeling of the ignition process under inhomogeneous flow conditions is an extremely challenging task because restrike events, the behavior of the electric circuit, the plasma channel deflection, and the efficiency of energy deployment into the gas mixture has to taken into account. The most detailed descriptions of the electrical and thermal ignition process are given by Maly [21] and Schäfer [22]. An ignition coil with 95 mJ stored electrical energy in combination with a series-produced M10 spark plug with two ground electrodes was used to ignite the mixture.

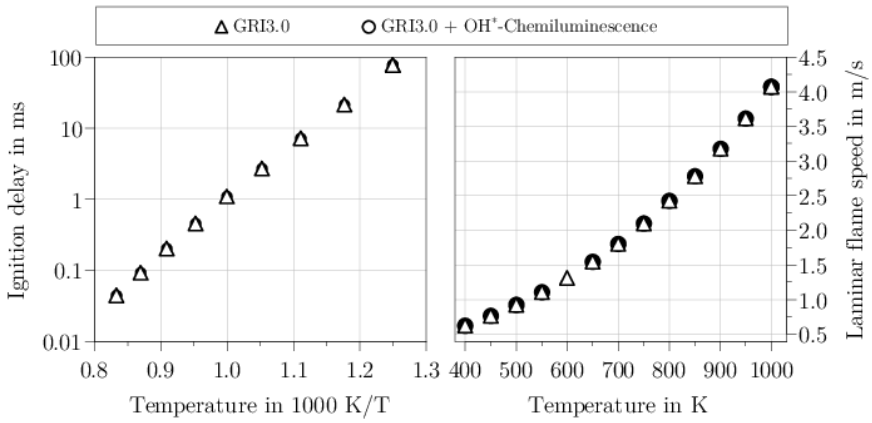


Figure 2: Ignition delay and laminar flame speed from 0D and 1D simulations of a stoichiometric methane-air combustion at $p = 1\,\text{bar}$ with and without OH* chemiluminescence mechanism

The ignition process can be divided into three different electrical phases: the breakdown phase, the arc discharge, and the glow discharge. This work gives just an overview of this topic. For further details refer to Maly [21]. During the breakdown phase, an energy less than 1 mJ is delivered to the gas. The temperature rises to 60 000 K. The breakdown phase is crucial for the ignition success despite the small amount of energy delivered and its short duration. A high radical density, which initiates the chemical reactions, is created in this very short phase. The subsequent arc phase lasts for a few microseconds at temperatures of 5000 K to 6000 K. During this phase approxiately half of the 3 mJ to 30 mJ of electrical energy is delivered to the gas. During the glow discharge, which is the third phase and lasts for approximately 1 ms, the temperatures decreases to approximately 3000 K. The large plasma radius leads to heat conduction losses of up to 70 % of the 30 mJ of electrical energy released [21].
Many different approaches [23–36] were used for the modeling of the spark ignition process. Most of the models are case specific or not applicable for a pre-chamber ignition system and some of them are not available in CFD codes. Scarcelli [23] developed a 2-time overlapping-section Eulerian model for a PCSP combustion system. One section simulates the breakdown and the arc phase. The other section, which starts at the same time, models the glow discharge. During the arc phase an energy of 25 mJ is delivered within 46 μs. The glow discharge lasts for 900 μs and delivers 25 mJ. The ignition source is located between the electrodes. The author notes that the different spark modeling approaches in the literature are

ambiguous in terms of the volume, shape, size, position and energy amount of the ignition sources for CFD combustion simulations with detailed chemical kinetics.

3D-CFD model

Figure 3 illustrates the two different computational domains. The experimental geometry was used for the comparison of the simulation results with the experimental findings. A reduced main chamber was created to save computational time for the sensitivity studies. Two pre-chamber spark plugs (figure 3) with different bore layouts were investigated. The spark plug position and the PC volume were identical.

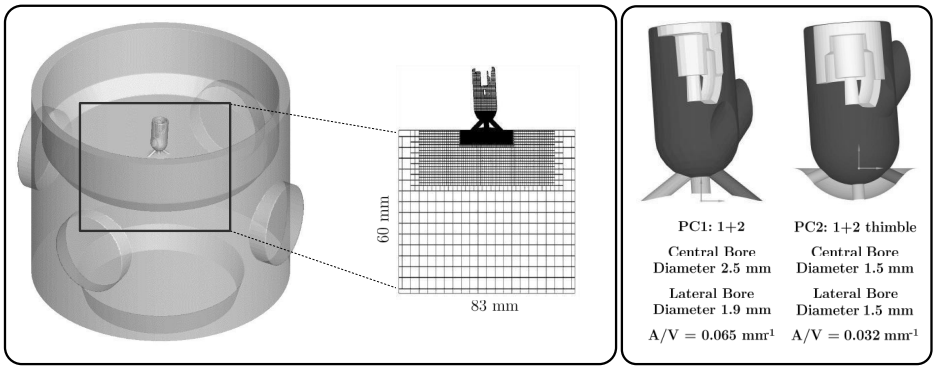


Figure 3: Experimental domain $V = 2.2\,\mathrm{dm}^3$ (left), reduced main chamber $V = 0.5\,\mathrm{dm}^3$ (mid), and investigated pre-chamber spark plug geometries (right)

The mesh setup with embedded mesh refinement regions was based on the size recommendations given by Scarcelli [23]. The mesh of the pre-chamber parts and inside the main chamber underneath the orifices was defined by fixed cell sizes. In addition an automated mesh refinement (AMR) based on the velocity and temperature sub-grid criterion was used to properly resolve the mesh in the vicinity of the jet shear layer and the flame front. Table 2 summarizes the cell sizes.

In this paper a 2-time overlapping-section Eulerian spark-ignition model based on the work of Scarcelli [23] was used. Figure 4 illustrates the definition of both source volumes. Sensitivity studies with varying ignition-source parameters were carried out to fit the experimental results and to understand the influence on the flame propagation.

Table 2: Basic mesh scales of the computational domain

Part	**Mesh size**	**AMR sensitivity**	**AMR mesh size**
-	mm	-	mm
Base size	4.000	$u_{\mathrm{SGS}} = 1.0\,\mathrm{m/s}$	0.250
Large cylinder main chamber	1.000	$T_{\mathrm{SGS}} = 1.5\,\mathrm{K}$	0.125
Small cylinder under the PC	0.250		
Pre-chamber	0.500		
Pre-chamber orifices	0.125		
Spark energy deposition small volume	0.125		
Spark energy deposition large volume	0.250		

The duration and spatial conditions of the breakdown phase cannot be exactly reproduced numerically since a time step on the order of nanoseconds combined with a small cell size can lead to numerical instabilities. Additionally, the significantly reduced time step requires an extremely long computation time.

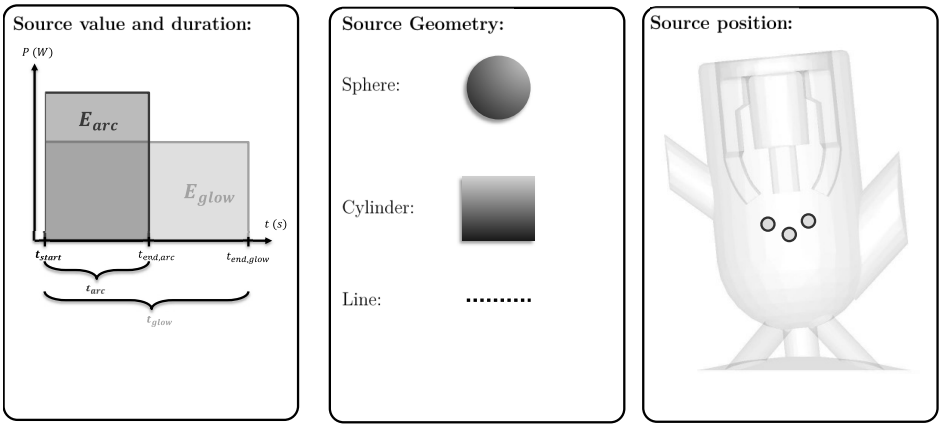


Figure 4: Spark-ignition model parameters

For a successful simulation of the ignition process, it has to be taken into account that high temperatures and radical densities during the first stage of the energy delivering process are necessary to ensure the development of a stable flame kernel. The stored energy of the nitrogen radicals inside the plasma channel is transferred to other species and radicals like OH, CH, C_2 and CO at temperatures below 8000 K and thus initiates the combustion process. This critical process happens

at around 10 ms after the onset of the spark. If the amount of energy stored in the radicals during the breakdown phase is not sufficient, the chemical reactions of the stable molecules are not fast enough to compete with the heat losses from the flame front. In that case the flame is not self-sustaining. The function of the glow discharge is to deliver enough thermal energy to create favorable conditions in the reaction zone. The delivered energy has to be higher than the heat losses from the flame front. Table 3 summarizes the parameter values used for the spark-ignition model [21].

Table 3: Values used for the 2-time-overlapping-section spark-ignition model

Energy	Value	Source radius	Value	Source duration	Value
E_{arc}	30.0 mJ	r_{arc}	0.5 mm	t_{arc}	46 μs
E_{glow}	30.0 mJ	r_{glow}	1.0 mm	t_{glow}	900 μs

The initial and boundary conditions (see table 4) were taken from the experimental results. The mixture was initialized in the homogeneous state. In the experimental investigations the pre-chamber and main chamber were scavenged with synthetic air and evacuated to 300 mbar after each combustion event. In a second step the combustion bomb was first filled with methane (99.9 % purity) and then with synthetic air by the partial-pressure method. Wöbke et al. [3] have shown that after a settling time of two minutes the measurement repeatability was very high and the flame propagation (Schlieren and OH*-Chemiluminescence) of a standard spark plug was perfectly spherical. Based on these findings a homogeneous mixture can be expected. The velocity profile near the wall was calculated by the standard law-of-the-wall function. If not stated otherwise, the temperature close to the wall was estimated with the GruMo-UniMORE wall function. For further details refer to [5; 37].

Table 4: Initial and boundary conditions for both operating points

Ignition pressure 3.0 bar		Ignition pressure 18.0 bar	
Parameter	**Value**	**Parameter**	**Value**
T_{wall}	420.0 K	T_{wall}	411.0 K
T_{fluid}	398.0 K	T_{fluid}	399.0 K
p_{fluid}	3.08 bar	p_{fluid}	18.08 bar
λ	1.013	λ	1.006
u,v,w_{fluid}	0 $^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$	u,v,w_{fluid}	0 $^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{s}}$
k	0.0001 $^{\mathrm{m}^2}/_{\mathrm{s}^2}$	k	0.0001 $^{\mathrm{m}^2}/_{\mathrm{s}^2}$
ε	0.0001 $^{\mathrm{m}^2}/_{\mathrm{s}^3}$	ε	0.0001 $^{\mathrm{m}^2}/_{\mathrm{s}^3}$

Thermal wall functions

The combustion inside a pre-chamber-equipped engine can be divided into different stages. In the first stage the flame kernel predominantly grows laminarly inside the pre-chamber. Subsequently, the flame propagates in the direction of the orifices and to the walls. Since the flame is surrounded by the pre-chamber walls and the spark plug, this leads to a reduction in flame speed due to higher wall heat losses. The geometry of the PC can be compared to the shape of a pipe. Xiao et al. [38] state that a flame propagating in a tube passes through various transient shapes with e.g. curved, tulip-shaped or distorted flame fronts.
The flame for PC1 featuring a larger central orifice developed a fingertip shape in the direction of the central tube. The preferred direction of the flame propagation is oriented towards the orifices and the flame accelerates in this direction. While the flame front passes the overflow channels, the surface contact area increases significantly and the flow is accelerated. This leads to increased wall heat losses, high turbulence levels, flame stretching, and possibly to flame quenching effects. This crucial stage decides on whether a flame or a hot gas jet enters the main chamber. The cell size in the orifices was 0.125 mm. A comparison of different law-of-the-wall thermal wall functions included in CONVERGE was investigated in the reduced main-chamber geometry. The ignition source was located underneath the central electrode.

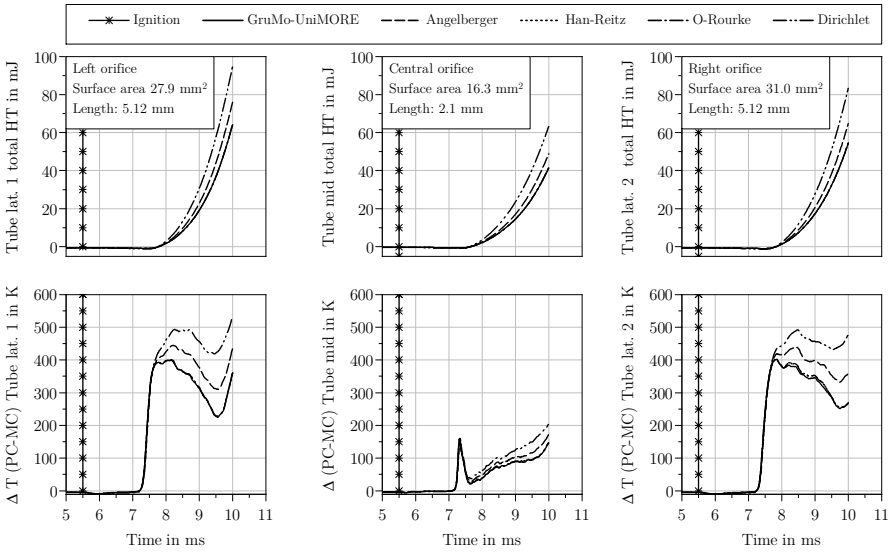
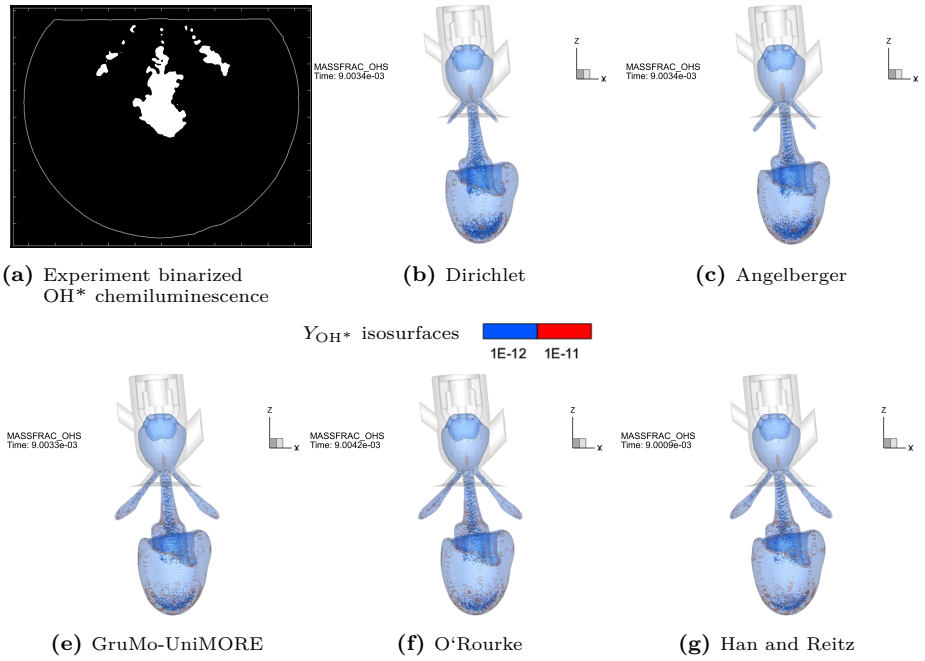


Figure 5: Comparison of different law-of-the-wall-functions for the temperature boundary condition at an ignition pressure $p_{\text{ignition}} = 3$ bar for PC1.

Figure 5 shows the wall heat losses in the orifices and the average temperature drop in the course of the propagation from the inlet surface (pre-chamber side) to the outlet surface (main-chamber side) of the orifices. The Angelberger thermal wall function and the Dirichlet boundary condition overestimated the wall heat losses and led to weak lateral jets compared with the experimental results (Figure 6).



(a) Experiment binarized OH* chemiluminescence **(b)** Dirichlet **(c)** Angelberger

(e) GruMo-UniMORE **(f)** O'Rourke **(g)** Han and Reitz

Figure 6: Impact of the selected heat transfer wall function on the evolution of the flame jets (OH*chemiluminescence) for PC1 at $p_{\mathrm{ignition}} = 3\,\mathrm{bar}$.

The PC1 layout with its concave shape pointing towards the main chamber results in the lateral overflow channels being longer than the central one. Their wall heat losses are approximately 30 % higher than those of the central bore. The temperature drop within the lateral tubes from the pre-chamber side to the main-chamber side ranged from 235 K to 418 K depending on the selected thermal boundary condition. These increased parasitic losses of the longer lateral bores are disadvantageous for low load and catalyst heating operating points, especially under cold-start conditions for internal combustion engines. This aspect suggests that a pre-chamber design with short overflow channels is better suited to such operating points [1–3]. The temperature drop inside the orifices decelerates the chemical reactions and thus the production rate of radicals may be smaller than

the radical termination reactions. As a result, the radical chain reaction might even come to a stop. At least the speed of combustion and the magnitude of the inflammation inside the main chamber is reduced and also a quenching of the flame might occur. A qualitative comparison between simulation and experimental results for PC1 makes it possible to evaluate, which one of the thermal wall functions is suitable for a pre-chamber combustion simulation (figure 6).
The thermal wall functions by O'Rourke, Han and Reitz and the GruMo-UniMORE led to identical results in good agreement with the experimental findings. With respect to the computational costs, these functions showed only minor differences. The high-pressure cell simulation results are to be used later for internal combustion engine simulations. Therefore, the GruMo-UniMORE thermal wall function were chosen for the following studies. Berni et al. [37] stated, that the Angelberger and the Han and Reitz thermal wall functions usually overestimate the heat fluxes for highly charged/highly downsized spark ignition engines. The GruMo-UniMORE approach has introduced a variable Prandtl number to the temperature profile calculation and thus leads to reduced heat flux errors compared with the other thermal wall function approaches.

Mesh sensitivity study

A convergence analysis of numerical computational fluid dynamics (CFD) problems is important for balancing the computational costs and the accuracy of a simulation. Preliminary studies with different fixed mesh sizes in the reduced main-chamber geometry for the various parts of the fluid domain, e.g. the main chamber, the pre-chamber, the orifices, and the source volume in the vicinity of the spark gap, led to the base mesh sizes summarized in table 2.

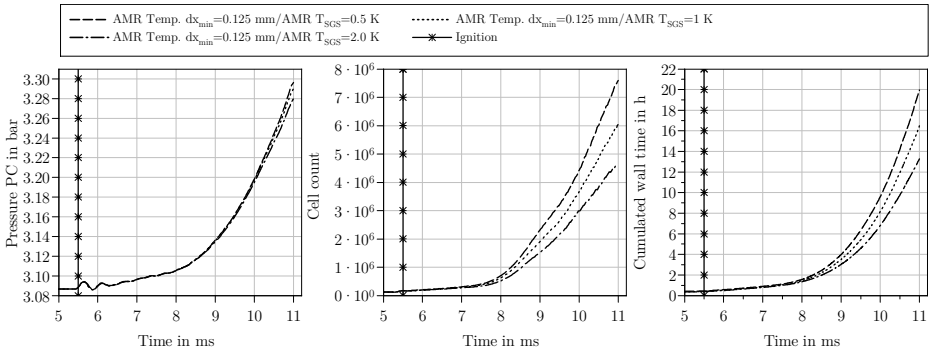


Figure 7: Variation of the temperature AMR subgrid-scale criterion at $p_{\text{ignition}} = 3\,\text{bar}$ for PC1; pre-chamber layout: 1+2, $d_{\text{central}} = 2.5\,\text{mm}$, $d_{\text{lateral}} = 1.9\,\text{mm}$

The automated mesh refinement (AMR) was used to resolve the flame front sufficiently. Therefore, a variation of the subgrid scale for the temperature and the minimum cell size was carried out. Figure 7 illustrates the impact of the AMR subgrid scale $T_{\mathrm{SGS}} = 0.5 \ldots 2.0\,\mathrm{K}$ on the pressure trace in the pre-chamber, the computational wall time, and the amount of cells inside the domain. Once the subgrid value is exceeded, the affected cells are refined until the minimum cell size $\mathrm{d}x = 0.125\,\mathrm{mm}$ or the maximum allowed number of cells $N = 10^7$ is reached.
A subgrid value of $T_{\mathrm{SGS}} = 0.5\,\mathrm{K}$ increased the duration of the simulation by 35 %, but the deviation of the pressure inside the prechamber showed only a minor change. A larger cell count caused an increased pressure at the end of the simulation. As the pressure changes were small and the flame structure was identical, further simulations were carried out with a subgrid-scale criterion $T_{\mathrm{SGS}} = 2.0\,\mathrm{K}$.
In a second step the influence of the minimum cell size $\mathrm{d}x = 0.0625 \ldots 0.25\,\mathrm{mm}$ on the flame propagation was considered. Figure 8 shows the impact of the mesh size on the pressure, the cell count, and the turbulent viscosity. For a reduced cell size, the pressure and the turbulent dynamic viscosity are increased. The increased pressure is caused by the higher temperature of the combustion.

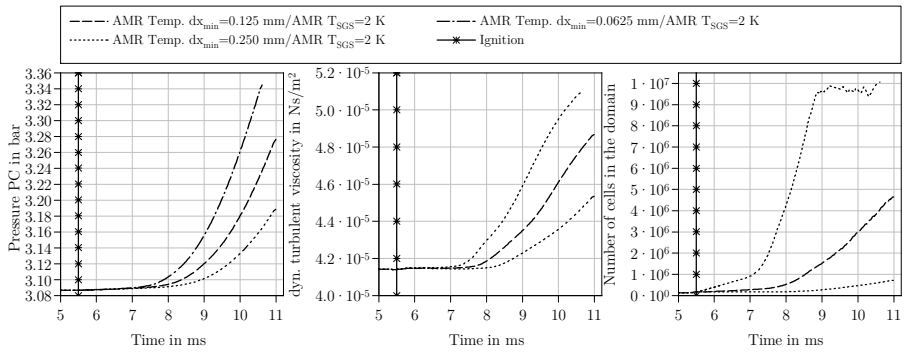
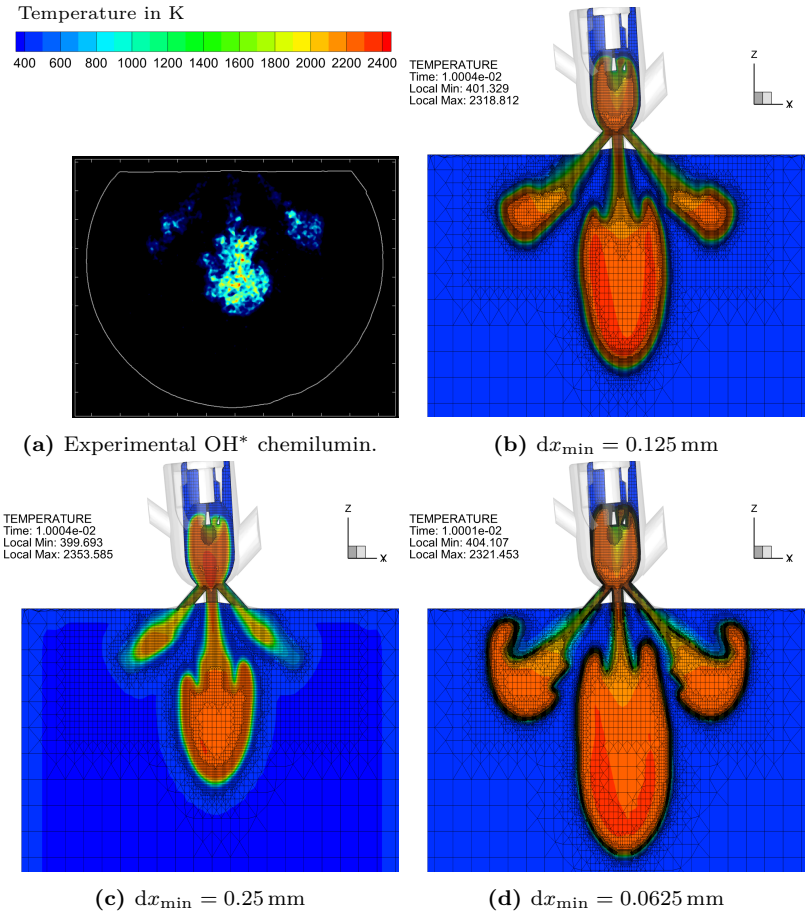


Figure 8: Variation of the minimum cell size for the temperature AMR at $p_{\mathrm{ignition}} = 3\,\mathrm{bar}$ for PC1; PC layout: 1+2, $d_{\mathrm{central}} = 2.5\,\mathrm{mm}$, $d_{\mathrm{lateral}} = 1.9\,\mathrm{mm}$

The pressure slope correlates with the slope of the turbulent viscosity. The above findings suggest that the increased turbulent viscosity is driven by an increased numerical diffusion due to higher cell-size gradients. This is a result of the increasing cell-size gap between the fixed mesh size and the size of the cells created by the automatic mesh refinement procedure. The numerical diffusion effect is particularly noticeable due to the common use of a first-order upwind differencing scheme for the turbulent kinetic energy and its dissipation. The temperature cross section with the smallest cell size $\mathrm{d}x = 0.0625\,\mathrm{mm}$ in figure 9 supports this argument. The flame fronts of the lateral jets predominantly propagated in the directions

with the fastest mesh refinement. This caused a nonphysical mushroom-shaped flame structure, which in turn increased the combustion speed and pressure rise. A minimum AMR cell size of 0.125 mm shows a good agreement of the flame structure with the OH* chemiluminescence experimental image. This meshing strategy was used in the following studies. A general mesh independence was not detected. However, in this study the model is only used in context with experimentally acquired results and compared to those in each individual case. For simulations with boundary conditions outside the envelope of available experimental results the grid independency should be ensured first.



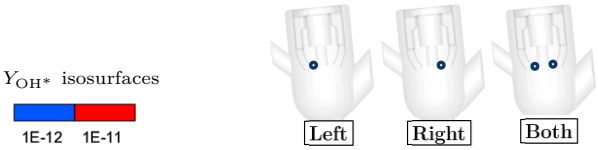
(a) Experimental OH* chemilumin. **(b)** $\mathrm{d}x_{\min} = 0.125\,\mathrm{mm}$

(c) $\mathrm{d}x_{\min} = 0.25\,\mathrm{mm}$ **(d)** $\mathrm{d}x_{\min} = 0.0625\,\mathrm{mm}$

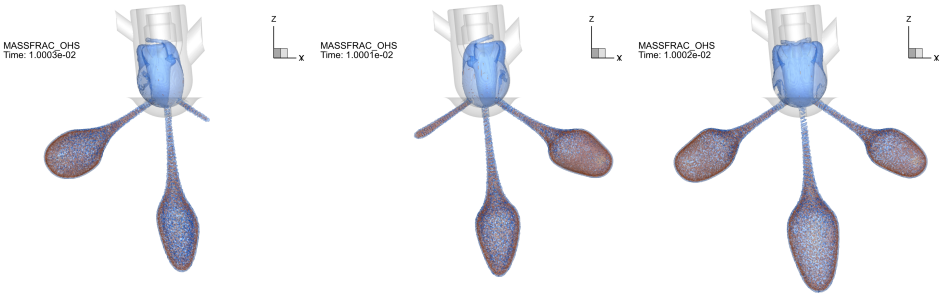
Figure 9: Impact of the minimum AMR cell size on the flame propagation for PC1 at $p_{\mathrm{ignition}} = 3\,\mathrm{bar}$.

Source location

The series-produced spark plug has two ground electrodes. In some selected experiments presented in [3], mainly one lateral and one central flame for each PCSP configuration were observed. It was assumed that the dominant factor is the spark location. The following simulations varied the spark source position according to figure 10a.



(a) Source locations inside PC2



(b) Source left **(c)** Source right **(d)** Source left and right

Figure 10: Source locations and OH* chemiluminescence isosurfaces for PC2 at $p_{\text{ignition}} = 3\,\text{bar}$ and $t_{\text{after ignition}} = 4.5\,\text{ms}$

In a double ground-electrode configuration, the spark event normally occurs inside the spark gap with the smallest arcing resistance. Spark events were selected to occur on the left or on the right side. The arc phase was modeled by a line source with 12 points and the glow discharge was modeled by a cylinder in the electrode gap. For further details refer to table 3. The influence of an artificial spark event in both electrode gaps was also investigated. In this case the spark energy for each source was reduced to 50 % in order to keep the overall spark energy constant. A source position in the right electrode gap led to a strong lateral jet on the right side and a distinct central jet. A source position in the left electrode gap led to a mirror image of the previous result. A symmetrical jet arrangement was observed for artificial sources in both electrode gaps. This required an explicit orientation of the spark plug inside the pre-chamber to validate the numerical results against

the experimental findings. In an internal combustion engine simulation, a spark plug with a single J-type ground electrode should be preferred to ensure a unique and repeatable flame jet development.

Calibration results for PC1 at different ignition pressures

The experimental results for PC1 at an ignition pressure of 3 bar are compared with the numerical simulation. The numerical pressure trace in figure 11 shows a good correlation with the experimental one. In this case a source energy of 3 mJ for the arc phase and 30 mJ for the glow phase was used. The arc phase was modeled by a line source and the glow phase was described by a cylindrical source.

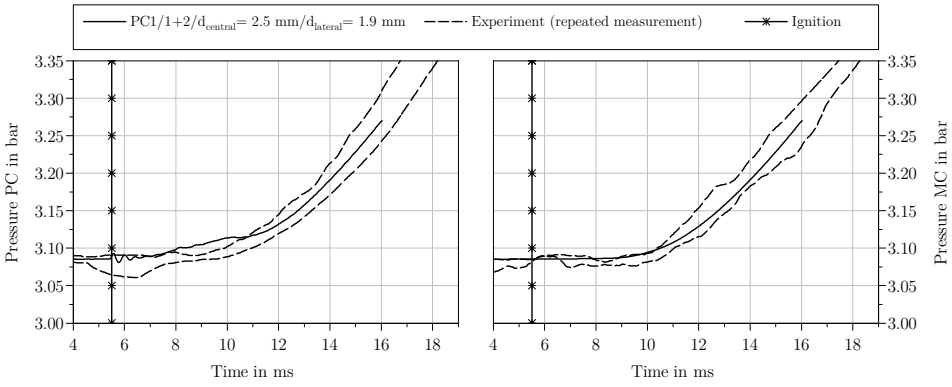


Figure 11: Simulated and experimental pressure traces for PC1 at $p_{\text{ignition}} = 3\,\text{bar}$, $E_{\text{arc}} = 3\,\text{mJ}$, $E_{\text{glow}} = 30\,\text{mJ}$, $t_{\text{arc}} = 46\,\text{ms}$, $t_{\text{glow}} = 900\,\text{ms}$.

Figure 12 shows a comparison between the experimental OH* chemiluminescence images and the numerical results at different times after ignition. The spark source in the numerical model was located in the right electrode gap. This led to a predominant evolution of the central and right jet. The experimental results show equal similar lateral jets. This supports the hypothesis that the source location has a strong influence on the flame structure inside the main chamber. It can be stated that the spark orientation in the experiment is different from the nominal spark orientation in the numerical model.

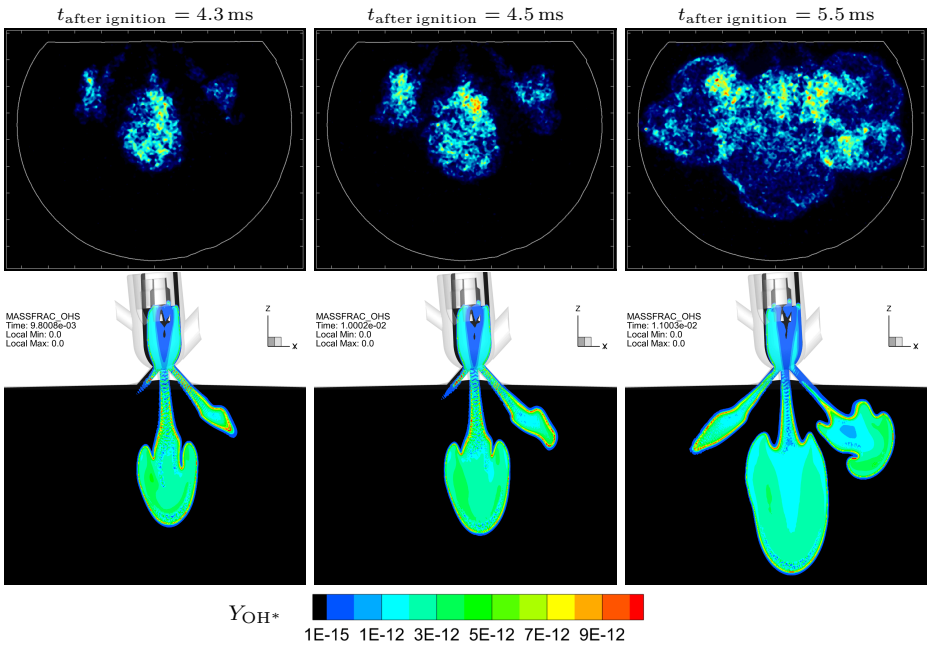


Figure 12: OH* chemiluminescence experimental images (top row) and numerical results for PC1 at an ignition pressure $p_{\text{ignition}} = 3\,\text{bar}$.

The same spark-source calibration values were used for the pre-chamber at an ignition pressure of 18 bar. The simulated pressure trace is retarded and the flame propagation is too slow compared with the experimental results.

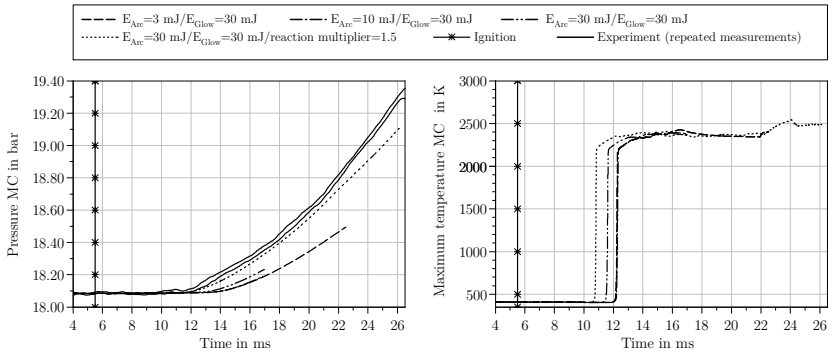


Figure 13: Variation of arc energy and chemical reaction rate for PC1 at $p_{\text{ignition}} = 18\,\text{bar}$.

Figure 13 shows the mass-averaged pressure and the maximum temperature inside the main chamber. The distinct gradient of the temperature is an indicator for the occurrence of a flame inside the main chamber. In order to fit the experimental pressure traces, the energy for the arc phase E_{arc} was increased from 3 mJ to 30 mJ. The effect on the pressure trace can be neglected, but the flame entered the main chamber 1 ms earlier. In a second step the chemical reaction rates were scaled by a reaction multiplier $f = 1.5$ to accelerate the combustion. This resulted in a flame appearing in the main chamber at the same time like in the experiment. The pressure trace is in agreement with experimental results until 22 ms but from that time onwards the simulated heat release is smaller than the experimental one.

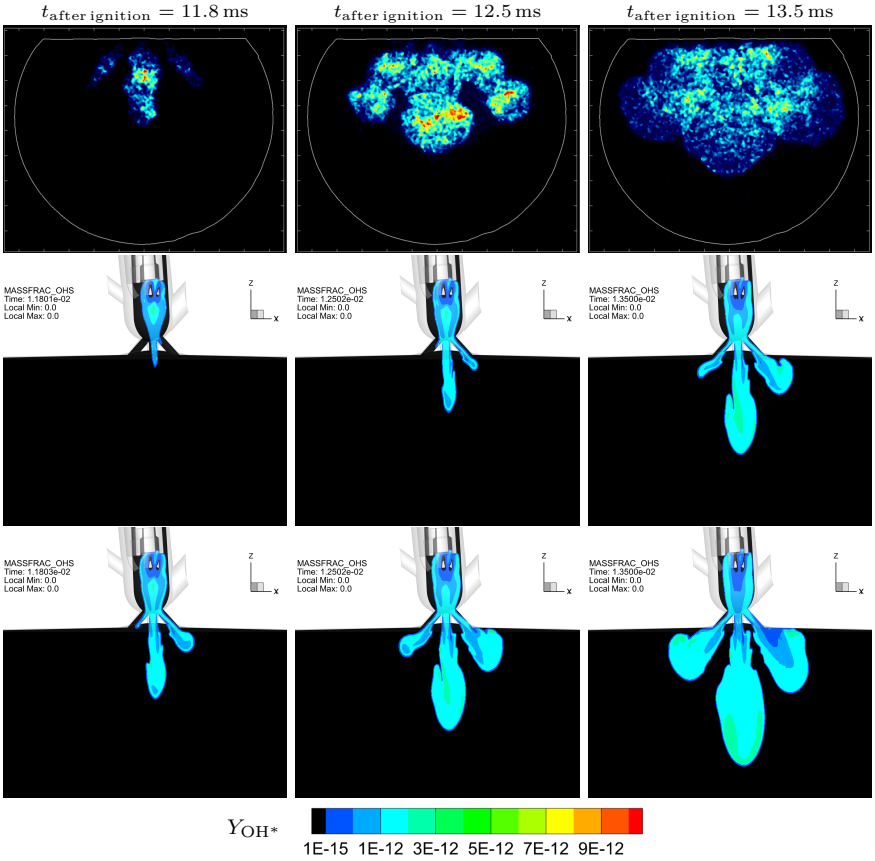


Figure 14: OH^* chemiluminescence experimental images (top row), reaction multiplier $f = 1.0$ (middle row), and reaction multiplier $f = 1.5$ (bottom row) for PC1 at $p_{\mathrm{ignition}} = 18\,\mathrm{bar}$, $E_{\mathrm{arc}} = 30\,\mathrm{mJ}$, $E_{\mathrm{glow}} = 30\,\mathrm{mJ}$.

In figure 14 two simulations with 60 mJ spark energy and a chemical reaction multiplier $f = 1.0$ and $f = 1.5$ are compared with the experimental results in terms of OH^* chemiluminescence intensity. As mentioned above, the source was located in the right spark gap and caused a predominant right lateral flame jet. The development of the left flame jet is significantly delayed in comparison with the measurement. An higher chemical reaction rate multiplier resulted in a better agreement of the flame structure with the experimental data but the measured flame still covers a larger area inside the main chamber. Further simulations with PC2 showed a comparable behavior at 18 bar ignition pressure. In general the simulated flame propagation is too slow at high ignition pressures, and it is of equal velocity or too fast at low ignition pressures. The reasons for this may be insufficient laminar flame speeds or insufficient ignition delays estimated by the GRI-Mech 3.0 mechanism, an inadequate turbulence level prediction of the RNG-k-ε-model, or an inaccurate spark-ignition modeling.

Conclusion

A first study of a detailed chemistry combustion model for a pre-chamber spark plug in a high-pressure combustion cell was performed with a focus on thermal wall functions, spark source modeling, and the influence of the mesh size on the early flame propagation from the pre-chamber into the main chamber. The numerical results were compared with experiments including both OH^* chemiluminescence imaging and combustion pressure measurement.

A comparison of various wall heat models showed that a Dirichlet boundary condition and the Angelberger thermal wall function lead to elevated wall heat losses. The GruMo-UniMORE, the Han and Reitz, and the O'Rourke thermal wall functions achieved a good agreement with the experimental results.

A mesh sensitivity study focusing on the automated mesh-refinement strategy was carried out to evaluate its influence on the early flame structure inside the main chamber. The AMR subgrid-scale was found to have a minor effect on the pressure trace and the flame structure. The minimum cell size was varied from 0.25 mm to 0.0625 mm. This mesh refinement caused a significant increase in the pressure rise and changed the flame structure noticeably. A grid independency of the simulation results could not be found. A decreasing cell size led to an increasing pressure rise and a faster flame propagation. It can be stated that this dependency is caused by an increased numerical diffusion due to larger cell size gradients.

Three different source positions (left, right, or both electrode gaps) were investigated. The development of the lateral flame jets was strongly dependent on the source position. A source position inside e.g. the right electrode gap generated a predominant right lateral jet and a substantially retarded left lateral flame jet, and vice versa. For further simulations a source location in the left or right electrode

gap should be selected in agreement with the experimental findings. The numerical results for PC1 at ignition pressures of 3 bar and 18 bar were compared with the experimental findings. In contrast to the experimental flame structure with three symmetric flames, the simulations showed a predominant right lateral jet due to the positioning of the spark source inside the right electrode gap. At 3 bar ignition pressure a good correlation between the numerical pressure trace and the experimental data was found. Taking the same source modeling parameters for the high-pressure ignition caused a significantly retarded pressure rise. Increasing the source energy only decreased the time for the flame to reach the main chamber. Scaling the chemical reaction rates by 50 % improved the correlation of the numerical pressure trace with the experimental one. Also some reasons for the abovementioned deviations were discussed.
In further studies the impact of various turbulence models and an improved spark modeling should be investigated to provide a deeper understanding of the physical and numerical parameters influencing the flame propagation in a pre-chamber combustion system.

References

[1] Sens, M.; Binder, E.; Reinicke, P.-B.; Riess, M.; Stappenbeck, T.; Wöbke, M.: "Pre-Chamber Ignition and Promising Complemetary Technologies". In: *27th Aachen Cooloquium Automobile and Engine Technology 2018*. Ed. by Eckstein, L.; Pischinger, S.; Hammermüller, B.; Wolsfeld, R. Aachen, 2018, pp. 957–997.

[2] Sens, M.; Binder, E.; Benz, A.; Krämer, L.; Blumenröder, K.: "Pre-Chamber as a Key Technology for Highly Efficient SI-Engines - New Approaches and Operating Strategies". In: *39th International Vienna Motor Symposium, Sonderprojekte ATZ/MTZ 23, 2–23*. Ed. by Geringer, B.; Lenz, H. P. 2018.

[3] Wöbke, M.; Reinicke, P.-B.; Riess, M.; Römer, L. v.; Sens, M.: "Characterization of the Ignition and Early Flame Propagation of Pre-Chamber Ignition System in a High Pressure Combustion Cell". In: *Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference, December 6 - 7, 2018, Berlin, Germany. Ed.: M. Günther*. expert Verlag, Tübingen, 2018, pp. 385–423. isbn: 978-3-816-93449-3.

[4] Yakhot, V.; Orszag, S. A.; Thangam, S.; Gatski, T. B.; Speziale, C. G.: "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique". In: *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 4.7 (1992), pp. 1510–1520. issn: 0899-8213. doi: 10.1063/1.858424.

[5] CONVERGE CFD Software: *CONVERGE Manual v3.07*. Madison, Wisconsin: Convergent Science, Inc., 2019.

[6] Peters, N.: "Turbulent Combustion". In: *Measurement Science and Technology* 12 (Nov. 2001), p. 2022. doi: 10.1088/0957-0233/12/11/708.

[7] Peters, N.: "Combustion Theory: CEFRC Summer School Princeton". Vorlesungsskript. Aachen: RWTH Aachen University, 2010.

[8] Warnatz, J.; Dibble, R. W.; Maas, U.: *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4th ed. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. isbn: 978-3-540-25992-3. doi: 10.1007/978-3-540-45363-5.

[9] Senecal, P. K.; Pomraning, E.; Richards, K. J.; Briggs, T. E.; Choi, C. Y.; Mcdavid, R. M.; Patterson, M. A.: "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flame Lift-off Length using CFD and Parallel Detailed Chemistry". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International, 2003. doi: 10.4271/2003-01-1043.

[10] Babajimopoulos, A.; Assanis, D. N.; Flowers, D. L.; Aceves, S. M.; Hessel, R. P.: "A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines". In: *International Journal of Engine Research* 6.5 (2005), pp. 497–512. doi: 10.1243/146808705X30503.

[11] Smith, G. P.; Golden, D. M.; Frenklach, M.; Moriarty, N. W.; Eiteneer, B.; Goldenberg, M.; Bowman, C. T.; Hanson, R. K.; Song, S.; William C. Gardiner, J.; Lissianski, V. V.; Qin, Z.: *GRI-Mech 3.0*. url: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/ (visited on 01/10/2019).

[12] Güthe, F.; Guyot, D.; Singla, G.; Noiray, N.; Schuermans, B.: "Chemiluminescence as diagnostic tool in the development of gas turbines". In: *Applied Physics B* 107 (2012). doi: 10.1007/s00340-012-4984-y.

[13] Jens, E. T.; Miller, V. A.; Cantwell, B. J.: "Schlieren and OH* chemiluminescence imaging of combustion in a turbulent boundary layer over a solid fuel". In: *Experiments in Fluids* 57.3 (2016), p. 619. doi: 10.1007/s00348-016-2124-x.

[14] Soid, S. N.; Zainal, Z. A.: "Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques – A review". In: *Energy* 36.2 (2011), pp. 724–741. issn: 0360-5442. doi: 10.1016/j.energy.2010.11.022.

[15] Lauer, M.; Sattelmayer, T.: "On the Adequacy of Chemiluminescence as a Measure for Heat Release in Turbulent Flames With Mixture Gradients". In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme* 132 (June 2010). doi: 10.1115/1.4000126.

[16] Schmidt, H.; Jimenez, C.: "Numerical study of the response of OH* chemiluminescence in planar premixed flames to acoustic forcing". In: *Proceedings of SPEIC10: Towards Sustainable Combustion, Tenerife 16-18 June 2010*. 2013. url: https://www-docs.b-tu.de/fg-stroemungsmodellierung/public/2010_SPEIC_Tenerife.pdf.

[17] Bozkurt, M.: "Shock-tube investigaiton of key reactions for chemiluminescence in various combustion systems". Dissertation. Hattingen: Universität Duisburg-Essen, 2013. url: https://duepublico2.uni-due.de/servlets/MCRFileNodeServlet/duepublico_derivate_00033505/Bozkurt_Dissertation.pdf.

[18] Smith, G. P.; Luque, J.; Park, C.; Jeffries, J. B.; Crosley, D. R.: "Low pressure flame determinations of rate constants for OH(A) and CH(A) chemiluminescence". In: *Combustion and Flame*. 2002, pp. 59–69.

[19] Tamura, M.; Berg, P. A.; Harrington, J. E.; Luque, J.; Jeffries, J. B.; Smith, G. P.; Crosley, D. R.: "Collisional Quenching of CH(A), OH(A), and NO(A) in Low Pressure Hydrocarbon Flames". In: *Combustion and Flame*. 1998, pp. 502–514.

[20] Paul, P. H.; Durant, J. L.; Gray, J. A.; Furlanetto, M. R.: "Collisional electronic quenching of OH A 2 Sigma (nu'=0) measured at high temperature in a shock tube". In: *The Journal of Chemical Physics* 102.21 (1995), pp. 8378–8384. issn: 0375-9601. doi: 10.1063/1.468829.

[21] Maly, R.: "Spark Ignition: Its Physics and Effect on the Internal Combustion Engine". In: *Fuel Economy*. Ed. by Hilliard, J. C.; Springer, G. S. Vol. 1. Boston, MA: Springer US, 1984, pp. 91–148. isbn: 978-1-489-92279-3. doi: 10.1007/978-1-4899-2277-9{\textunderscore}3.

[22] Schäfer, M.: "Der Zündfunke: eine Beitrag zur Modellierung der motorischen Verbrennung". Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 1997. url: https://books.google.de/books?id=99RFAwAACAAJ.

[23] Scarcelli, R.: "Modeling Advanced Ignition Systems in CONVERGE". In: *CONVERGE User Conference North America 2018*. 2018.

[24] Sibendu Som, R. S.: "Advancements in Fuel Spray and Combustion Modeling with High-Performance Computing (HPC) Resources". In: *2018 Vehicle Technologies Office Annual Merit Review*. 2018.

[25] Scarcelli, R.; Zhang, A.; Mao, Y.; Wijeyakulasuriya, S.: "Spark Ignition Model Development for Dilute/Lean Engine Combustion Simulations". In: *Argonne National Laboratory 2017 – CONVERGE User Conference North America 2017*. 2017.

[26] Scarcelli, R.; Zhang, A.; Wallner, T.; Som, S.; Huang, J.; Wijeyakulasuriya, S.; Mao, Y.; Zhu, X.; Lee, S.-Y.: "Development of a Hybrid Lagrangian-Eulerian Model to Describe Spark-Ignition Processes at Engine-Like Turbulent Flow Conditions". In: *Volume 2: Emissions Control Systems 2018*. 2018. doi: 10.1115/ICEF2018-9690.

[27] Sforza, L.; Lucchini, T.; Onorati, A.; Zhu, X.; Lee, S.-Y.: "Modeling Ignition and Premixed Combustion Including Flame Stretch Effects". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International, 2017. doi: 10.4271/2017-01-0553.

[28] Han, J.; Yamashita, H.; Hayashi, N.: "Numerical Study on Spark Ignition Characteristics of a Hydrogen-Air Mixture Using Detailed Chemical Kinetics". In: *International Journal of Hydrogen Energy* 36.15 (2011), pp. 9286–9297. issn: 0360-3199. doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.04.190.

[29] Han, J.; Yamashita, H.; Hayashi, N.: "Numerical Study on Spark Ignition Characteristics of a Methane-Air Mixture Using Detailed Chemical Kinetics". In: *Fuel and Energy Abstracts* 36 (2011), pp. 9286–9297. doi: 10.1016/j.ijhydene.2011.04.190.

[30] Shapiro, E.; Ahmed, I.; Tiney, N.: "Advanced Ignition Modelling for Pre-Chamber Combustion in Lean Burn Gas Engines". In: *Ignition Systems for Gasoline Engines*. Ed. by Günther, M.; Sens, M. Tübingen: expert Verlag, 2018, pp. 104–121. isbn: 978-3-816-93449-3.

[31] Kravchik, T.; Sher, E.: "Numerical modeling of spark ignition and flame initiation in a quiescent methane-air mixture". In: *Combustion and Flame*. Vol. 99. 1994, pp. 635–643.

[32] Tallu, G.; Beck, L. M.; Prouvier, M.; Winkler, A.; Shapiro, E.: "3D CFD Modelling and Simulation of Spark Ignition Inclusive of Turbulence Effects and Detailed Chemical Kinetics". In: *Ignition Systems for Gasoline Engines*. Ed. by Günther, M.; Sens, M. Berlin, 2016.

[33] Shapiro, E.; Tiney, N.; Kyrtatos, P.; Kotzagianni, M.; Bolla, M.; Boulouchos, K.; Tallu, G.; Lucas, G.; Weissner, M.: "Experimental and Numerical Analysis of Pre-Chamber Combustion Systems for Lean Burn Gas Engines". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Technical Paper Series. SAE International, 2019. doi: 10.4271/2019-01-0260.

[34] Sher, E.; Ben-Y'Ish, J.; Kravchik, T.: "On the birth of spark channels". In: *Combustion and Flame*. 1992, pp. 186–194.

[35] Refael, S.; Sher, E.: "A theoretical study of the ignition of a reactive medium by means of an electrical discharge". In: *Combustion and Flame*. 1985, pp. 17–30.

[36] Sloane, T. M.: "Numerical Simulation of Electric Spark Ignition in Atmospheric Pressure Methane-Air Mixtures". In: *Combustion Science and Technology* 73.1-3 (1990), pp. 367–381. issn: 0010-2202. doi: 10.1080/00102209008951657.

[37] Berni, F.; Cicalese, G.; Fontanesi, S.: "A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines". In: *Applied Thermal Engineering* 115 (2017), pp. 1045–1062. issn: 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.055.

[38] Xiao, H.; Wang, Q.; Shen, X.; Guo, S.; Sun, J.: "An experimental study of distorted tulip flame formation in a closed duct". In: *Combustion and Flame* 160.9 (2013), pp. 1725–1728. issn: 0010-2180. doi: 10.1016/j.combustflame.2013.03.011.

Biographic Notes

Marcus Wöbke is a doctoral student and development engineer at IAV's Advanced Powertrain Development Division. His research focuses on issues of pre-chamber ignition systems and 3D-CFD combustion modeling. He knew Roland Baar since the beginning of his master degree course at TU Berlin. Roland Baar was his PhD supervisor.

Kenan Auger was a student in IAV's Advanced Powertrain Development Division and worked there on his master thesis on the topic of modeling the pre-chamber combustion with the CFD approach.

Michael Rieß is a team manager for Gasoline Combustion Systems in IAV's Advanced Powertrain Development Division. He knew Roland Baar since Prof. Baar took over the chair of Internal Combustion Engines at the Technical University of Berlin.

Marc Sens is in the position of a Senior Vice President responsible for the Advanced Development Powertrain Division at IAV GmbH. He met Roland Baar at first during Rolands outstanding rowing career. Afterwards, they met again in the automotive business area and worked very well together. Sometimes, Roland and Marc went out for a rowing tour on the Wannsee lake in Berlin.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Die Vorkammerzündung als zentraler Baustein hocheffizienter Verbrennungsmotoren

Marc Sens

Zukünftige CO_2-Gesetzgebungen erfordern zu deren Erfüllung gegenüber heute in Serie befindlichen Verbrennungsmotoren deutlich gesteigerte Wirkungsgrade. Spitzenwerte von 45 % und darüber hinaus werden immer wieder als Zielwerte genannt. Erreichbar sind diese hohen Wirkungsgrade nur, wenn völlig neue Technologiebausteine eingeführt und sich optimal ergänzende verbrennungsmotorische Technologien miteinander verknüpft werden.
Zu diesen neuen Technologiebausteinen zählt im Pkw-Antrieb auch die Vorkammerzündung. Grundsätzlich wird zwischen zwei verschiedenen Arten der Ausführung unterschieden. Bei passiver Ausführung wird die Zündkerze in einem vom Hauptbrennraum separierten Volumen positioniert, während bei aktiver Ausführung zusätzlich noch eine vom Hauptbrennraum getrennte Kraftstoffzuführung in dieses Volumen erfolgt. Diese ermöglicht es, das Kraftstoff-Luft-Gemisch innerhalb der Vorkammer von Zyklus zu Zyklus anzupassen und somit zyklusaufgelöst optimale Zündbedingungen unabhängig vom Gemischzustand im Hauptbrennraum einzustellen.
Der folgende Beitrag adressiert sowohl die erheblichen Vorteile dieser Technologie als auch die vorhandenen Herausforderungen und mögliche Lösungsansätze.

Vorkammerzündung als interessanter Technologiebaustein

Die Erreichung einer CO_2-neutralen Gesellschaft erfordert von allen Sektoren größte Anstrengungen. Insbesondere der Transportsektor muss einen massiven Beitrag leisten. Neben der Einführung völlig neuer Antriebskonzepte wie der Elektromobilität müssen auch die konventionellen Antriebstechnologien auf Basis von Verbrennungsmotoren hierzu ihren Beitrag leisten. Im Mittelpunkt der Entwicklung steht dabei die Anpassung der Antriebsstränge an die spezifischen Anforderungen der Anwendung. Ein weiterer Fokus der Entwicklung ist, Technologiebausteine zu finden, die sinnvoll und wirkungsgradsteigernd mit anderen Technologien kombiniert werden können. Schließlich sind schnelle Lösungen mit breiter Marktakzeptanz gefragt, damit diese auch im realen Straßenverkehr den CO_2-Ausstoß senken. Aufgrund seines aktuellen und auch künftig hohen Marktanteils spielt die

Anhebung des Wirkungsgrads des Ottomotors dabei nach wie vor eine Hauptrolle. Je nachdem, in welchem Antriebsstrangkonzept dieser eingesetzt wird – reiner Verbrenner, paralleler oder serieller Hybrid – ergeben sich insbesondere an die Optimierung des Wirkungsgradkennfelds unterschiedliche Anforderungen, wie in Abbildung 1 dargestellt ist.

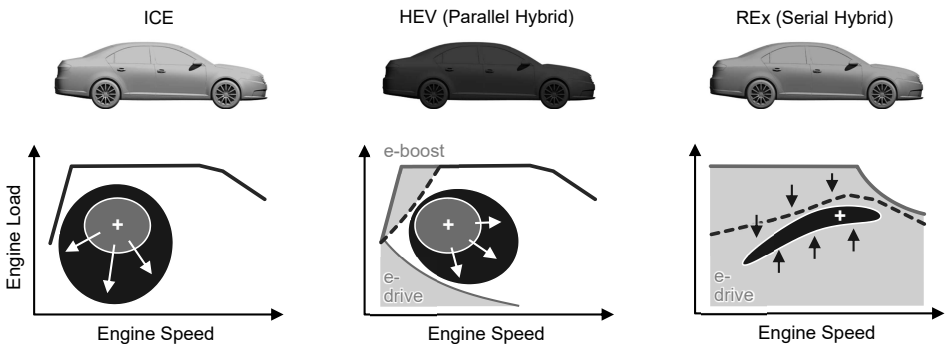


Abbildung 1: Anforderungen unterschiedlicher Antriebskonfigurationen an das Wirkungsgradkennfeld des Verbrennungsmotors [1]; Originalabbildung ist farbig

Je kleiner die notwendige Kennfeldspreizung und je geringer die dynamischen Anforderungen an den Ottomotor sind, desto kompromissloser kann auf den genutzten Kennfeldbereich optimiert und der Wirkungsgrad gesteigert werden. Mit ihrer hohen Zündenergie und damit Zündsicherheit sowie dem erzeugten schnellen Durchbrennen der Zylinderladung dient die Vorkammerzündung in jedem dieser Antriebskonzepte als Schlüsseltechnologie. Sie bietet die technische Grundlage, andere verbrauchsmindernde Brennverfahrenstechnologien zu verbessern oder gar erst zu ermöglichen. Aus diesen Gründen kann die Vorkammer evolutionär eingesetzt werden. Von der einfachsten passiven Variante, bei der diese lediglich während des Kompressionstakts über den Hauptbrennraum befüllt wird, bis hin zur aktiven Variante, die über ein separates Kraftstoffzumesssystem verfügt.

Grundlagen

Im Vergleich zu konventionellen Zündsystemen mit Funkenentladung zeichnet sich die Vorkammerzündung durch eine besonders hohe Zündenergie aus – teilweise um mehrere Größenordnungen höher als die elektrische Funkenentladung, wie in Abbildung 2 zu sehen ist.

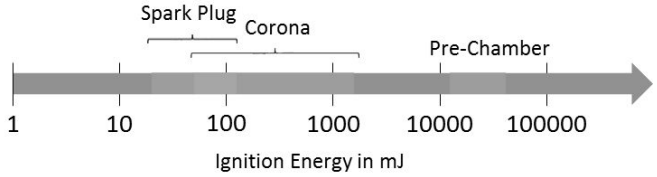


Abbildung 2: Zündenergien verschiedener Zündsysteme im Vergleich [2]; Originalabbildung ist farbig

Das Grundprinzip ist, dass die Zündkerze durch ein „Lochgitter“ vom Hauptbrennraum separiert wird. Dabei sitzt diese in einem kleinen Volumen, welches in der Größe ca. 1/50 bis 1/30 des Kompressionsvolumens beträgt. Sobald zündfähiges Gemisch im Hauptbrennraum und dem Vorkammervolumen erzeugt wurde, wird zunächst nur ein Teil des Gemischs verbrannt – Druck und Temperatur in der Vorkammer steigen rasch an. Durch mehrere Überströmbohrungen in dem genannten „Lochgitter“, treten nun Fackelstrahlen (Flame Jets) über. Diese übernehmen zwei entscheidende Aufgaben: Nachdem sie tief in den Hauptbrennraum eindringen, entflammen sie dort das Gemisch an mehreren Stellen gleichzeitig und bringen darüber hinaus zusätzliche Turbulenz ein. Durch die im Vergleich zu einer konventionellen punktuellen Temperaturerhöhung mittels einer Zündkerze hohe Zündenergie, kann die Vorkammer daher auch solche stark mit Luft oder Restgas verdünnte Gemische entzünden, die konventioneller Funkenzündung verwehrt bleiben. Weiterhin brennen die Fackelstrahlen das Gemisch im Hauptbrennraum wesentlich schneller durch. Die Vorkammer kann dabei passiv oder aktiv ausgeführt sein: In passiver Ausführung wird sie lediglich während des Verdichtungstakts über das „Lochgitter“ aus dem Hauptbrennraum befüllt. Für die aktive Ausführung wird eine zusätzliche Kraftstoffzumesseinrichtung an der Vorkammer angebracht, welche diese separat mit Kraftstoff befüllt.

Klopfvorteil durch Zündung mit einer Vorkammer

Dort, wo normalerweise eine von einem zentralen Zündort ausgehende sphärische Flammenausbreitung stattfindet, brennt das Gemisch mit Vorkammerzündung von außen nach innen, wie die skizzenhafte Darstellung in Abbildung 3 auf der linken Seite vergleichend darstellt. Dadurch werden die Brennraumbereiche, die für das ottomotorische Klopfen anfällig sind, viel früher von der Flamme erreicht. Oder besser, die Verweildauer des aufbereiteten Gemischs, welches von der Flamme noch nicht erfasst wurde und je nach Gemischzustand zu Selbstzündungen tendieren kann, wird erheblich verkürzt. Zusammen mit der bei gleicher Verbrennungsschwerpunktlage um etwa 30 % kürzeren Brenndauer lässt sich die Schwerpunkt-

lage deshalb um etwa 4 °KW bis 5 °KW nach früh verschieben. Das wiederum ermöglicht eine Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses mit dem Ziel, den Teillastkraftstoffverbrauch zu senken. Bei der Darstellung etwa gleichem Kraftstoffverbrauchs an der Volllast erlaubt die Vorkammerzündung eine Anhebung von etwa zwei Einheiten geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Diese zwei Einheiten höhere Verdichtung führen dann zu einem direkten Kraftstoffverbrauchsvorteil in der Teillast sowie mittleren Last.

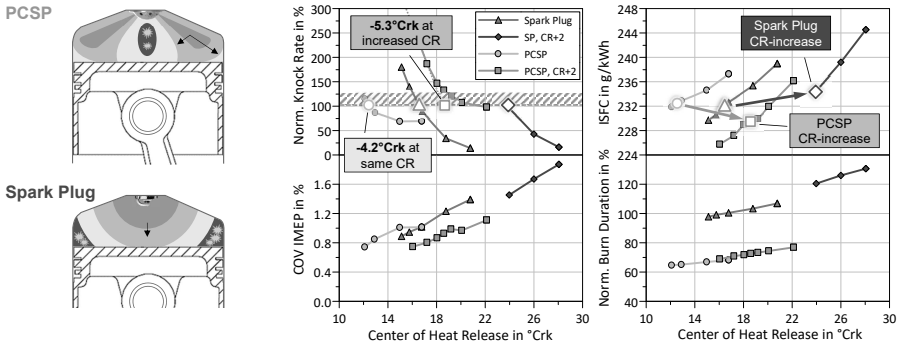


Abbildung 3: Klopfminderung mit passiver Vorkammerzündung im Vergleich zu konventioneller Zündkerze bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 16\,\mathrm{bar}$ für $\varepsilon = 10\,/\,12$ [2]; Originalabbildung ist farbig

Klopferkennung bei Betrieb mit Vorkammer

Bei genauer Betrachtung des Klopfverhaltens mit Vorkammerzündung in Abbildung 3 fällt auf, dass die Klopfstärke (hier als normalized Knock Rate oben links dargestellt) im Gegensatz zur reinen Funkenzündung mit späterer Verbrennungsschwerpunktlage nicht mehr weiter abfällt, sondern auf einem relativ hohen Niveau knapp unterhalb des hier definierten und normierten Grenzwertes (100 %) stagniert. Die auftretende Klopfstärke wird bei einem ottomotorischen Brennverfahren üblicherweise anhand des Scheitelwert der hochfrequenten Zylinderdruckschwingung berechnet. Die schlagartige Wärmefreisetzung, die mit klopfender Verbrennung, also einer Selbstzündung im Frischgemisch vor der Flammenfront, einhergeht, kann somit indirekt über den Druckanstieg detektiert werden. Ohne spezifische Anpassungen am Klopferkennungssystem scheint die Vorkammerzündung das Klopfen sogar zu verstärken. Abbildung 4 zeigt die Ursache: Durch die Drucküberhöhung in der Vorkammer entsteht beim Übertritt der Jets eine Druckwelle bzw. ein Stoß, der von den Überströmbohrungen aus durch den gesamten Brennraum läuft und wieder reflektiert wird. Im Gegensatz zum Klopfen ist dieser durch die Vorkammerzündung induzierte Jet-Stoß bereits kurz nach der Zündung als

Oszillation im Zylinderdruck zu erkennen. Die Oberschwingung auf dem Zylinderdrucksignal ist im rechten Diagramm der Abbildung 4 dargestellt. Die Vorkammerdruckschwingung ist lediglich ein gasdynamischer Effekt und im Gegensatz zum Klopfen eben nicht durch eine irreguläre und damit für den Motor schädliche Wärmefreisetzung verursacht. Der Unterschied in der Schädlichkeit zwischen gasdynamischer und durch eine Wärmefreisetzung erzeugter Druckschwingung kann hier vor allem über den zusätzlichen Wärmeeintrag in die Hauptverbrennung erklärt werden. Dieser führt zu immer weiter steigenden Temperaturen im Brennraum, was schließlich in einem sich von Zyklus zu Zyklus selbstverstärkenden Effekt endet, der eine massive und vollständige Zerstörung des Motors zur Folge haben kann.
Die in jedem Betriebspunkt sichere Unterscheidung zwischen Klopfen und Vorkammerdruckschwingung ist insbesondere aufgrund sehr ähnlicher Frequenzbereiche eine Herausforderung. Eine bei aktuellen Serienmotoren übliche Klopferkennung ist daher grundlegend anzupassen. Ohne diese Anpassung in der Klopferkennung ist es möglich, dass gar kein klopfminderndes Potenzial bei Einsatz einer Vorkammerzündung zu finden ist.

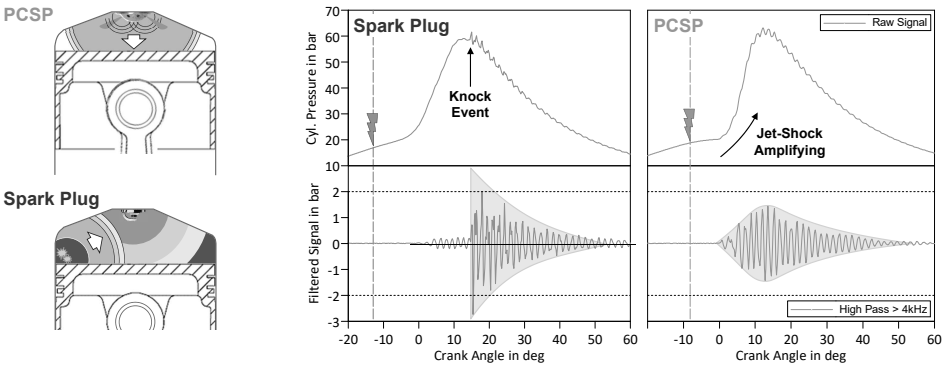


Abbildung 4: Physikalisches Prinzip und Druckverläufe für die VKZK-spezifische Druckoszillation im Vergleich zu klopfender Verbrennung mit konventioneller Zündkerze bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 10\,\mathrm{bar}$ [2]; Originalabbildung ist farbig

Einfluss der Vorkammerzündung auf den indizierten Wirkungsgrad

Der durch die Vorkammerzündung erzielbare Klopfvorteil lässt sich ohne Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, wie in Abbildung 3 anhand des indizieren Kraftstoffverbrauchs zu sehen ist, zunächst nur teilweise in einen Kraftstoffverbrauchsvorteil umsetzen. Zum besseren Verständnis der vorherrschenden Effekte

wurde eine motorprozesssimulationsgestützte Analyse durchgeführt, siehe Abbildung 5. Diese weist die einzelnen Unterschiede zwischen den beiden Zündsystemen für zwei unterschiedliche Lastbereiche aus.
Bei höherer, klopfbegrenzter Last entsteht bei Betrieb des Motors mit einer Vorkammerzündkerze (VKZK) gegenüber der Standardzündung ein leichter Nachteil von 0,1 %, linkes Diagramm in der Abbildung 5. Es ist zwar eindeutig ersichtlich, dass die Vorkammerzündung einen deutlichen Vorteil aus der Frühverstellung der Schwerpunktlage zieht, dieser jedoch durch erhöhte Wandwärmeverluste wieder nahezu komplett aufgezehrt wird. Bei Anhebung der Verdichtung um zwei geometrische Einheiten kann dieser Nachteil jedoch in einen leichten Vorteil umgewandelt werden, was sich durch einen Vorteil von ca. 1,2 % zeigt.
Bei niedrigerer Last kann der Verbrauchsnachteil durch die höheren Wandwärmeverluste nicht mehr kompensiert werden, was sich in einem direkten Nachteil von ca. 1,7 % zeigt, siche Abbildung 5b. Der erwünschte Kraftstoffverbrauchsvorteil ergibt sich erst durch die Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses um die zwei genannten Einheiten. Diese Erhöhung wird durch den Einsatz einer Vorkammer mit ihrem klopfmindernden Effekt aber erst kennfeldweit möglich. Um den Versuchsaufwand in Grenzen zu halten, wurde im Falle der Vorkammer das Kompressionsvolumen nicht um das Vorkammervolumen korrigiert, sodass sich ein geringfügig geringeres Verdichtungsverhältnis ergibt. In beiden Betriebspunktanalysen wurde dies berücksichtigt und ausgewiesen.
Die sowohl in der Teillast wie auch in der Volllast erhöhten Wandwärmeverluste lassen sich grob auf zwei Effekte zurückführen: Erstens die zusätzliche Oberfläche der Vorkammer, welche vor allem in der Teillast eine Rolle spielt, sowie zweitens die zusätzliche Turbulenz infolge der Jets insbesondere in Nähe der Wände des Hauptbrennraums. Diese erhöhte Turbulenz führt zu erhöhten Wandwärmeübergängen insbesondere im wandnahen Bereich.

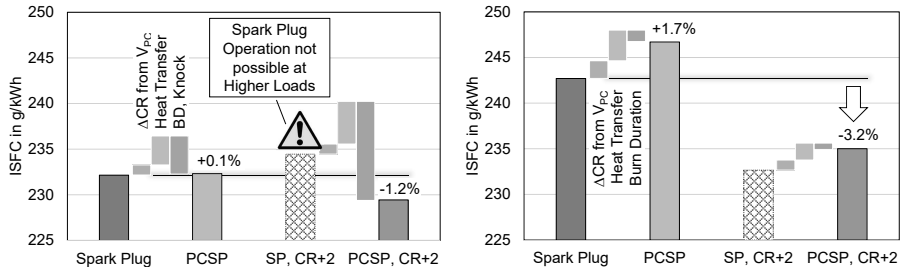


Abbildung 5: Wirkungsgradanalyse bei Verdichtungsverhältnisanhebung für VKZK und konventionelle Zündkerze bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 16\,\mathrm{bar}$ (a) und bei $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 6\,\mathrm{bar}$ (b) [2]; Originalabbildung ist farbig

Kaltstart/Katalysatorheizen

Bei hoher Last können mit der Vorkammerzündung die größten Vorteile erzielt werden. Hohe Frischgemischbefüllung und starke Restgaskompression in der Vorkammer führen zu stark ausgeprägten Fackelstrahlen und den damit verbundenen Vorteilen. Bei niedriger Last hingegen sind die Jets schwach. Bei kaltem Motor kommt erschwerend hinzu, dass bereits während der ersten Stufe der Zündung, der Verbrennung in der Vorkammer selbst, ein größerer Teil der ohnehin geringen freigesetzten Wärme über die kalten Wände von Vorkammer und Überströmbohrungen entzogen wird. Die übertretenden Jets sind daher auch „kälter“ bzw. schwach. Separate Untersuchungen an einer Verbrennungszelle [3] zeigen, dass in solchen Fällen eine Wiederentflammung im Hauptbrennraum immer schwieriger wird. Dieselben Untersuchungen bestätigen, dass es dann vielmehr ein heißer, mit Radikalen angereicherter Gasstrahl (Hot Jet) ist, der in den Hauptbrennraum übertritt. Je kälter nun die Motorbedingungen sind, desto stärker kühlt dieser Hot Jet bei Durchmischung mit dem im Hauptbrennraum befindlichen, unter Umständen sehr kalten Gemisch ab, wodurch die Zündtemperatur weiter herabgesetzt wird. Damit ist die zweite Stufe der Zündung, die Wiederentflammung im Hauptbrennraum, erheblich erschwert. Auf dieser Basis erscheint es sinnvoll, den Wärmeentzug sowie die „Jet-Verdünnung“ durch geeignete Maßnahmen zu reduzieren.

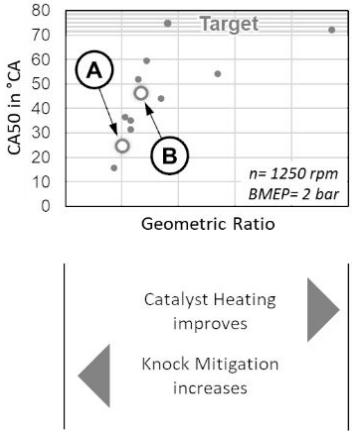


Abbildung 6: Zielkonflikt in der Auslegung einer Vorkammerzündkerze [2]; Originalabbildung ist farbig

Wird eine Vorkammer nun so ausgelegt, dass im heißen Motorbetrieb die maximalen Potenziale zur Klopfminderung erschlossen werden können, so ergibt sich eine Kombination von Parametern wie z. B. der Funkenlage innerhalb der Vorkammer,

der Überströmgeometrie und des Materials der Vorkammer, welche einem ausreichenden bzw. optimalen Kaltstartverhalten entgegenstehen. Abbildung 6 verdeutlicht diesen Zielkonflikt.
Jeder einzelne der im Diagramm gezeigten Punkte repräsentiert ein Hardwarelayout der Vorkammer und beschreibt den genannten Zielkonflikt. Wird die als „Geometric Ratio“ beschriebene Kombination aus Parametern wie Bohrungsdurchmesser, Vorkammervolumen, Verhältnis von Volumen zu Überströmfläche, etc. verändert, so ergibt sich entweder ein stärkerer Klopfminderungseffekt oder aber ein stabileres Katalysatorheizverhalten mit extrem späten möglichen Verbrennungsschwerpunktlagen. Anhand der beiden hervorgehobenen Varianten A und B wird deutlich, dass es durch Optimierung der Vorkammer möglich ist, bei nahezu konstant gutem Klopfminderungspotenzial sehr unterschiedliche Katalysatorheizeinstellungen, einmal mit guter (B bei ca. CA50 = 50 °KW nach ZOT) und einmal mit deutlich schlechterer Zündwinkelspätverstellung (A bei ca. CA50 = 25 °KW nach ZOT), zu erreichen. Das bedeutet, eine sehr spezifische Anpassung und Optimierung der Vorkammer an die motorischen Bedingungen ist notwendig, um sowohl ein gutes Hochlastverhalten mit großen Klopfminderungspotenzial als auch gleichzeitig gutes Niedriglast- und Startverhalten zu erreichen. Kompromissauslegungen sind für eine passive Vorkammer unumgänglich.
Untersuchungen zum Startverhalten einer an den spezifischen Motor für alle Betriebsbereiche optimierten Vorkammerzündkerze im Vergleich zu einer Standardzündkerze belegen, dass bei einer Motor- und Umgebungstemperatur von 20 °C keinerlei Unterschiede zwischen den beiden Zündsystemen im Startverhalten des Motors zu erkennen sind, wie Abbildung 7 belegt.

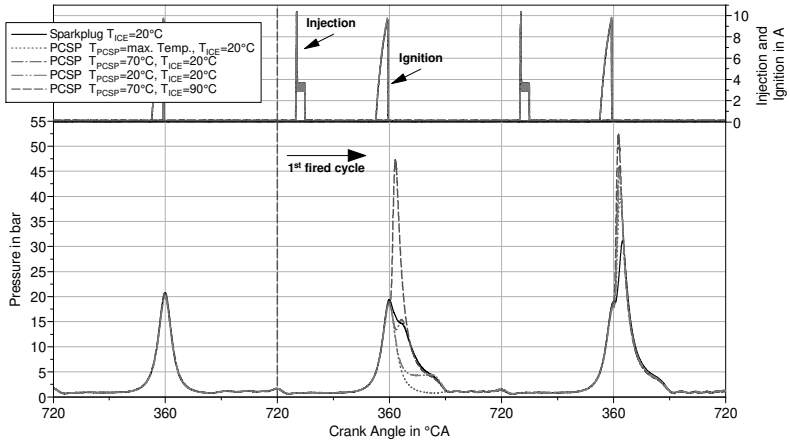


Abbildung 7: Startverhalten zwischen Vorkammer und Standardzündkerze im Vergleich

Sowohl mit einer normalen Zündkerze als auch einer Vorkammer zündet der zweite motorische Zyklus völlig problemlos und mit sichtbarem Druckanstieg. Je heißer die Vorkammertemperatur, z. B. durch eine separate Beheizung der Vorkammer erreichbar, desto stärker wird auch die Verbrennung, ausgedrückt durch einen sehr hohen Zylinderdruck mit steilem Druckanstieg. Dieses Verhalten ist auf den bereits beschriebenen reduzierten Wärmeentzug aus der Vorkammer bei einer Erwärmung derselben zurückzuführen.
Die für das schnelle Aufheizen des Katalysators nach dem Motorkaltstart erforderlichen späten Verbrennungsschwerpunktlagen (etwa 70 °KW bis 80 °KW nach ZOT) stellen für die Vorkammerzündung eine weitere Herausforderung dar: Die bereits erwähnten niedrigen Lasten unter kalten Bedingungen werden nun darüber hinaus durch ungünstige Zündbedingungen noch einmal erschwert. Ohne weitere Anpassungen lässt sich mit der Vorkammerzündkerze, die sich bisher hinsichtlich Teillastverbrauch und Klopfvorteil als sehr günstig herausgestellt hat, kaum ein Spätverstellen der Verbrennung erreichen. Hier ist die Überströmgeometrie entscheidend. Durch eine geschickte Wahl von Vorkammervolumen, Überströmquerschnitt, Funkenlage und Lochanordnung lässt sich auch eine sehr späte Verbrennung mit nur geringen Abstrichen hinsichtlich des Klopfvorteils und damit des Kraftstoffverbrauchsvorteils erzielen (siehe hierzu den im Zielbereich des Diagramms in Abbildung 6 liegenden Messpunkt mit gutem Klopfvorteil.)
Dass sich eine „warme“ Vorkammer bei sonst kalten Motorbedingungen nicht nur im Startverhalten und Katalysatorheizverhalten positiv auswirkt, sondern auch die stationäre Niedriglast stabilisiert, ist der folgenden Abbildung 8 zu entnehmen.

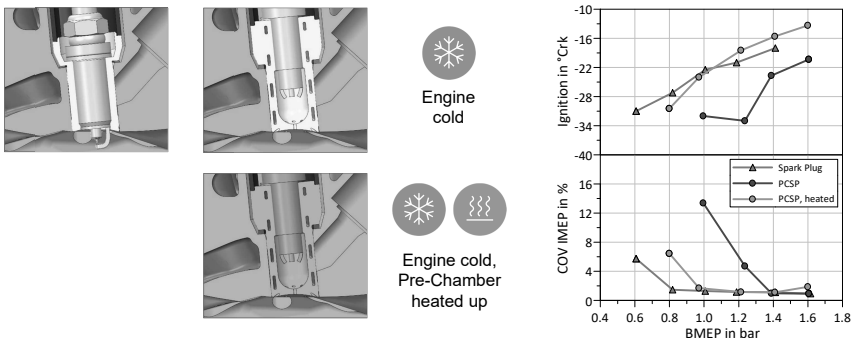


Abbildung 8: Betrieb bei kalten Motorbedingungen nahe Leerlauf bei $n = 1000\,\mathrm{min}^{-1}$ [2]; Originalabbildung ist farbig

Um zu zeigen, dass der Zielkonflikt zwischen Betriebsverhalten/Startfähigkeit bei kalten motorischen Bedingungen und Klopfminderungspotenzial durch Wahl der richtigen Vorkammergeometrie deutlich entschärft werden kann, wurden mit der

bei den Startuntersuchungen verwendeten Vorkammer auch Untersuchungen bei hoher Last und warmen Motorbedingungen durchgeführt, was in Abbildung 9 dargestellt wird. Eindeutig ist zu erkennen, dass die Vorkammer gegenüber der Zündkerze bei vergleichbarem geometrischen Verdichtungsverhältnis ca. 5 °KW frühere Schwerpunktlagen an der Klopfgrenze erlaubt. Dieser Vorteil ist unabhängig von der Rate der zurückgeführten und dabei gekühlten Restgase.

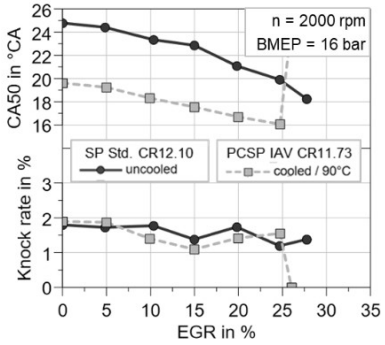


Abbildung 9: Verbrennungsschwerpunktlage bei Hochlast im Vergleich zwischen Vorkammerzündung (aufgeheizt auf 90 °C) und Standardzündkerze (heiße Motorbedingungen)

Die intensive Nutzung virtueller Entwicklungsmethoden bei der Auslegung der Vorkammer erlaubt eine weitgehende Lösung des üblichen Zielkonflikts zwischen niedriger Last bei kalten Motorbedingungen sowie hoher Last bei kalten Motorbedingungen. Dabei müssen vor allem die auftretenden physikalischen Effekte innerhalb der Vorkammer berücksichtigt werden. Die beeinflussenden Variablen, die unbedingt Berücksichtigung finden müssen, sind die innere und auch Überströmgeometrie sowie die Funkenlage der Zündkerze innerhalb der Vorkammer. Auch das Material, genauer die Wärmeleitfähigkeit, der Vorkammer hat enormen Einfluss. Bei kaltem Motor wäre aufgrund der deutlich geringeren Wärmeleitfähigkeit eine Vorkammer aus Stahl gegenüber einer aus Kupfer zu bevorzugen. Weiterhin wäre eine Vorrichtung zum Beheizen der Vorkammer, wie z. B. eine integrierte elektrische Heizspirale oder ein Glühstift denkbar. Notwendige Auslegungskriterien sind hier zu definieren und bei der Entwicklung gezielt zu berücksichtigen.

Anwendung

Bereits in passiver Ausführung der Vorkammerzündkerze können die Potenziale zur Klopfminderung und dadurch ermöglichten Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses vollständig umgesetzt werden. Soll der klopfbegrenzte

Volllastbetrieb durch die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses keinen schlechteren Kraftstoffverbrauch aufweisen als mit Zündkerze und Ausgangsverdichtung, so sind signifikante Erhöhungen der Verdichtung von 2 bis 2,5 Einheiten möglich. Hierdurch kann im zyklusrelevanten Bereich bei stöchiometrischen Betrieb ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von 2 % bis 3 % erzielt werden. Wird die Vorkammerzündkerze hingegen bei gleichem Verdichtungsverhältnis wie die Zündkerze eingesetzt, so kann die Vorkammerzündung mit ihrem sehr schnellen Durchbrennen auch zur Absenkung der Abgastemperatur und damit als Maßnahme zu kennfeldweitem stöchiometrischen Betrieb dienen. Hier wurden bis zu 80 K Abgastemperaturabsenkung infolge der Frühverstellung der Schwerpunktlage bei Volllastbetrieb erreicht. Auch Mischformen aus moderater Anhebung der geometrischen Verdichtung und gleichzeitiger Reduktion der Abgastemperatur sind umsetzbar.
Nicht zuletzt können weitere Kraftstoffverbrauchssenkungen durch Synergien von Vorkammerzündung und komplementären Technologien erzielt werden. Insbesondere solche Brennverfahrenstechnologien, die prinzipbedingt an langsamem Kraftstoffumsatz oder erheblich verschlechterten Zündbedingungen leiden, können durch die Vorkammerzündung verbessert werden.

Miller-Verfahrensführung als Komplementärtechnologie zur Vorkammerzündung

Eine zur Vorkammerzündung komplementäre Technologie ist eine Verfahrensführung mit dem Miller-Zyklus. Die beiden wesentlichen Wirkprinzipien, die Reduktion des effektiven Hubvolumens und die Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses dienen, bei sehr niedrigen Lasten der Entdrosselung und bei höheren Lasten, eine konstante Saugrohrtemperatur vorausgesetzt, der Klopfminderung. Aufgrund des Prinzip bedingten frühen Schließens und des damit verringerten und verkürzten Hubs der Einlassventile des Miller-Zyklus wird die Ladungsbewegung verschlechtert, wodurch sich Brenndauer und Vorzündbedarf, letzteres insbesondere bei sehr niedrigen Lasten, stark verlängern [4]. Hier hilft die Vorkammerzündung, den Nachteil aus der geringeren Ladungsbewegung durch ihr schnelles Durchbrennen und mithilfe multipler Zündorte zu kompensieren. Unabhängig von Last und Drehzahl und damit von der Ladungsbewegung im Hauptbrennraum ermöglicht die „schützende“ Vorkammer um die Zündkerze innerhalb derselben stets vergleichbaren Strömungsbedingungen im Funkenspalt. Sobald die Entflammung unter stabilen Bedingungen innerhalb der Vorkammer erfolgt ist, führt die Drucküberhöhung zum Austritt der turbulenten Fackelstrahlen, welche ihrerseits die Verbrennung im Hauptbrennraum beschleunigen. Heute übliche, aber nicht nur vorteilige Maßnahmen, wie Tumble-Einlasskanäle oder Einlassventilmaskierungen können nun entfallen bzw. entfeinert werden, wie Abbildung 10 exemplarisch zeigt.

Da die vorgenannten üblichen Maßnahmen alle eine Drosselung der Einlassströmungsquerschnitte zum Ergebnis haben, kann der Motor bei Verzicht auf dieselben und Betrieb mit der Vorkammerzündung erheblich entdrosselt werden, was insbesondere bei hohen Leistungsdichten zu einem großen Vorteil führt.

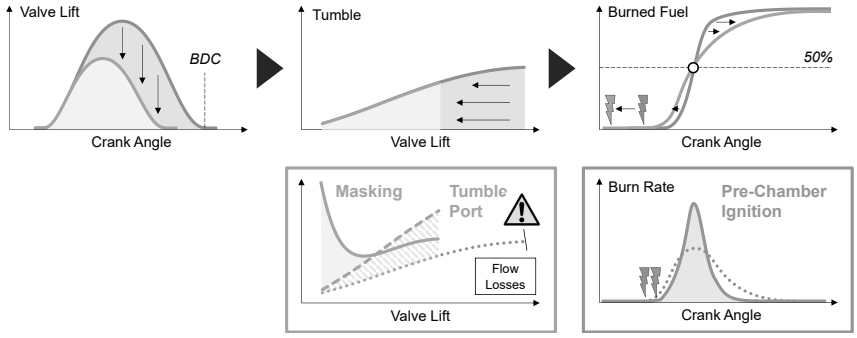


Abbildung 10: Synergie von Miller-Zyklus und Vorkammerzündung [5]; Originalabbildung ist farbig

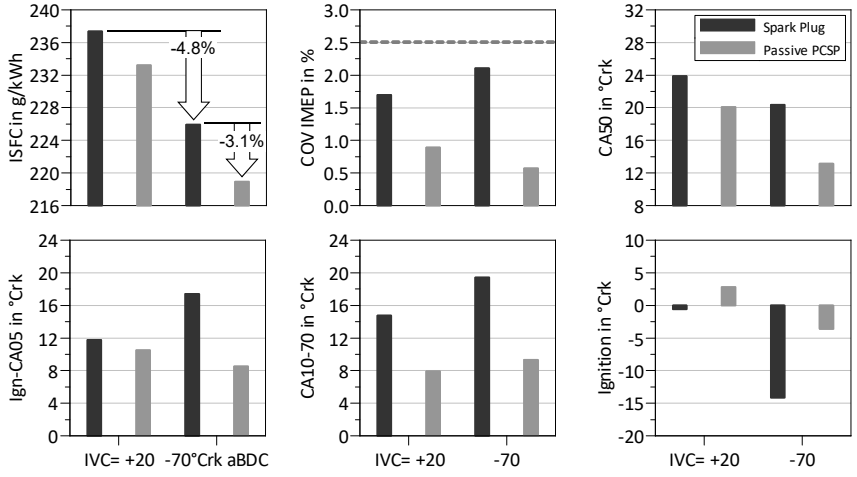


Abbildung 11: Vergleich von passiver VKZK und konventioneller Zündung mit Standard und Miller-Steuerzeiten bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 16\,\mathrm{bar}$ [5]; Originalabbildung ist farbig

Wie in Abbildung 11 gezeigt, kann mit Standardzündsystem im klopfbegrenzten Betriebspunkt bei $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 16\,\mathrm{bar}$ durch die Anwendung eines kür-

zeren Miller-Einlasshubprofils (120 °KW bei 1 mm Hub) und damit eines frühen Einlassschlusses im Vergleich zum Standardprofil (180 °KW) eine um 3,5 °KW frühere Verbrennungsschwerpunktlage eingestellt werden. Die Vorkammerzündung ermöglicht weitere 7,5 °KW Frühstellung und damit einen zusätzlichen Verbrauchsvorteil von 3,1 %. Bei niedrigerer Last kann die zunehmend schlechtere Homogenisierung des Gemischs infolge der geringeren Ladungsbewegung zu einem Problem insbesondere für den Betrieb mit Vorkammer werden. Dies bedarf besonderer Aufmerksamkeit bei der Abstimmung von Vorkammer und Gemischbildung, wozu geeignete Simulationsansätze zum Einsatz kommen müssen.

Extern gekühlte Abgasrückführung als Komplementärtechnologie zur Vorkammerzündung

Extern gekühlte Abgasrückführung (AGR) gilt beim ottomotorischen Brennverfahren als eine deutlich wirkungsgradsteigernde Maßnahme. Einerseits kann diese im Teillastbetrieb helfen, den Motor zu entdrosseln, andererseits kann mit Hilfe der extern gekühlten Abgasrückführung die Klopfneigung gemindert werden. Der letztgenannte Effekt ist auf die inerte Wirkung in Verbindung mit einer Erhöhung der Wärmekapazität der Zylinderladung zurückzuführen. In der Konsequenz wird die Reaktivität des Gemischs herabgesetzt. Neben den vorgenannten Vorteilen gehen mit der Einführung der extern gekühlten AGR aber auch Nachteile einher. Die Vorkammerzündung kann genau hier sehr unterstützend helfen, weshalb die Kombination von Vorkammerzündung und extern gekühlter AGR eine vielversprechende Kombination darstellt. Auch hier ergänzen die Vorteile der Vorkammerzündung die Nachteile des zündunwilligeren und langsamer durchbrennenden Gemischs. Bei hoher klopfbegrenzter Last kann die passive Vorkammerzündkerze infolge ihres Klopfvorteils sowie stabilen Zündprozesses mit geringen zyklischen Schwankungen auch mit AGR eine wesentlich frühere Schwerpunktlage und damit einen geringeren Kraftstoffverbrauch erzielen, dargestellt in Abbildung 12. Dabei brennt sie sehr stabil und reproduzierbar durch und ermöglicht dadurch zusätzlich eine Steigerung der maximalen AGR-Rate von 15 % auf 20 %.
Bei niedriger Last, dargestellt im rechten Teil der Abbildung 12, und damit für beide Zündsysteme hinsichtlich Laufruhe gleichgünstiger früher Verbrennungsschwerpunktlage, erreicht die passive Vorkammerzündkerze hingegen ca. fünf Prozentpunkte weniger AGR Rate als bei Betrieb mit konventioneller Zündkerze. Hierfür verantwortlich ist vor allem der Restgasgehalt innerhalb der Vorkammer aus dem vorhergehenden Zyklus, der sich mit dem Frischgemisch, welches in die Vorkammer drängt, vermischt. Da auch dieses bei Betrieb mit externer AGR stark verdünnt ist, wird zum Zündzeitpunkt ein immer höherer Restgasgehalt im Funkenspalt der Zündkerze innerhalb der Vorkammer vorhanden sein, als würde der Motor nur mit konventioneller Zündkerze im Hauptbrennraum betrieben werden. Daher wurde

auch der Effekt bei Betrieb mit einer aktiven Vorkammer untersucht. Dafür wurde ein spezielles Vorkammereinspritzsystem entwickelt, welches nicht nur Kraftstoff, sondern auch Luft einbringen kann, was den stark inerten Restgasanteil verdünnen soll. Dabei werden beide Medien kurz vor Einspritzung in die Vorkammer direkt gemischt, sodass der Vorkammer ein aufbereitetes Gemisch mit beliebigem Luftverhältnis zugeführt werden kann. Der Anteil des in die Vorkammer eingebrachten Kraftstoffs beträgt dabei nur etwa 2 % der Gesamtmenge. Dadurch kann die AGR-Verträglichkeit im Vergleich zur passiven, aber auch zur aktiven Vorkammer mit reiner Kraftstoffeinspritzung insbesondere bei niedriger Last enorm gesteigert werden. Somit sind je nach Betriebspunkt weitere 1,5 % bis 8,8 % Kraftstoffabsenkung möglich. Allerdings muss hier noch die zur Bereitstellung der komprimierten Luft erforderliche Antriebsleistung berücksichtigt werden. Je nach Wirkungsgrad des Luftbereitstellungssystems und des Luftverhältnisses ist mit parasitären Verlusten zu rechnen, die den Verbrauchsvorteil wieder um maximal 1 % reduzieren.

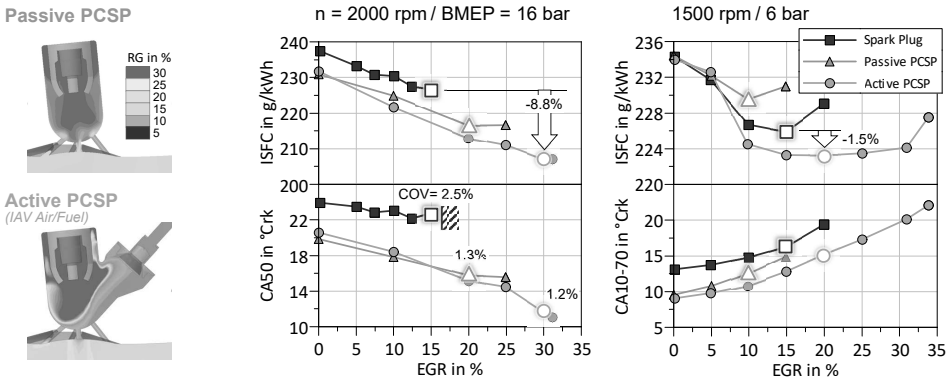


Abbildung 12: Einfluss extern gekühlter AGR bei $\varepsilon = 12$ für passive und aktive VKZK im Vergleich zu konventioneller Zündkerze bei hoher und niedriger Last [5]; Originalabbildung ist farbig

Homogen-mager Betrieb ermöglicht durch die Vorkammerzündung

Das mit Abstand größte Einzelpotenzial unter den Brennverfahrenstechnologien weist das Mager-Brennverfahren auf. Im Gegensatz zum geschichteten Betrieb mit global magerem Gemisch ist es im homogen-mageren Betrieb möglich, bei $\lambda \approx 2$ und darüber die Stickoxidrohemissionen auf das Tail-Pipe-Niveau eines stöchiometrischen Betriebs mit Drei-Wege-Katalysator zu reduzieren. Konventionelle Zündsysteme können diese stark verdünnten Gemische nicht mehr zünden. Auch die hier untersuchte passive Vorkammer zündet unter diesen Bedingungen nicht besser. Trotz kürzerer Brenndauer reduziert der höhere Restgasgehalt in

der passiven Vorkammer die Abmagerungsfähigkeit sogar geringfügig, denn hier verhält sich der die Zündbedingungen verschlechternde kumulierende Effekt ähnlich wie bei der extern gekühlten AGR beschrieben. In diesem Fall vermischt sich das in der Vorkammer vorhandene Restgas mit dem stark verdünnten und aus dem Hauptbrennraum einströmenden Gemisch zu einem äußert zündunwilligen Vorkammergemisch, dessen Abmagerungsgrenze nicht ausreicht, den Lambdabereich zu erreichen, in dem die Stickoxidentstehung so stark reduziert ist, dass der Zielemissionsbereich erreicht werden kann. Erst die aktive Vorkammerzündkerze macht das Erreichen der Zielzone hinsichtlich Stickoxide im Rohabgas möglich, gezeigt in Abbildung 13.

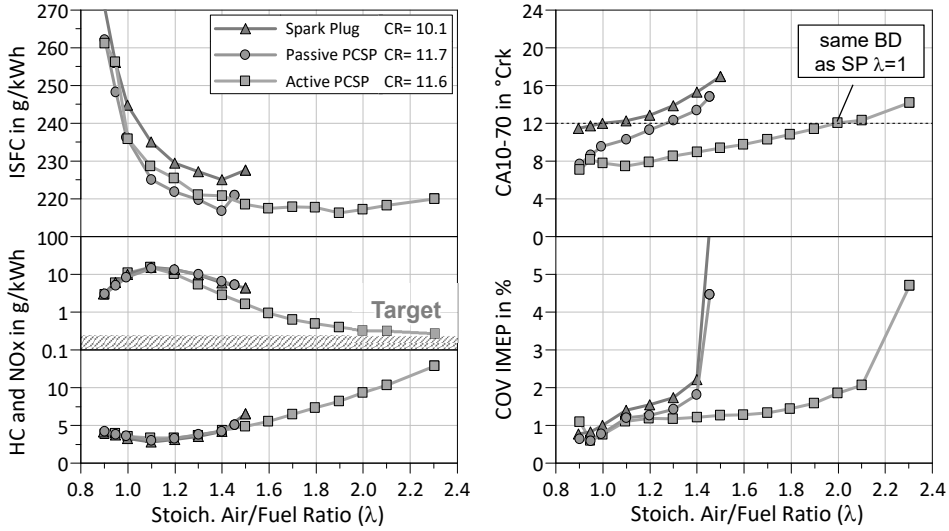


Abbildung 13: Abmagerung mit aktiver VKZK und Luft-Kraftstoff-Einspritzsystem bei $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$, $p_{\mathrm{me}} = 6\,\mathrm{bar}$ [1]; Originalabbildung ist farbig

Unabhängig vom Hauptbrennraum wird dabei innerhalb der Vorkammer ein zündwilliges, etwa stöchiometrisches Gemisch erzeugt. Die dann aufgrund der guten Zündbedingungen in der Vorkammer sehr starken Fackelstrahlen ermöglichen dann die Zündung sehr stark verdünnter Gemische sowie auch deren schnelles Durchbrennen. Die Brenndauer ist dabei auf gleichem Niveau wie bei konventioneller Zündung im stöchiometrischen Betrieb. Durch den Einsatz des speziellen Niederdruck-Luft-Kraftstoff-Einspritzsystems wird darüber hinaus die Gemischaufbereitung in dem kleinen Vorkammervolumen verbessert, sodass überfettete Bereiche infolge eines Kraftstoffwandfilms enorm verringert und zusätzliche Kohlenwasserstoff- oder Partikelrohemissionen vermieden werden [6].

Zusammenfassung und Ausblick

Die gezeigten und diskutierten Ergebnisse unterstreichen das hohe Potenzial der Vorkammerzündung. Durch den prinzipbedingten Übergang von einer klassischen Flammenfront basierten Verbrennung zu einer Volumenreaktion erreicht die Vorkammerzündung sowohl eine hohe Klopffestigkeit als auch die Fähigkeit, stark verdünnte Gemische zu entzünden. Sie ist damit prädestiniert, ottomotorische Brennverfahren enorm zu verbessern. Trotz der Herausforderungen bei Niedriglast und Kaltstart hilft sie dabei, als eine Art Schlüsseltechnologie auch andere komplementäre Brennverfahrenstechnologien effizienter zu machen – oder überhaupt erst zu ermöglichen. Die Vorkammer kann dabei schrittweise in die Antriebsstrangentwicklung integriert werden. In ihrer einfachsten, passiven Konfiguration kann sie in Kombination mit einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses bereits Zyklusverbrauchsvorteile von 2 % bis 3 % erzielen. In Kombination mit einer Komplementärtechnologie, wie dem Miller-Zyklus oder extern gekühlter AGR, sind weitere 3 % möglich. Dabei sollte das Technologiepaket immer auf die Anforderungen des jeweiligen Antriebsstrangs zugeschnitten sein, insbesondere auch unter Berücksichtigung von Hybrid-Antriebsszenarien, erkenntlich in Abbildung 14.

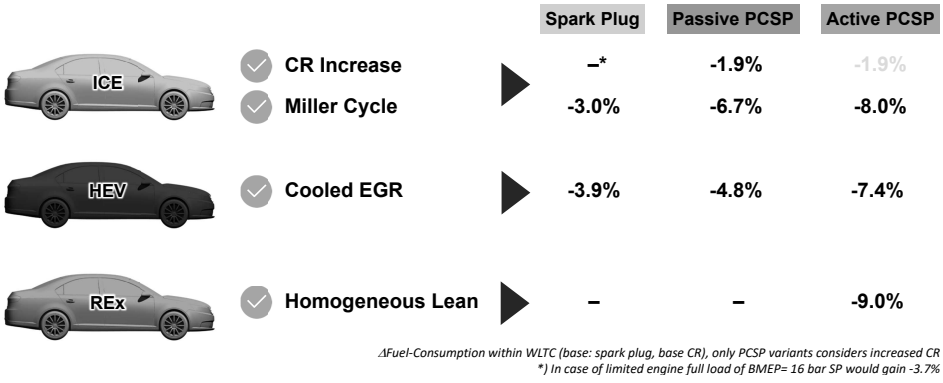


Abbildung 14: Kraftstoffeinsparpotenzial der Vorkammerzündung in verschiedenen Antriebsträngen [5]; Originalabbildung ist farbig

So schafft der parallele Hybrid durch das Phlegmatisieren des Verbrennungsmotors günstige Bedingungen für die extern gekühlte (Niederdruck-)Abgasrückführung. Für zunehmend verdünnte Brennverfahren kommt dann die aktive Vorkammer zum Einsatz. Wird dabei ein Niederdruck-Luft-Kraftstoff-Einspritzsystem eingesetzt, so ergeben sich auch für die Abgasrückführung Vorteile von 2 % bis 3 %. Der höchste Wirkungsgrad allerdings wird erst durch die Kombination mit dem homogen-mageren Betrieb erreicht. Um das Umschalten in den stöchiometrischen

Betrieb und damit hohe Stickoxidrohemissionen, z. B. bei Beschleunigungsvorgängen, zu vermeiden, eignet sich diese Betriebsart vorrangig für einen seriellen Hybrid, welcher das verbrennungsmotorische Drehmoment vom Fahrerwunsch nahezu vollständig entkoppelt. Das hier für den homogen-mageren Betrieb aufgezeigte Potenzial von ca. 9 % im Kraftstoffverbrauch bezogen auf den WLTC Zyklus zeigt aber bei Weitem nicht das maximal mögliche Potenzial auf. In dem hier aufgezeigten Beispiel wird der Magerbetrieb nur bis maximal $p_{\mathrm{me}} = 8\,\mathrm{bar}$ Mitteldruck im Kennfeld betrieben, da es sich hier um einen konventionellen Verbrennungsmotor ohne Hybridfunktionen handelt. Sobald der transiente Bereich von einem elektrischen Antriebsteil übernommen werden kann, ist eine Ausweitung des Magerbetriebs unproblematisch möglich, wodurch sich die Potenziale erheblich vergrößern würden.
Unabhängig von Antriebsstrang, Konfiguration, flüssigem oder gasförmigem Kraftstoff, bereitet die Vorkammerzündung die Grundlage zur Steigerung des ottomotorischen Wirkungsgrads und ist ein weiterer Schritt in Richtung einer nachhaltigen Mobilität.

Danksagung

Alle im Artikel gezeigten und diskutierten Ergebnisse wurden im Zuge intensiver Entwicklungsarbeiten bei IAV GmbH erzeugt. Da nicht ein Einzelner, sondern ein Team hinter dem Erzeugten steht, möchte der Autor folgenden Kollegen herzlich für Ihre Mitarbeit und Ihren Einsatz danken: Emanuel Binder, Paul-Benjamin Reinicke, Michael Riess, Lorenz von Roemer, Marcus Wöbke und vielen anderen mehr.

Literatur

[1] Sens, M.; Binder, E.: „Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für einen zukünftigen Antriebsstrang-Mix“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), S. 46–53. doi: 10.1007/s35146-018-0152-1.

[2] Sens, M.; Binder, E.; Benz, A.; Krämer, L.; Schultalbers, M.; Blumenröder, K.: „Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für hocheffiziente Ottomotoren – neue Ansätze und Betriebsstrategien“. In: *39. Internationales Wiener Motorensymposium*. Hrsg. von Geringer, B.; Lenz, H.-P. Bd. 1. Wien, Österreich, 2018. isbn: 978-3-18-380712-3.

[3] Wöbke, M.; Reinicke, P.-B.; Riess, M.; Roemer, L. von; Sens, M.: „Charakterisierung der Zündung und frühen Flammenentwicklung eines Vorkammer-Zündsystems in einer Hochdruck-Brennkammer“. In: *4. Internationale Tagung Zündsysteme für Ottomotoren*. 2018.

[4] Sens, M.; Zwahr, S.; Günther, M.: „Potenziale des variablen Verdichtungsverhältnisses am voll gemillerten Ottomotor“. In: *Motortechnische Zeitschrift* 77 (4 2016), S. 52–58. issn: 0024-8525.

[5] Sens, M.; Binder, E.; Reinicke, P.-B.; Riess, M.; Stappenbeck, T.; Wöbke, M.: „Pre-Chamber Ignition and Promising Complementary Technologies“. In: *27. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2018.

[6] Binder, E.; Sens, M.: *IAV-Vorkammerzündung – Schlüsseltechnologie für hocheffiziente Ottomotoren*. 2018. url: https://www.youtube.com/watch?v=P5uyiT90U8I (besucht am 14. 07. 2020).

Biografische Notiz

Marc Sens ist Fachbereichsleiter bei der IAV GmbH und verantwortet dort die Vorentwicklung Antrieb. Die Arbeitsschwerpunkte konzentrieren sich auf die Entwicklung von Antriebskonzepten für zukünftige Mobilitätsszenarien sowie die Bewertung von Nachhaltigkeit im Mobilitätssektor.
Ich lernte Roland vor vielen Jahren über den Rudersport kennen. Später sah ich ihn auch immer wieder im beruflichen Kontext, insbesondere nachdem Roland zu Voith Turbo und dann zur TU Berlin gewechselt war. Die geteilte Begeisterung für das Rudern ließ uns in Berlin immer mal wieder eine gemeinsame Ausfahrt im „Zweier Ohne“ machen, was mir jetzt sehr fehlt.

Aufladung

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Meilensteine der Aufladung bei Volkswagen

Florian Frese, Dirk Hagelstein, Michael Appelt, Mario Sievert, Bernd Patzelt, Sebastian Keich

Turboaufgeladene Verbrennungsmotoren haben bei Volkswagen eine lange Tradition. Das erste turboaufgeladene Aggregat war ein Dieselmotor und wurde ab 1982 im Golf GTD in Serie verbaut. Der Abgasturbolader, der in dem Aggregat verwendet wurde, war ein vergleichbar einfach aufgebauter Wastegate-geregelter Abgasturbolader. Die Komponente Abgasturbolader wurde stetig weiterentwickelt und etablierte sich zum Stand der Technik bei modernen direkteinspritzenden Dieselmotoren. Im Jahre 2006 wurden die Abgasturbolader bei Volkswagen erstmalig an einem direkteinspritzenden Ottomotor in Serie eingesetzt. Die in dem EA111 1,41 TSI-Motor eingesetzte Aufladetechnik war ebenfalls ein Wastegate-geregelter Abgasturbolader, der zusätzlich mit einem mechanischen Lader kombiniert wurde.

Seit der Serieneinführung wird die Komponente Abgasturbolader bei Volkswagen kontinuierlich weiterentwickelt. Im Jahr 2016 kam dann die erste Ottomotoren VTG (variable Turbinengeometrie) in Großserie zum Einsatz. Für die Weiterentwicklung wurden z. B. numerische Verfahren (CFD, FEM, etc.) eingesetzt, um sowohl in der Auslegungsphase als auch späteren Entwicklungsphase die Komponente Abgasturbolader besser zu verstehen. Daneben ermöglichten neue Werkstoffe auf der Turbinen- oder Verdichterseite erhebliche Weiterentwicklungen. Darüber hinaus wurde durch eine genaue Analyse der Rotordynamik der Läufergruppe eine bessere Turboladerakustik gewährleistet.

Einleitung

Die Aufladung der Verbrennungsmotoren ist die Schlüsseltechnologie, um die Emissions- und Verbrauchsreduzierung weiter voranzutreiben. Der folgende Beitrag beschreibt die Meilensteine der Aufladung für die Otto- und Dieselmotoren der letzten Dekaden. Im weiteren Verlauf soll ein Einblick in die Werkstoffentwicklung für Turbinengehäuse, die Betrachtung der Rotordynamik und die Wuchtentwicklung gegeben werden. Darüber hinaus wird gezeigt, wie Simulationsmethoden in der Turboladerentwicklung genutzt werden.

Meilensteine der Aufladung

Dieselmotoren

Die Tradition der Abgasturboaufladung beginnt bei Volkswagen im Jahr 1982: Der Golf I erscheint als GTD-Version mit einem 1,6 l Dieselmotor und einer spezifischen Leistung von knapp 32 $^{kW}/_{l}$. Zur Leistungssteigerung von 40 kW auf 51 kW kam bei dem Saugdiesel ein Turbolader der Fa. Garrett zum Einsatz, der einen maximalen Ladedruck von 0,7 bar bereitstellen konnte. Im Golf II konnte durch Einführung eines Ladeluftkühlers die Leistung dieses Motors auf 59 kW gesteigert werden.
Mit dem Wechsel von der Wirbelkammer zum Direkteinspritzer im Jahr 1993 konnten Drehmoment und Leistung des Dieselmotors deutlich gesteigert werden. Einen technischen Durchbruch stellte in diesem Zusammenhang die Einführung des ersten Turboladers mit variabler Turbinengeometrie (VTG) im Jahr 1996 dar, mit dem eine Leistungssteigerung von 66 kW auf 81 kW erzielt werden konnte. So ließen sich erstmals dynamische Fahreigenschaften, wie eine Beschleunigung von $0 - 100\,^{km}/_{h}$ in knapp 11 s und eine Höchstgeschwindigkeit von über 190 $^{km}/_{h}$, bei gleichzeitig sehr niedrigen Verbrauchswerten realisieren.
Im Jahre 2003 wurde bei Volkswagen die dritte TDI-Generation in Serie gebracht. Das Aggregat war ein 2,0 l TDI Motor mit Pumpe-Düse-Einspritzung und Vierventiltechnik. Der Dieselmotor wurde mit einer Leistung von 100 kW im Touran und zeitgleich mit einer Leistung von 103 kW und 320 Nm im Audi A3 verbaut [1]. Die Anforderungen an das Aggregat waren z. B. eine Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauches um 5 %, die Einhaltung der Abgasnorm EU4 und eine mechanische Auslegung bis 25 bar Mitteldruck. Zur Emissionsreduzierung wurde der Motor mit einer Hochdruckabgasrückführeinrichtung (AGR) ausgestattet. Dafür wurde vor der Abgasturbine Abgas entnommen und im Saugrohr gekühlt wieder eingeleitet. Die Ladeluftkühlung erfolgte bei dem Motor über einen Frontladeluftkühler, der eine Kühlung bis zu einer spezifischen Leistung von 60 $^{kW}/_{l}$ sicherstellte. Mit Hilfe einer optimierten Saugrohrstreckengestaltung und einer optimierten Abgasturboladerauslegung konnte ein dynamischer Ladedruckaufbau und damit ein gutes Ansprechverhalten realisiert werden.
2007 wurde der Öffentlichkeit mit dem EA189 eine weitere TDI-Motorengeneration präsentiert. Das 2,0 l Aggregat hatte eine Leistung von 103 kW und besaß ein maximales Drehmoment von 320 Nm. Erstmalig kam bei diesem Motor bei Volkswagen ein Common-Rail-Einspritzsystem zum Einsatz. Wie der Vorgängermotor besaß das Aggregat eine Hochdruckabgasrückführung, die als Niedertemperaturabgasrückführung ausgeführt wurde, um die Abgasnorm EU5 zu erfüllen. Dafür wurde eine effiziente AGR-Kühlung entwickelt, die mit einer maximalen Kühlleistung von 8 kW arbeitet [2, S. 128]. Die verbaute Aufladegruppe war eine VTG-geregelte

Abgasturbine, die mit Hilfe einer pneumatischen Leitschaufelverstellung geregelt wurde. Die Leitschaufelverstellung war zusätzlich mit einer Lagerückmeldung ausgestattet, wodurch die exakte VTG-Position im Motorbetrieb erfasst werden konnte. Am Austritt des Verdichtergehäuses war als Neuerung ein Pulsationsdämpfer angeflanscht. Mit diesem Dämpfer wurden die auftretenden Strömungsgeräusche unmittelbar an der Schallquelle (Verdichteraustritt) reduziert, sodass ein gutes akustisches Verhalten erreicht wurde (Abbildung 1).

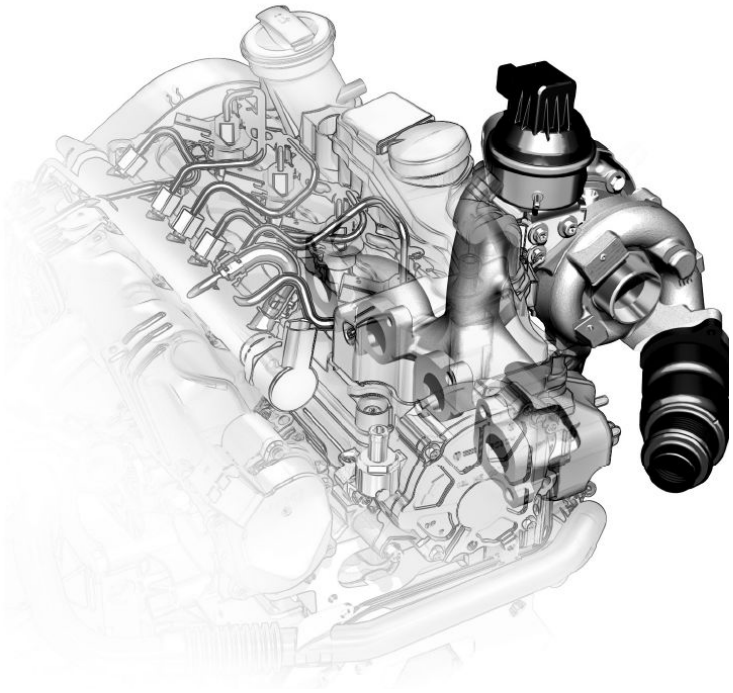


Abbildung 1: Abgasturbolader mit Pulsationsdämpfer vom EA189 2,01 103 kW Common-Rail EU5 Motor [2, S. 129]

Für den nordamerikanischen Markt wurde der EA189 im Jahr 2008 für die Abgasstufe BIN5/LEV2 weiterentwickelt [3, S. 151]. Der Motor ist ein Derivat von dem bereits ein Jahr zuvor vorgestellten Dieselaggregat und besitzt ebenfalls eine Leistung von 103 kW und ein maximales Drehmoment von 320 Nm. Zur Erfüllung der Abgasgesetzgebung BIN5/LEV2 ist der Motor neben einem Hochdruckabgasrückführsystem mit einer Niederdruckabgasrückführung ausgestattet (Abbildung 2). Ziel war es, bei hoher Zylinderfüllung eine möglichst hohe Abgasrückführrate zu realisieren, um die Stickoxidemissionen zu senken [3, S. 163].

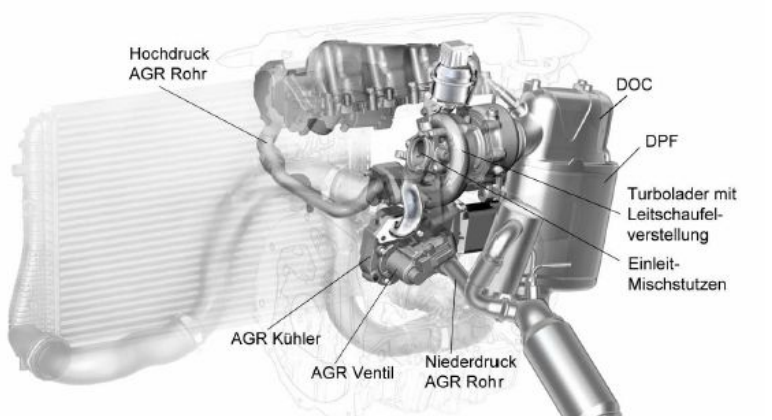


Abbildung 2: Aufladegruppe und Abgasrückführeinrichtung vom EA189 2,0 l 103 kW Common-Rail BIN5/LEV2 Motor [3, S. 164]

Im Gegensatz zur Hochdruckabgasrückführung, bei der das Abgas vor der Turbine entnommen wird, wird bei der Niederdruckabgasrückführung das Abgas nach der Abgasturbine und hinter dem Dieselpartikelfilter entnommen und nicht in das Saugrohr, sondern vor dem Verdichter eingeleitet. Den Ladedruck liefert auch hier ein VTG-geregelter einstufiger Turbolader, der gezielt auf das Zusammenspiel mit der Niederdruckabgasrückführung hin ausgelegt wurde. Als Neuerung wurde bei der Aufladegruppe erstmals ein aus Aluminium gefrästes Verdichterrad mit einer zusätzlichen Beschichtung aus Nickel-Phosphor eingeführt. Die Beschichtung dient dazu, das Verdichterrad im Motorbetrieb vor Erosion durch Partikel bzw. feine Kondensattropfen sowie Korrosion durch saure Medien zu schützen.

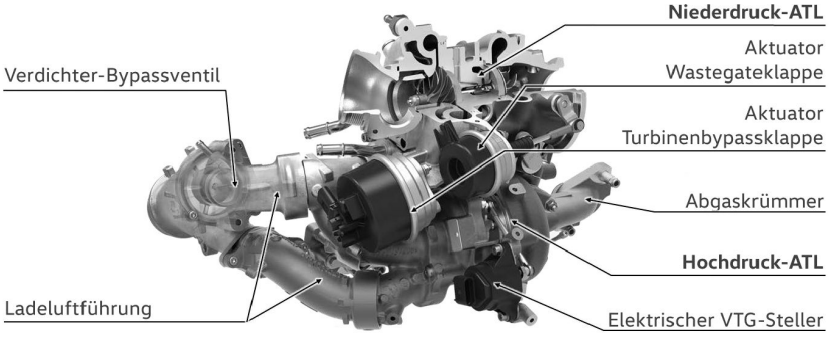


Abbildung 3: Komponentenübersicht des Biturbo-Aufladesystems vom EA288 2,0 l 176 kW [4, S. 100]

Einen weiteren Meilenstein in puncto Aufladetechnik markierte die Motorgeneration EA288, die im Jahr 2012 debütierte und im Jahr 2014 um eine Spitzenmotorisierung ergänzt wurde: Ausgestattet mit einer geregelten zweistufigen Aufladung (Abbildung 3) stellt dieser Motor eine Nennleistung von 176 kW (89 $^{kW}/_{l}$) bei einem Nenndrehmoment von 500 Nm bereit [4, S. 95].
Mit der zweistufigen Aufladeeinheit ist ein maximaler Ladedruck von 3,8 bar (abs.) darstellbar. Aufgrund der hohen Verdichtung durch die Aufladegruppe und der damit verbundenen Frischlufttemperaturen kommt im Niederdruckverdichtergehäuse eine Wasserkühlung zum Einsatz, die die Austrittstemperatur der Luft signifikant reduziert. Die turbinenseitige Regelung erfolgt über eine VTG auf der Hochdruckstufe mit einem elektrischen Steller sowie eine Turbinenbypassklappe und ein Wastegate auf der Niederdruckturbine, die beide pneumatisch betätigt werden. Verdichterseitig ist der Abgasturbolader (ATL) mit einem selbstregelnden Bypass ausgestattet. Aufgrund der hohen Abgastemperaturen und Massenströme kommt als Werkstoff für den Abgaskrümmer und die Turbinengehäuse das austenitische Gusseisen D-5S zum Einsatz.

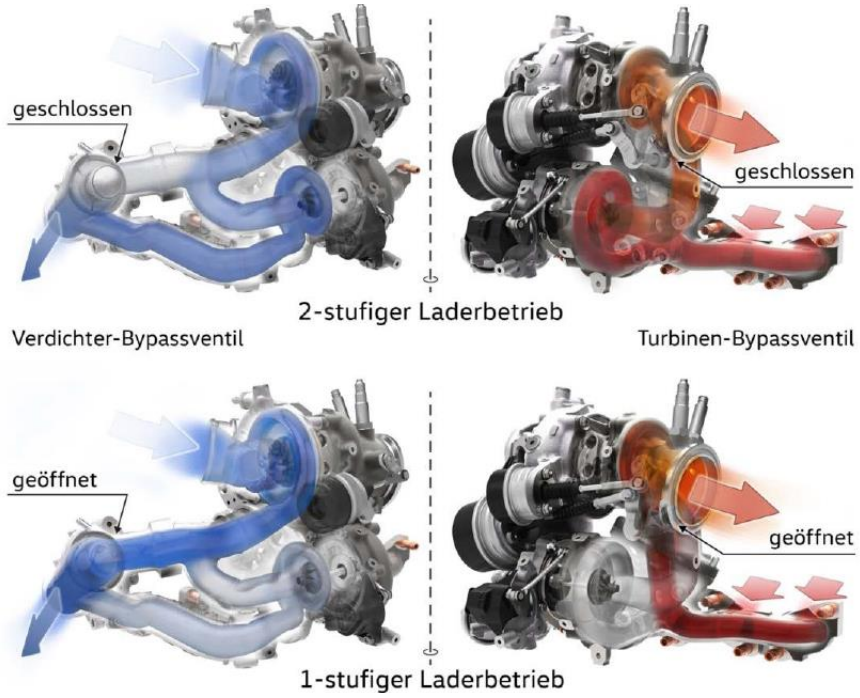


Abbildung 4: Durchströmung der Aufladegruppe im zwei- bzw. einstufigen Betrieb [5, S. 101]

Das Zusammenspiel der beiden Lader im ein- bzw. zweistufigen Betrieb zeigt Abbildung 4. Das Aufladesystem ist eine Schlüsselkomponente zur Erreichung dynamischer Fahreigenschaften: So ist die Beschleunigung von $0 - 100\,^{\mathrm{km}}/_{\mathrm{h}}$ im Passat (Limousine) in gut sechs Sekunden erledigt und erst bei $241\,^{\mathrm{km}}/_{\mathrm{h}}$ endet der Vortrieb. Gleichzeitig leistet die Aufladeeinheit einen elementaren Beitrag zur Erreichung der Verbrauchsziele dieses Motors ($5{,}3\,^{\mathrm{l}}/_{100\,\mathrm{km}}$ im NEFZ) und zur Einhaltung der strengen EU6-Abgasgrenzwerte.
Das jüngste Mitglied in der Volkswagen Dieselmotorenfamilie stellt der EA288 evo dar, der im Jahr 2018 der Öffentlichkeit vorgestellt wurde. Der Motor wurde im Vergleich zu seinem Vorgänger noch einmal deutlich effizienter und erzielt niedrigste Emissionen in allen Fahrzyklen und im RDE-Betrieb – bei gleichzeitig verbesserter Leistungsentfaltung, gehobenem Komfort und reduziertem Gewicht [6, S. 38 f.]. Der Motor wird mit einem Einheitshubraum ausgeführt, um größtmögliche Synergien zwischen den einzelnen Leistungsklassen zu nutzen und die Variantenvielfalt zu reduzieren. Im Modularen Längsbaukasten (MLB) wird der Motor in zwei Leistungsklassen (LK) angeboten: Der Motor der LK1 leistet 120 kW bei einem Nennmoment von 380 Nm, die LK2 stellt 150 kW bei einem Nennmoment von 400 Nm bereit. Für beide Leistungsklassen kommt jeweils ein neu entwickelter Abgasturbolader zum Einsatz, der optimal auf die motorischen Anforderungen ausgelegt ist (siehe Abbildung 5).

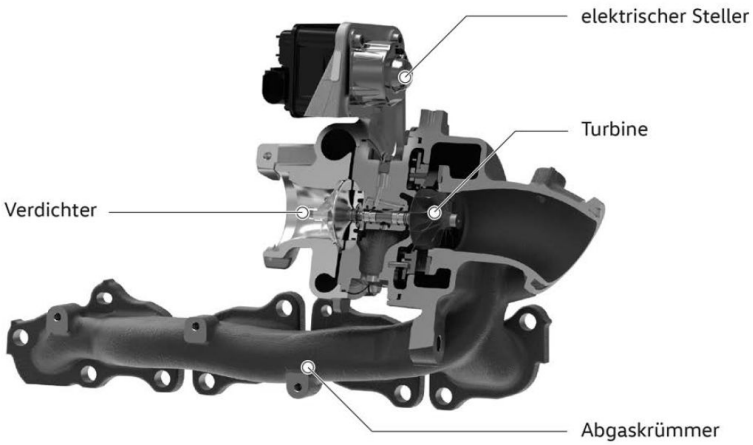


Abbildung 5: Abgasturbolader des EA288 evo 2,0 l 120 kW im MLB [6, S. 54]

Durch den Einsatz neuer Radtypen auf der Verdichter- und der Turbinenseite konnten im Vergleich zum Vorgänger sowohl die Kennfeldbreite als auch der Wirkungsgrad signifikant gesteigert werden (Abbildung 6).

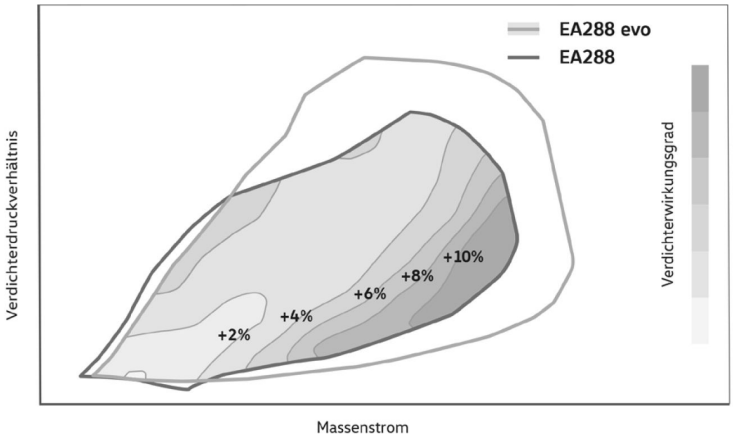


Abbildung 6: Verdichterkennfeldvergleich zwischen dem EA288 und EA288 evo auf Basis der LK1 [6, S. 54]

Ottomotoren

Im Jahr 2006 stellte Volkswagen den EA111 1,4 l TSI-TwinCharger der Öffentlichkeit vor [7]. Der erste 4-Zylinder TSI-Motor mit einem Hubvolumen von 1,4 l leistete in der ersten Evolutionsstufe 125 kW (90 kW/l). Das Nennmoment betrug zunächst 240 Nm (171 Nm/l). Der Wastegate-Abgasturbolader war speziell für den Bereich der Nennleistung – also relativ groß ausgelegt. Die Materialien der Abgasturbine konnten Abgastemperaturen von bis zu 1050 °C vor Turbine ertragen, sodass im realen Fahrbetrieb weitgehend auf eine Gemischanreicherung zum Bauteilschutz verzichtet werden konnte. Im unteren Drehzahlbereich wurde ab einer bestimmten Lastanforderung ein mechanisch angetriebenes Roots-Gebläse („Kompressor“) über eine Magnetkupplung zugeschaltet. Dadurch konnte das stationäre Drehmoment bis zu einer Drehzahl von 2500 1/min angehoben werden, in transienten Beschleunigungsvorgängen war eine Unterstützung bis ca. 3500 1/min möglich. Durch die direkte Ankopplung des Kompressors über einen Keilrippenriemen an die Kurbelwelle war ein sehr dynamischer Fahrbetrieb auch bei niedrigen Motordrehzahlen sichergestellt (Abbildung 7).
Der 1,4 l 125 kW TSI-TwinCharger ersetzte den 2,3 l VR5 MPI Saugmotor mit 125 kW. Im Vergleich zu diesem konnte die spezifische Leistung um 67 %, das spezifische Drehmoment um 82 % gesteigert und der Kraftstoffverbrauch im NEFZ um 20 % gesenkt werden ([8, S. 8], s. Abbildung 8).

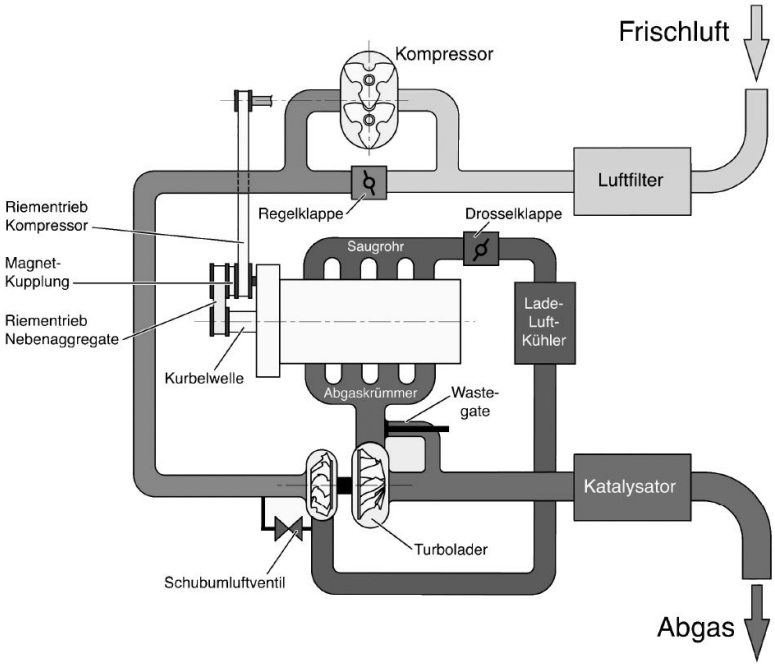


Abbildung 7: Schaltbild des 1,4l TSI TwinCharger [7, S. 966]

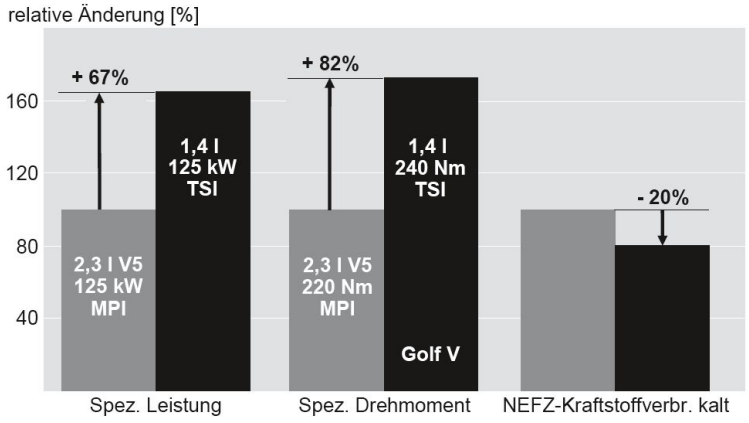


Abbildung 8: Potenziale des 1,4l TSI TwinChargers im Vergleich zum 2,3l VR5 MPI [8, S. 11]

Damit hat Volkswagen als erster Volumenhersteller sehr erfolgreich die TSI-Downsizing-Strategie zur Senkung der CO_2-Emissionen bei gleichzeitiger Steigerung des Fahrspaßes eingeführt. Das Konzept wurde als bivalentes System auf den Betrieb mit Erdgas übertragen und fand u. a. im Passat Ecofuel seinen Einsatz.
Mit dem neuen EA111 1,4 l TSI mit 88 kW und 1-stufiger Turboaufladung wurde 2007 die nächste Stufe zur Umsetzung im Bereich der kosteneffektiven Volumenmotoren eingeleitet [9]. Ein weiterentwickeltes Brennverfahren, ein sorgfältig optimierter Turbolader in Verbindung mit einem optimierten Ladungswechsel und ein neu entwickeltes Wasser-Ladeluft-Kühlkonzept sind die technischen Besonderheiten dieses Motors.
Für den 2009 eingeführten EA111 1,2 l 77 kW wurde eigens ein neues 2V-Brennverfahren mit festen Steuerzeiten entwickelt. Hierbei kam erstmalig eine Diagonalturbine (mixed-flow turbine) in einem Pkw-Ottomotor zum Einsatz [10]. Mit dieser konnte das Massenträgheitsmoment des Laufzeugs erheblich reduziert werden. Mit der ins Saugrohr integrierten Ladeluftkühlung konnte das druckseitige Volumen verringert werden, was der ATL-Dynamik zugutekam. Durch den erstmaligen Einsatz eines elektrischen Wastegatestellers konnte aufgrund der hohen Dichtigkeit des Wastegates das Ansprechverhalten des Turboladers zusätzlich verbessert werden. Im Jahr 2012 wurde dann die neue Baureihe EA211 TSI eingeführt [11–13]. Eine wichtige Änderung aus Sicht der Aufladung war die Einführung eines in den Zylinderkopf integrierten Abgaskrümmers (iAGK, siehe Abbildung 9).

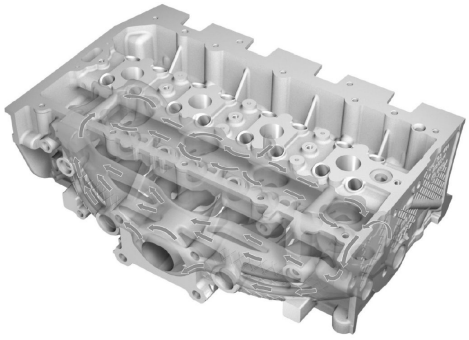


Abbildung 9: EA211-Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmer [11, S. 57]

Hierdurch konnte die Abgastemperatur bei Nennleistung erheblich reduziert werden, was sich u. a. positiv auf die Robustheit des Laders der EA211 TSI-Motoren auswirkte. Die heiße Seite wurde von nun an in Fahrtrichtung gesehen hinter dem Motor angeordnet. Die Aufladung für die verschiedenen 3- und 4-Zylinder TSI-Derivate mit einem Hubraum von 1,0 l, 1,2 l und 1,4 l und einem Leistungsbereich von 63 kW bis 110 kW wurde modular ausgeführt. Zur Darstellung der oberen

Leistungsklasse von bis zu 110 kW wurden erstmalig bei Volkswagen verstellbare Ein- und Auslassnockenwellensteller eingesetzt. Die Thermodynamik der Turbolader wurde in Zusammenarbeit mit den Turboladerlieferanten für die jeweilige Leistungsklasse bzw. Region konsequent weiterentwickelt.
Mit dem im Jahr 2016 vorgestellten EA211 1,5 l TSI evo Vierzylindermotor wird die Baureihe gezielt in Richtung Verbrauch, Emissionen und Fahrperformance weiterentwickelt [14]. Entsprechend der ehrgeizigen zukünftigen CO_2- und Emissionsanforderungen bilden Brennverfahren, Aufladung, Thermomanagement und umfassende Reibungsmaßnahmen am Grundtriebwerk die Schwerpunkte der Weiterentwicklung. Die 96 kW-Variante wurde durch den Einsatz des TSI evo-Brennverfahrens konsequent auf ein maximales Verdichtungsverhältnis von 12,5 ausgelegt. Das frühe Einlassschließen verringert den Liefergrad, damit wächst der Bedarf an Ladedruck. Dies stellt besonders bei niedrigen Motordrehzahlen sehr hohe Anforderungen an das Aufladesystem, die unter Randbedingungen wie Hitze und Höhe noch ansteigen. Es sind Ladedrücke bis zu 1,3 bar (relativ) erforderlich, während im Bereich der Nennleistung ein geringer Abgasgegendruck angestrebt wird. Diese Anforderungen lassen sich mit einem Abgasturbolader mit VTG sehr gut erfüllen (Abbildung 10).

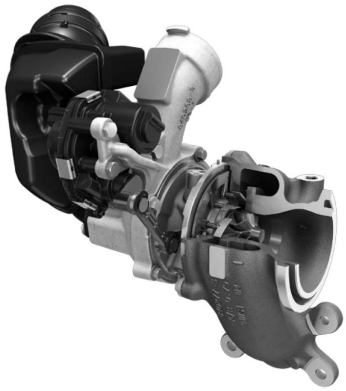


Abbildung 10: VTG-Abgasturbolader des EA211 evo 1,5 l 96 kW [14, S. 27]

Im Ergebnis setzen die 1,5 l TSI evo Motoren erneut Maßstäbe in puncto Effizienz und Fahrleistungen. Gleichzeitig konnten die CO_2-Emissionen sowohl im Normzyklus als auch besonders unter Praxisbedingungen entscheidend reduziert werden. Der 1,5 l 96 kW ist inzwischen auch als CNG-Variante erhältlich [15]. Durch die VTG und das gewählte Steuerzeitenkonzept ist es möglich, sowohl im Benzin- als auch im CNG-Betrieb eine vergleichbare Performance darzustellen. Im Benzin-DI-Betrieb wird ein früher Einlassschluss gewählt, um das Klopfen wirksam zu

reduzieren. Im CNG-MPI-Betrieb sind aufgrund der Klopffestigkeit von Methan füllungsorientierte Steuerzeiten realisierbar, sodass der Füllungsnachteil der MPI-Einblasung kompensiert werden kann.
Im Oktober 2019 wurde mit dem EA211 TSI evo 1,0 l 3-Zylinder die nächste Stufe der EA211 TSI evo Motoren vorgestellt [16]. Das TSI-Miller-Brennverfahren wurde dabei konsequent weiterentwickelt und der Mitteldruck dabei erheblich gesteigert. Mit Ladedrücken von bis zu 1,7 bar (relativ) können nun 200 $^{Nm}/_{l}$ und 81 $^{kW}/_{l}$ mit hoher Verdichtung dargestellt werden. Durch das Miller-Verfahren, den iAGK und dank einer für eine Abgastemperatur von 950 °C ausgelegten VTG wird der Motor trotz der hohen spezifischen Werte für Drehmoment und Leistung im gesamten Kennfeldbereich stöchiometrisch betrieben.
Neben den großen Erfolgen bei den 3- und 4-Zylindermotoren darf nicht vergessen werden, dass das TSI-Konzept bei Volkswagen auch erfolgreich auf die W12- und VR6-Motorenfamilien übertragen werden konnte [17]. Der W12 TSI ersetzte 2015 den seit 2003 schon sehr erfolgreichen W12 TMPI. Mit einem Hubraum von sechs Litern wurden nun 447 kW und ein Drehmoment von 900 Nm erreicht (Abbildung 11). Mit der Kombination von dualer Einspritzung, Zylinderabschaltung und Twin-Scroll-Abgasturbinen als Biturboaufladung wurden die bisherigen Stärken – die kraftvolle Performance und die souveräne Laufkultur – weiter ausgebaut und die hochgesteckten Entwicklungsziele erreicht.

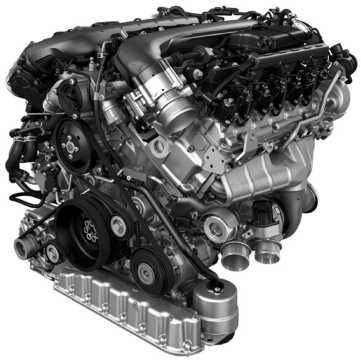


Abbildung 11: Der W12 TSI mit Biturboaufladung (Twin-Scroll), [17, S. 95]

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass Volkswagen wichtige technische Meilensteine mit der Entwicklung der TSI-Motoren gesetzt hat. Die gemeinschaftliche Weiterentwicklung von Brennverfahren, Aufladung und Triebwerk ist die Grundlage dafür, dass mit der TSI-Technologie wegweisende Innovationen vom 1,0 l-R3 bis zum 6,0 l-W12 als Benzin- und CNG-Motoren in Großserie gebracht wurden. Die nächsten Entwicklungsschritte befinden sich bereits in der Umsetzung.

Simulation

Die virtuelle Produktentwicklung hat in den letzten Jahrzenten einen immer größeren Stellenwert bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren erfahren. Heute spricht man auch von der Digitalisierung des Entwicklungsprozesses. In der Auslegung von Abgasturboladern werden heute eine Reihe von numerischen Methoden eingesetzt.
Es werden 0D- (Meanline-Auslegung der Hauptabmessungen und initiales Laufschaufeldesign), 1D- (Motorprozessrechnung), 2D- (numerische Strömungssimulation, engl. computational fluid dynamics 2D-CFD) und 3D-Verfahren (3D-CFD und Strukturanalyse, Finite-Elemente-Methode (FEM)) eingesetzt. Zunächst müssen für die Auslegung von Abgasturboladern die Anforderungen des Verbrennungsmotors ermittelt werden. Auf Basis dieser Anforderungen kann eine Abgasturboladerauslegung erfolgen. Abbildung 12 zeigt einen exemplarischen Ablaufplan, wie eine Abgasturboladerauslegung erfolgen kann.

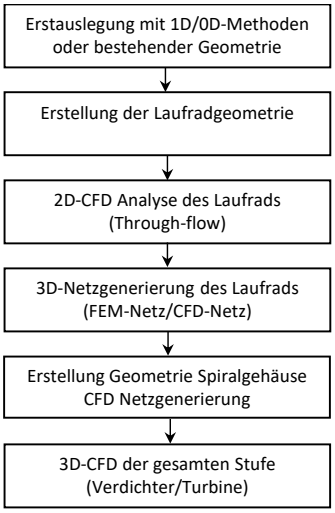


Abbildung 12: Mögliches Auslegungsschema eines Turboladers [18]

Im ersten Schritt muss die Geometrie der Aufladegruppe entwickelt werden. Ausgehend von den Motorrandbedingungen kann ein bereits bestehendes Design von einem Abgasturbolader genutzt werden. Dieses kann mit Hilfe von geometrischen Anpassungen so modifiziert werden, dass es die Anforderungen des Verbrennungsmotors erfüllt.
Eine andere Methode ist das sogenannte Meanline-Design. Damit werden die Hauptabmessungen und das Schaufeldesign entworfen. Zunächst wird der meri-

diane Strömungsquerschnitt festgelegt. Damit werden die Eintrittsbreite, die Austrittsbreite, die Gehäusekontur und die Nabenkontur des betrachteten Laufrads definiert (Abbildung 14a). Da eine Laufradkontur dreidimensional ist, muss ein Verfahren angewendet werden, mit dem diese Kontur einfach beschreibbar ist.

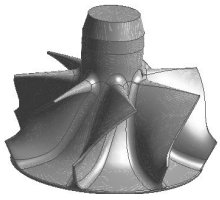


Abbildung 13: Turbinenlaufrad

Um hierfür eine konforme Abbildung der Laufschaufeln von Verdichter und Turbine zu entwerfen, wird die dreidimensional gekrümmte Laufschaufel in eine 2D-Ebene projiziert. In dieser Ebene werden, von Eintritt bis Austritt des Laufrads, an diskreten meridionalen Positionen die Schaufelwinkel oder Umschlingungswinkel z. B. mit Hilfe eines Bezier-Splines entworfen (vgl. Abbildung 14b).

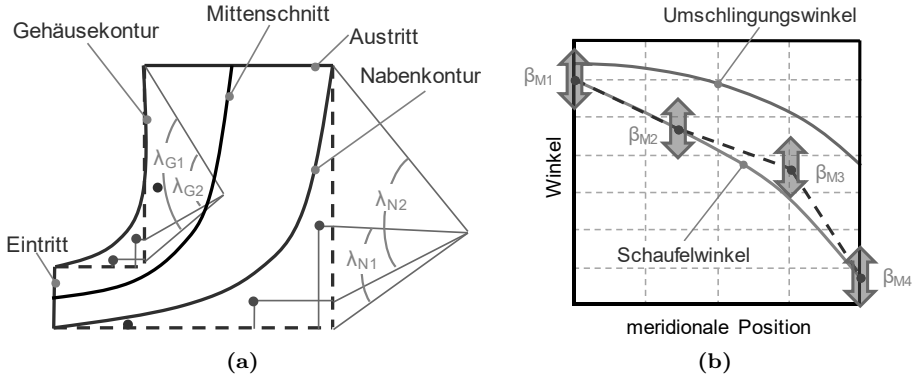


Abbildung 14: a: Parametrischer Mittenschnitt; b: parametrischer Schaufelwinkelverlauf [19, S. 48]

Mit Findung der Laufradgeometrie kann die numerische Strömungssimulation genutzt werden. Für eine relativ schnelle Abschätzung der Strömungsverluste kann ein 2D-Verfahren eingesetzt werden, welches im Turbomaschinendesign mit einem Through-flow-Solver [20] möglich ist. Dafür werden die Strömungsgrößen mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen auf der Meridianfläche, der sogenannten S2-Fläche des Laufrades umfangsgemittelt gelöst. Eine Beschreibung der Verluste erfolgt

meist durch eine Verlustkorrelation. Diese Herangehensweise birgt eine gewisse Unschärfe in der Prädiktivität des Strömungsfeldes, aber dafür bekommt der Turbomaschinenausleger ein sehr schnelles Strömungsergebnis. Mit dieser Methode können in kurzer Zeit viele Geometriedesigns bewertet werden, um eine optimale Laufradauslegung zu erhalten.
In einem weiteren Schritt des Auslegungsprozesses wird von der Laufradgeometrie ein dreidimensionales Rechengitter für die Fluid- und für die Festkörperseite erstellt. Ein Fluidnetz wird genutzt, um eine genauere Strömungsanalyse mit Hilfe von 3D-CFD durchzuführen. Dabei wird die Strömungsgeometrie in alle drei Raumachsen mit einem Volumengitter diskretisiert, welches den zu lösenden Strömungsraum abbildet. In der industriellen Praxis kommen in der Regel Finite-Volumen-Strömungslöser zum Einsatz, die die Navier-Stokes-Gleichungen (Bewegungsgleichung) an diskreten Stützstellen lösen. Dabei wird um eine Stützstelle ein sogenanntes Kontrollvolumen gebildet, über dessen Oberflächen die konvektiven Flüsse ermittelt werden. Die numerische Lösung hängt maßgeblich von dem erstellten Rechennetz ab. Dadurch werden zum einen das Konvergenzverhalten und zum anderen die Genauigkeit der Lösung beeinflusst, sodass das CFD-Gitter immer ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und Auflösung darstellt. Dabei wird die Netzauflösung von den zu untersuchenden Strömungsphänomenen beeinflusst. So muss eine feine Netzauflösung gewählt werden, damit die Grenzschicht aufgelöst (mind. 10 CFD-Gitterknoten in der Grenzschicht), eine Ablösung detektiert, ein Stoß aufgelöst oder aber ein Wärmetransportproblem vom Fluid in den Festkörper (Conjugated Heat Transfer, CHT) berechnet wird.
Bei einer CFD-Simulation sollte am Anfang des zu untersuchenden Strömungsproblems immer eine CFD-Gitterstudie durchgeführt werden, um eine CFD-Gitter unabhängige Lösung zu erhalten. Dafür sollten mindestens drei unterschiedliche CFD-Gitter erzeugt werden, die mit einem numerischen Lösungsverfahren 1. und 2. Ordnung berechnet werden. Zusätzlich sind über den Konvergenzverlauf das Residuum und die Zielgrößen z. B. bei Turboladern der Wirkungsgrad zu bewerten (vgl. [18; 21, S. 39]). Damit eine Strömungslösung belastbar ist, muss diese konsistent, stabil und konvergent sein [22, S. 53–54].
Ein weiterer Punkt in der Laufradauslegung ist die Strukturanalyse (FEM) und die Modalanalyse des Laufrades. Dafür wird der Festkörper des Laufrads mit einem Strukturnetz abgebildet. Mit Hilfe der FEM werden im ersten Schritt die Bauteilspannungen unter Fliehkraftbelastung ermittelt. Neben der Fliehkraftbelastung können auch thermische oder Druckrandbedingungen genutzt werden, um eine Festigkeitsanalyse durchzuführen. Die berechneten Spannungen im Laufrad dürfen nicht die maximal zulässige Vergleichsspannung des Verdichter- oder Turbinenradwerkstoffes überschreiten. In der nachfolgenden Modalanalyse werden die Eigenfrequenzen der einzelnen Laufschaufeln des Turbinenrads ermittelt. Mit dieser Analyse soll eine Resonanz mit der Drehzahl des Laufrads vermieden wer-

den, um einen Resonanzschwingungsbruch zu vermeiden. Eine zusätzliche Eigenform innerhalb des ATL-Drehzahlbereiches birgt zudem Risiken beim Wuchten der Rumpfgruppe. Dabei muss die Eigenfrequenz der Laufschaufel über der vierten Ordnung der maximalen Drehzahl des Turboladers liegen. Abbildung 15 zeigt exemplarisch eine CFD-Analyse eines Turbinenläufers. Zu sehen ist ein Blade-to-Blade-Ansicht, ein Schaufelschnitt auf 50 % der Schaufelhöhe, mit einer Machzahlverteilung im Rotationssystem. Abbildung 22 zeigt dagegen eine Strukturanalyse eines Turbinenrads mit einer Darstellung der Vergleichsspannung.

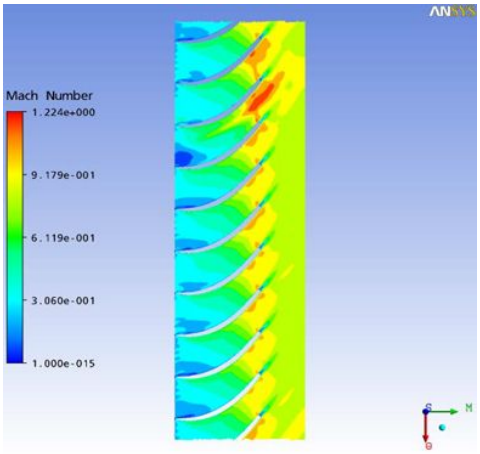


Abbildung 15: CFD-Analyse eines Turbinenrades [19]

Im weiteren Entwicklungsschritt wird das Spiralgehäuse der Turbine und des Verdichters zu den Anforderungen des Motors ausgelegt. Dabei wird bei der Turbine, je nach Motoranforderung, als Regeleinrichtung entweder ein Wastegate oder eine variable Turbinengeometrie mit in das Spiralgehäuse integriert. Nach erfolgtem Design wird eine komplette CFD-Analyse der Verdichter- und Turbinenstufe durchgeführt, um das Systemverhalten zu bewerten. Das kann entweder stationär betrachtet werden oder instationär, um das Zusammenspiel zwischen Motor und Aufladegruppe besser zu bewerten.
Neben der reinen CFD-Bewertung der Turbinen- und Verdichterstufe muss das Turbinengehäuse auch thermomechanisch bewertet werden. Turbinengehäuse werden bei Dieselmotoren bis ca. 880 °C und bei Ottomotoren bis zu 1050 °C mit heißem Abgas beaufschlagt. Durch die zyklische Belastung des Turbinengehäuses bei unterschiedlichen Temperaturniveaus kann das Turbinengehäuse durch eine thermomechanische Ermüdung eine Schädigung in Form eines Turbinengehäuserisses erleiden. In [23, S. 61 ff.] und [21, S. 150 ff.] ist eine thermomechanische

Analyse eines Twin-Scroll-Turbinengehäuses zu finden. Dafür wurde mit Hilfe einer CFD-Analyse der Conjugate-Heat-Transfer (CHT) mit modelliert. Das bedeutet, es wurde neben der Strömungsberechnung auch der Wärmetransport von der Fluidseite in das Turbinengehäuse mit berücksichtigt. Die Abbildung 16 zeigt ein CFD-Modell, in dem der Fluidbereich (Turbinenströmung) und der Festkörperbereich (Turbinengehäuse, Rumpfgruppe, Turbinenläufer) in einem Modell zusammen abgebildet sind.

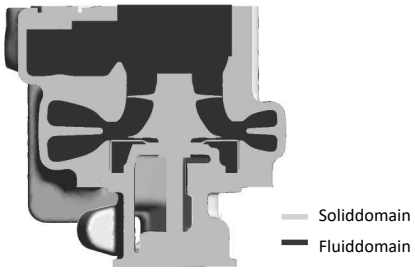


Abbildung 16: CHT-Modell einer Twin-Scroll Turbine [23, S. 43]

Damit das Turbinengehäuse in einem Zyklus bewertet werden kann, wird als Randbedingung ein Thermoschockprofil vorgegeben. Das bedeutet, es werden ein Aufheizvorgang und ein Abkühlvorgang simuliert. Die gewonnenen Turbinengehäusetemperaturen werden für die Aufheiz- und Abkühlphase einem FEM-Programm als thermische Lasten als Randbedingungen übergeben. Mit Hilfe der Strukturanalyse kann die thermomechanische Ermüdung berechnet werden [21, S. 150 ff.; 23, S. 61 f.].
Der dargestellte Auslegungsprozess ist unter Umständen nur teilautomatisiert. Für eine Automatisierung kann eine numerische Optimierung genutzt werden. Dafür kann z. B. auf eine bestehende Geometrie zurückgegriffen werden.

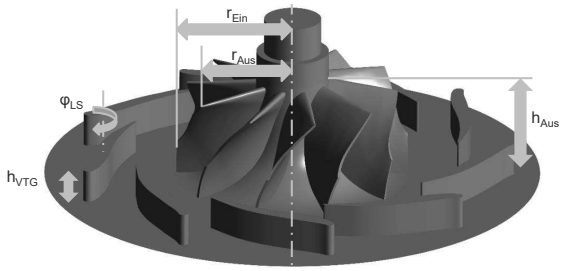


Abbildung 17: Parametrisches Modell einer VTG-Turbine [19, S. 47]

Für die Optimierung muss ein parametrisches Geometriemodell vorliegen. Die Abbildung 14 zeigt einen parametrischen Meridianschnitt und einen parametrischen Schaufelwinkelverlauf eines Turbinenlaufrads. Die Abbildung 17 zeigt die dazugehörigen parametrischen Hauptabmessungen inklusive variabler Turbinengeometrie des dazugehörigen Laufrades [19, S. 46 ff.]. Solch ein parametrisches Turbinenmodell kann in der Auslegung gezielt dafür genutzt werden, um die Turbine exakt auf die Anforderungen des Verbrennungsmotors hin auszulegen. Die Abbildung 18 zeigt einen exemplarischen numerischen Optimierungsprozess, bei dem mithilfe von CFD-Simulationen ein Turbinenrad optimiert wird.

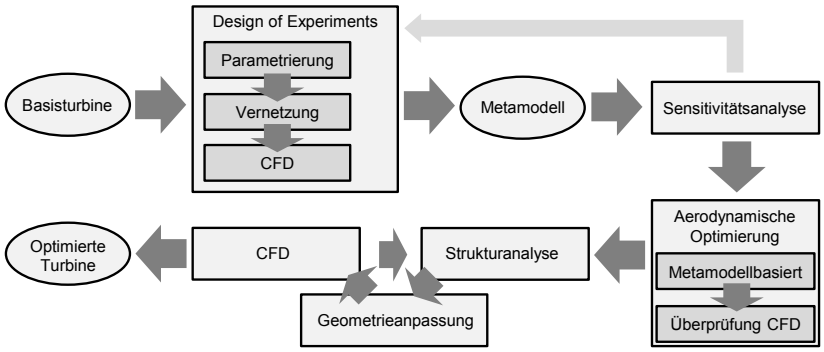


Abbildung 18: Numerischer Optimierungsprozess einer Radialturbine [19, S. 45]

In [19, S. 45 f.] wird die Turbine numerisch so optimiert, dass ein Ottomotor in der Lage ist, mit der optimierten Turbine mehr Abgas extern rückzuführen. Abbildung 19 zeigt das dafür zugrunde gelegte Motorkennfeld. Dafür wird die Turbine so optimiert, dass in den Betriebspunkten BP1 und BP2 eine höhere Abgasrückführrate erreicht wird, mit der Bedingung, dass im Betriebspunkt BP3 die Nennleistung des Verbrennungsmotors noch erreicht wird. Dafür werden insgesamt 22 Geometrieparameter in drei Betriebspunkten betrachtet. Das Ziel der Optimierung ist die Steigerung des Turbinenwirkungsgrads bei Beibehaltung des Turbinendurchflusses. Da die verwendeten Geometrieparameter einen jeweils unterschiedlichen Einfluss auf die Zielgröße – Turbinenwirkungsgrad – haben, wird vor der eigentlichen Optimierung eine Sensitivitätsstudie durchgeführt. Dafür werden die Geometrieparameter in einem Wertebereich variiert und kombiniert, sodass unterschiedliche Turbinenradgeometrien entstehen. Diese werden dann in den Betriebspunkten BP1, BP2 und BP3 per CFD automatisch analysiert. Insgesamt wurden in der Arbeit 300 verschiedene Geometrievarianten per CFD-Simulation in den drei Betriebspunkten analysiert, um eine Sensitivitätsanalyse zu erhalten. Mit den gewonnenen Ergebnissen werden Metamodels of Optimal Prognosis (MOP) erzeugt [19, S. 57 f.; 24, S. 128 ff.].

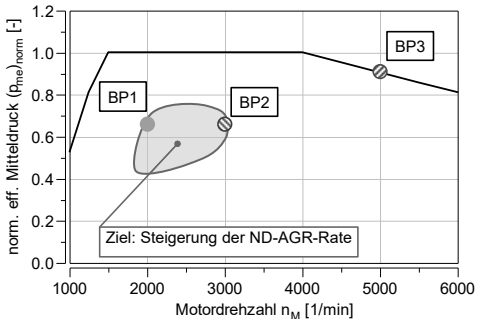


Abbildung 19: Motorkennfeld mit Optimierungspunkten für eine Turbinenoptimierung [19, S. 57]

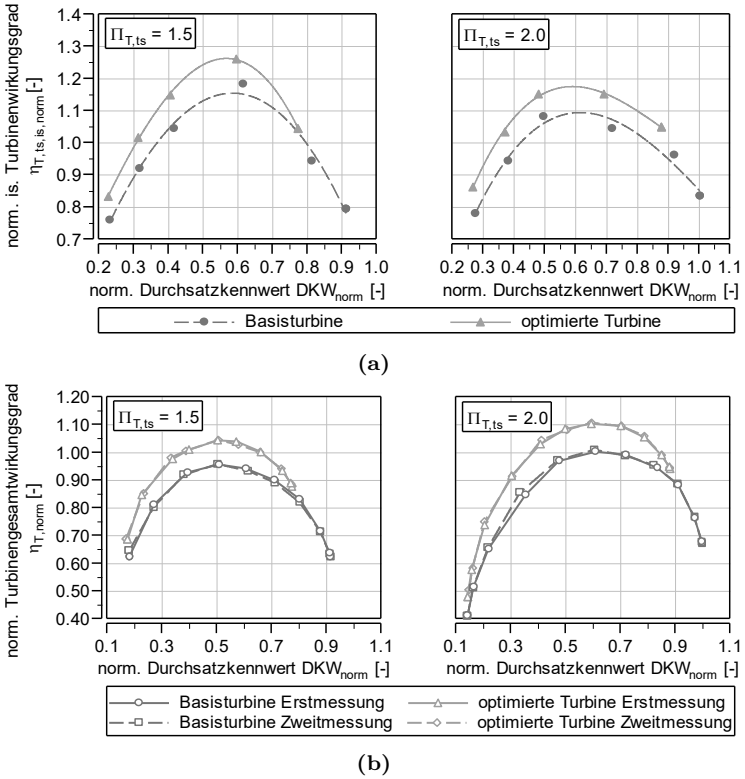


Abbildung 20: a: CFD-Ergebnis des isentropen Turbinenwirkungsgrades; b: Messung des isentropen Turbinenwirkungsgrades [19]

Auf Basis der Sensitivitätsanalysen werden die Parameter identifiziert, die einen Haupteinfluss auf den betrachteten Turbinenwirkungsgrad und Turbinendurchfluss besitzen. Die nachgeschaltete Optimierung wurde auf Basis der gewonnen MOPs durchgeführt. Das so optimierte Design wurde per CFD bewertet und verifiziert. Eine abschließende Struktur- und Modalanalyse des optimalen Laufraddesigns lieferte neben der aerodynamischen Verbesserung auch eine Bestätigung der Festigkeitskriterien, sodass die Turbine nach dem numerischen Optimierungsprozess (Abbildung 18) auch gefertigt werden kann. Die Abbildung 20 zeigt einen Vergleich zwischen Ausgangsdesign und optimiertem Design der Turbine mit Hilfe des a) simulierten und b) gemessenen isentropen Turbinenwirkungsgrades. Die Ergebnisse zeigen, dass nach den CFD-Berechnungen ein deutlicher Turbinenwirkungsgradgewinn erreicht werden kann. In dem Versuch, der auf einem Brennkammerprüfstand durchgeführt wird, können die exakten Werte der CFD nicht wiedergefunden werden. Die Steigerung des Wirkungsgrads, welche die CFD prognostiziert hat, wurde im Versuch jedoch bestätigt.
In einem abschließenden Motorversuch kann das Ziel, mithilfe der rechnergestützten numerischen Optimierung per CFD eine Erhöhung der Abgasrückführrate im mittleren Lastbereich des Motors zu realisieren, bestätigt werden.

Hochtemperaturwerkstoffe im Bereich Abgasturbolader

Die Bandbreite an Werkstoffen im Abgasturbolader reicht von Kunststoffen bis hin zu hochtemperaturbeständigen Metallen und Keramikwerkstoffen. Erstere kommen dabei im Wesentlichen auf der „kalten Seite“ – also der Verdichterseite – zum Einsatz, z. B. für Dichtungen und Gehäuseteile.

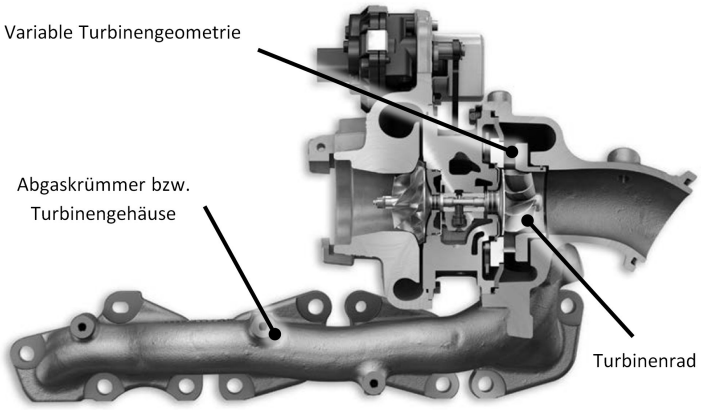


Abbildung 21: Hauptkomponenten der Turbinenseite des Abgasturboladers der Fa. Garrett am Beispiel des Dieselmotors EA288 evo 2,0 l 150 kW MLB [25]

Auf der „heißen Seite“, d. h. der Turbinenseite, hingegen kommen aufgrund der hohen Abgastemperaturen ausschließlich metallische bzw. keramische Werkstoffe zum Einsatz. Nachfolgend sollen die Werkstoffe der Turbinenseite für die Komponenten Abgaskrümmer und Turbinenrad sowie deren Hauptbeanspruchung und Eigenschaften überblicksartig vorgestellt werden.

Turbinenrad

Das Turbinenrad wird im Betrieb mit hohen Abgasmassenströmen bei Temperaturen von über 1000 °C beaufschlagt. Gleichzeitig führen die hohen Umfangsgeschwindigkeiten von über 500 $^{m}/_{s}$ zu hohen Fliehkraftspannungen und damit einer Kriechbeanspruchung. Zusätzlich wird durch das dynamische Lastkollektiv eine thermische Ermüdungsbeanspruchung hervorgerufen. Die nachstehende Abbildung 22 zeigt die Spannungsverteilung in einem Turbinenrad für eine Otto-Applikation bei Nennleistung:

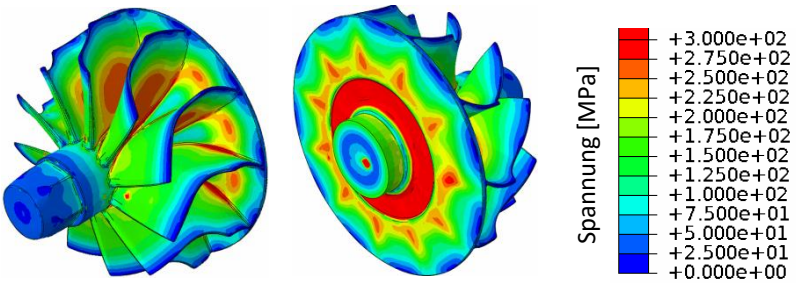


Abbildung 22: Typische Spannungsverteilung bei Nennleistung in einem Turbinenrad durch Überlagerung mechanischer und thermischer Beanspruchung [26]

Diese Beanspruchungen erfordern den Einsatz von hochtemperaturbeständigen Werkstoffen mit hoher Kriechfestigkeit sowie Ermüdungs- und Hochtemperaturkorrosionsbeständigkeit. Daher kommen bei aufgeladenen Pkw-Motoren nahezu ausnahmslos Nickelbasis-Superlegierungen zum Einsatz, deren maximale Einsatztemperaturen über denen der hitzebeständigen Stahlsorten liegen. Gängig sind im Feinguss hergestellte Turbinenräder aus Inconel 713C (2.4671) sowie für Temperaturen jenseits von etwa 1000 °C aus MAR-M246 (2.4676). Für Sonderanwendungen mit noch höheren Anforderungen (z. B. Rennsport, Sportwagen) kommen teilweise auch keramische Rotoren zum Einsatz [27].

Die Nickelbasislegierungen weisen neben Nickel (Ni) hohe Gehalte der Elemente Chrom (Cr) und Aluminium (Al) auf, die u. a. die Hochtemperaturkorrosionsbeständigkeit verbessern und gleichzeitig zu einer Mischkristallverfestigung führen. Weiterhin führt Al im Zusammenspiel mit Titan (Ti) durch eine gezielte Wärmebehandlung zur Ausscheidung großer Volumenanteile der sogenannten γ'-Phase (Ni_3Al), die die Warm- und Kriechfestigkeit maßgeblich verbessert. Ein gewisser Anteil an Kohlenstoff (C) fungiert mit Cr, Niob (Nb) und Ti als Karbidbildner. Dem Werkstoff MAR-M246 sind darüber hinaus Cobalt (Co) für die Erhöhung des γ'-Anteils sowie Wolfram (W) zwecks weiterer Mischkristallverfestigung zulegiert [28]. Die Nickelbasislegierungen weisen zwar attraktive Hochtemperatureigenschaften wie eine hohe Kriechfestigkeit und Korrosionsbeständigkeit auf, allerdings ist die Dichte dieser Werkstoffe mit ca. $8\,\mathrm{g/cm^3}$ vergleichsweise hoch. Da die ATL-Dynamik insbesondere zu Beginn eines Lastsprungs maßgeblich durch das Massenträgheitsmoment (MTM) des Laufzeugs bestimmt wird, liegt in der Reduktion des MTMs von Turbinenrädern ein großes Potenzial, das Ansprechverhalten von Turbomotoren zu verbessern. Einen Ansatz stellen hier Werkstoffe mit reduzierter Dichte, wie z. B. die genannten Keramiken dar. Aus dieser Werkstoffgruppe eignet sich für die Verwendung im Abgasturbolader der Werkstoff Siliziumnitrid (Si_3N_4) aufgrund seiner für Keramiken hohen Bruchzähigkeit noch am ehesten, allerdings ist die Thermowechselbeständigkeit im Vergleich zu den metallischen Werkstoffen geringer und die Kosten deutlich höher. Aus diesem Grund fristen die Keramiken nach wie vor ein Nischendasein im Bereich Abgasturbolader. Nur unmerklich besser sieht es bei den intermetallischen Legierungen aus: So wurde zwar von der Fa. Daido eine Gamma-Titanaluminid-Gusslegierung mit der Bezeichnung RNT-650 und einer Dichte von ca. $4\,\mathrm{g/cm^3}$ gezielt für den Einsatz als Turbinenradwerkstoff entwickelt [29], die u. a. eine hohe spezifische Festigkeit und eine für Dieselanwendung ausreichende Hochtemperaturkorrosionsbeständigkeit aufweist. Allerdings ist auch diesen Legierungen bis heute der Durchbruch in der Großserienfertigung nicht gelungen, da die funktionalen Vorteile die Mehrkosten gegenüber den Nickelbasislegierungen kaum zu rechtfertigen vermögen.

Darüber hinaus bietet auch die Gestaltoptimierung (optimierte Wanddickenverläufe, „scalloped“ Turbinenräder) ein gewisses Potenzial zur Gewichtsreduktion, das jedoch im Vergleich zu den alternativen Werkstoffen deutlich geringer ausfällt. In Zukunft könnten sich hier neue Gestaltungsfreiheiten aus innovativen Fertigungsverfahren, wie z. B. dem 3D-Druck metallischer Werkstoffe ergeben. Tabelle 1 stellt die wichtigsten Werkstoffe und deren Eigenschaften noch einmal dar.

Tabelle 1: Werkstoffübersicht für Turbinenräder und typische Eigenschaften [26; 30; 31]

Werkstoff		Inconel 713C	MAR-M246	Siliziumnitrid	Titanaluminid
Werkstoffnummer/ Bezeichnung		2.4671	2.4676	Si_3N_4	RNT-650
Dichte	g/cm^3	7,8	8,4	3,2	4,0
Dehngrenze	MPa	≥ 690	≥ 620	-	240
Zugfestigkeit	MPa	≥ 760	≥ 780	850[1]	292
Bruchdehnung	%	≥ 3	≥ 2	-	1
Zeitstandfestigkeit (1000 h, 800 °C)	MPa	320	490	-	-

Abgaskrümmer und Turbinengehäuse

Die Auswahl des Werkstoffs für Krümmer bzw. Turbinengehäuse richtet sich in erster Linie nach der vorherrschenden maximalen Abgastemperatur, dem Abgasmassenstrom und der Bauteilgeometrie. So kommen heute eine ganze Reihe hitzebeständiger ferritischer und austenitischer Gusseisen- und Stahlsorten zum Einsatz, die u. a. hohe Gehalte der Legierungselemente Ni, Cr, Si und Molybdän (Mo) enthalten [32].
Stand der Technik für Abgaskrümmer und Turbinengehäuse sind ferritische Gusseisen für Einsatztemperaturen bis ca. 830 °C. Oberhalb davon werden austenitische Gusseisensorten (z. B. GJSA-XNiSiCr35-5-2 = D-5S) für Temperaturen bis ca. 950 °C bzw. austenitischer Stahlguss (z. B. GX40CrNiSi25-20 = 1.4848) für maximale Einsatztemperaturen bis etwa 1050 °C verwendet [33].
Die sogenannten SiMo-Gusseisen zählen zur Gruppe der duktilen Gusseisen. Hierbei handelt es sich um ferritische Gusseisensorten mit Kugel- (z. B. GJS-SiMo4-1) oder Vermiculargraphit (z. B. GJV-SiMo4,5-0,6). Diese Werkstoffgruppe wurde gezielt für steigende Einsatztemperaturen entwickelt, wobei insbesondere die Verbesserung der Zunderbeständigkeit, der Warmfestigkeit sowie der thermischen Ermüdungsbeständigkeit im Fokus standen [32]. Aufgrund der ferritischen Matrix ist der thermische Ausdehnungskoeffizient im Vergleich zu den austenitischen Werkstoffen geringer, was sich positiv auf das thermomechanische Ermüdungsverhalten auswirkt. Hauptlegierungsbestandteile sind Si, das die Festigkeit und Zunderbeständigkeit verbessert und die Einsatztemperatur durch Verschiebung der α-γ-

[1] Bei Keramiken wird aufgrund des spröden Werkstoffverhaltens anstatt der Zug- die Biegefestigkeit ermittelt.

Umwandlung zu höheren Temperaturen vergrößert und Mo, das ebenfalls zu einer Mischkristallverfestigung führt und darüber hinaus die Kriech- und Ermüdungsfestigkeit verbessert, jedoch die Duktilität herabsetzt. Eine Erweiterung des Einsatzbereichs der ferritischen Gusseisen kann durch das Zulegieren von Al erreicht werden. So wurde von der Fa. Georg Fischer der Werkstoff SiMo1000 entwickelt, der eine deutlich verbesserte Zunderbeständigkeit und bessere mechanische Hochtemperatureigenschaften aufweist, allerdings auch hier zu Lasten der Duktilität und der Gießbarkeit [33].
Reicht die Temperaturbeständigkeit der ferritischen Gusseisen nicht aus, kommen die austenitischen Gusseisensorten – auch als Ni-Resist bezeichnet – zum Einsatz. Für abgasführende Bauteile kommen im Speziellen die Sorten GJSA-XNiSiCr35-5-2 (ähnlich D-5S) und GJSA-XNiCr20-2 (ähnlich D-2) zum Einsatz. Es handelt sich um hochlegierte Werkstoffe mit austenitischem Grundgefüge und einem Ni-Gehalt von mehr als 20 Gewichtsprozent. Der Kohlenstoff ist dabei entweder in lamellenartiger oder kugeliger Ausprägung enthalten [34]. Um die austenitische Gitterstruktur bis zu tiefen Temperaturen zu stabilisieren, ist ein hoher Gehalt an austenitstabilisierenden Elementen wie Ni, Mangan (Mn) und Kupfer (Cu) erforderlich. Weiterhin stabilisiert im Mischkristall gelöstes Cr in Kombination mit Ni ebenfalls den Austenit. Ferner wirkt sich Ni sowohl positiv auf die Duktilität als auch auf die Festigkeit aus und der thermische Ausdehnungskoeffizient lässt sich gezielt einstellen. Er erreicht bei 20 % Ni ein Maximum und bei 35 % ein Minimum [35]. Durch Zulegieren von Cr wird eine Verbesserung der Korrosionsbeständigkeit und der Festigkeit erreicht. Durch die Bildung Cr-reicher Karbide wird allerdings die Duktilität herabgesetzt und die Bearbeitung erschwert [34]. Si erhöht die Bruchdehnung und verbessert bei hoch nickelhaltigen Sorten die Zunderbeständigkeit durch die Bildung einer stabilen SiO_2-Oxidschicht. Mo ist in den Normen nicht genauer spezifiziert, führt jedoch mit bis zu 2 % zu einer Erhöhung der Warm- und Kriechfestigkeit [35].
Bei noch höheren Anforderungen muss auf hitzebeständigen Stahlguss übergegangen werden. Derzeit werden bevorzugt die austenitischen Sorten 1.4837 und 1.4848 eingesetzt. Für Anwendungen, bei denen eine noch höhere thermomechanische Haltbarkeit gefordert wird, kommen teilweise auch die Legierungen A5N und 1.4849 zum Einsatz. Die deutlich höheren Kosten im Vergleich zu den Gusseisensorten resultieren neben den hohen Gehalten teurer Legierungselemente im Wesentlichen aus der aufwendigeren Prozessierbarkeit (Gießen, Bearbeitung). Als Hauptlegierungsbestandteile kommen Cr und Ni vor, die die austenitische Matrix stabilisieren. Darüber hinaus wird die Oxidationsbeständigkeit verbessert. Im Vergleich zu den nichtrostenden Stählen ist der Kohlenstoffgehalt dieser Güten mit etwa 0,3 bis 0,5 Gewichtsprozent deutlich höher, um durch die Ausscheidung von Cr-Karbiden entlang der Korngrenzen die Warm- und Kriechfestigkeit zu verbessern. Auch bei diesen Werkstoffen ist Si enthalten, das im Wesentlichen die

Gießbarkeit und die Oxidationsbeständigkeit verbessert. Zur Verbesserung der Warmfestigkeit kommen zum Teil noch Mo, Niob (Nb) und Wolfram (W) zum Einsatz [36]. Tabelle 2 stellt einige für die Anwendung relevante physikalische und mechanische Eigenschaften typischer Werkstoffe im Bereich Abgaskrümmer noch einmal dar.
Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass im Abgasturbolader eine große Bandbreite hochleistungsfähiger Werkstoffe zum Einsatz kommt, die zum Teil gezielt für diese Anwendung entwickelt wurden. Dabei leistet die Werkstofftechnik einen elementaren Beitrag, um auch zukünftigen Anforderungen gerecht zu werden.

Tabelle 2: Werkstoffübersicht für Abgaskrümmer und typische Eigenschaften [37]

		SiMo	**D-5S**	**1.4848**
Werkstoffnummer/ Bezeichnung		GJS-SiMo4-0,6	GJSA-XNiSiCr 35-5-2	GX40 CrNiSi25-20
Dichte	g/cm^3	6,5	7,5	7,8
Ausdehnungs-koeffizient (800 °C)	$[10^{-6}/K]$	13,8	17,1	17,5
Dehngrenze (20 °C)	MPa	489	231	316
Zugfestigkeit (20 °C)	MPa	616	477	510
Bruchdehnung (20 °C)	[%]	12	20	12
Dehngrenze (950 °C)	MPa	41 (800 °C)	33	86
Zugfestigkeit (950 °C)	MPa	46 (800 °C)	38	104
Bruchdehnung (950 °C)	%	49 (800 °C)	16	14

Rotordynamik

Instabilität von Gleitlagern

Die Vorteile von hydrodynamischen Gleitlagern, wie sie standardmäßig in Abgasturboladern eingesetzt werden, liegen in den guten Dämpfungseigenschaften, der

guten Robustheit im Betrieb (z. B. gegen Verschmutzung) und vor allem in den geringen Betriebs- und Herstellungskosten. Ein wesentlicher Nachteil besteht darin, dass gleitgelagerte Rotoren bei großen Drehzahlen instabil werden. Ein Beispiel aus der Literatur [38], das sich mit dem Auftreten dieses instabilen Verhaltens beschäftigt, ist in Abbildung 23 beschrieben. Bei einem Versuchsläufer wurde in einem Hochlauf die Wellenverlagerungsbahn gemessen und als Amplitudenverlauf im oberen Teil der Abbildung über der Wellendrehzahl aufgetragen. Im unteren Teil ist der Frequenzverlauf der auftretenden Schwingung dargestellt. Aus dem Bild ist ersichtlich, dass die umlauffrequente Amplitude bis zur kritischen Drehzahl bei etwa 1000 $^1/_{\text{min}}$ anwächst. Durch die Lagerdämpfung bleibt der Resonanzgipfel endlich. Oberhalb von 1000 $^1/_{\text{min}}$ nehmen die Schwingungsausschläge monoton ab. Bei einer Drehzahl von 2700 $^1/_{\text{min}}$ setzen abrupt Schwingungen mit sehr großer Amplitude ein, die nun nicht mehr drehfrequent sind, sondern etwa mit der Resonanzfrequenz des Systems schwingen.
Zusammenfassend lässt sich der dargestellte Hochlauf folgendermaßen beschreiben: Zunächst treten durch die Unwucht des Rotors erzwungene drehfrequente Schwingungen auf, die in der Resonanzstelle ihr Maximum erreichen und dann wieder abnehmen. Jenseits der Grenzdrehzahl (in diesem Fall bei 2700 $^1/_{\text{min}}$) reagiert das System mit selbsterregten eigenfrequenten Schwingungen mit monoton anwachsender Amplitude.

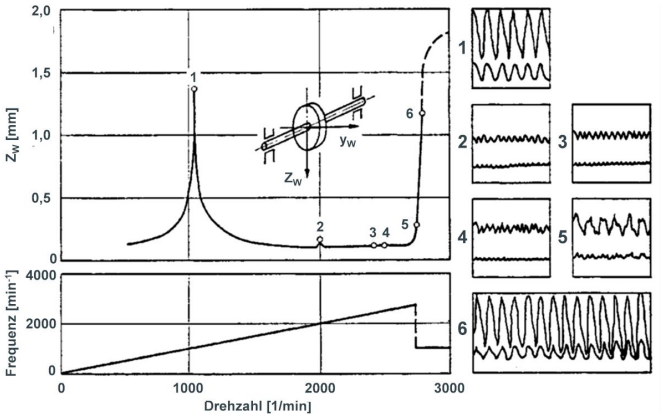


Abbildung 23: Läuferamplituden und Schwingungsfrequenz in Abhängigkeit der Drehzahl [38]

Dieses Verhalten lässt sich nicht allein durch die geometrischen Eigenschaften des Rotors erklären. Vielmehr hängen die dynamischen Eigenschaften der meisten gleitgelagerten Rotoren von physikalischen Phänomenen ab, die in dem den Lagerzapfen umgebenden Schmiermittel stattfinden.

In Abbildung 24 ist die Situation einer rotierenden, gleitgelagerten Welle im Betrieb schematisch dargestellt, wobei das Öl durch ein Feder-Dämpfer-Element abgebildet wurde. Für den Fall, dass das Öl im Lagerspalt mit einem Bruchteil der Zapfendrehzahl $\lambda\omega_R$ rotiert, bedeutet es, dass das Feder-Dämpfer-Element keinen stationären Charakter mehr besitzt. Die Rotation des Feder-Dämpfer-Gliedes im Inneren des Lagerspaltes erzeugt eine zusätzliche, mit der Winkelgeschwindigkeit ω_R in Beziehung stehende Kraft, die in tangentialer Richtung auf den Rotor einwirkt. Diese Tangentialkraft ist das Antriebselement für das Auftreten von oil-whirl- und oil-whip-Phänomenen und verursacht damit das Auftreten von selbsterregten Schwingungen.

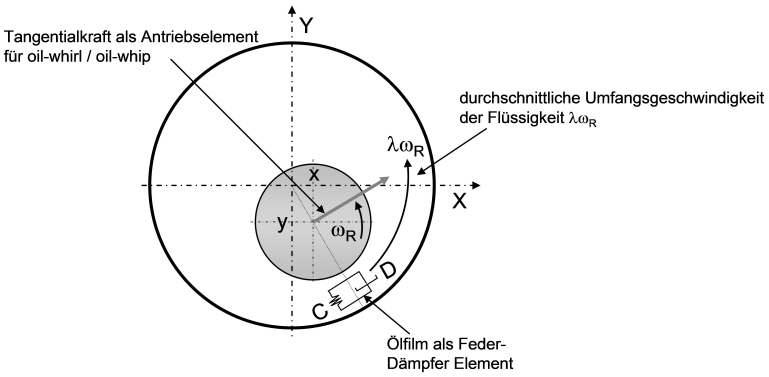


Abbildung 24: Fluid-Kraft Modell; Entstehung oil-whirl/whip induzierter selbsterregter Schwingungen eines gleitgelagerten Rotors (schematisch)

Um selbsterregte Schwingungen infolge von oil-whirl und oil-whip zu verhindern bzw. zu minimieren, können Maßnahmen ergriffen werden, die einen Betrieb des Lagerzapfens bei großer Exzentrizität gewährleisten. Entsprechende Maßnahmen könnten z. B. eine größere Restunwucht des Rotors oder eine extern aufgebrachte Radialkraft sein. Auch ein größerer Ölzufuhrdruck bewirkt eine Verringerung der subharmonischen Amplituden. Durch die größere Exzentrizität nehmen die durchschnittliche Umfangsgeschwindigkeit des Öls und damit die auf den Rotor wirkende Tangentialkraft ab. Weitere Möglichkeiten die Umfangsgeschwindigkeit des Öls zu verringern, ergeben sich durch konstruktive Lösungen am Lager, die von der zylindrischen Bohrungsform abweichen. Hier seien in erster Linie Mehrflächenlager (Zitronenlager, Trochoidenlager, Offsetlager, etc.) genannt, die sich in der Praxis als sehr effektiv bezüglich des Stabilitätsverhaltens erwiesen haben. Aber auch Nuten in Querrichtung oder spezielle Ölzufuhrkonzepte haben das Potenzial, die Umfangsgeschwindigkeit des Öls zu beeinflussen und damit selbsterregte Schwingungen zu dämpfen.

Dynamische Phänomene bei gleitgelagerten Abgasturboladern

Thermische Turbomaschinen kleiner Bauweise, wie z. B. Abgasturbolader, müssen zum Erreichen eines guten Wirkungsgrads bei sehr hohen Drehzahlen betrieben werden. Hinzu kommt, dass die Masse von ATL-Rotoren gering ist, sodass diese bei sehr kleinen Sommerfeldzahlen betrieben werden und sich oil-whirl/whip-Zustände im Betrieb nicht vermeiden lassen. Trotzdem kommen in Abgasturboladern üblicherweise kreiszylindrische Gleitlager zum Einsatz, da diese aufgrund ihrer guten Dämpfungseigenschaften, ihrer Herstellkosten, ihrer Robustheit und ihrer akustischen Eigenschaften wesentliche Vorteile gegenüber Wälzlagern besitzen.

Tabelle 3: Hydrodynamische Gleitlager

Bezeichnung	**Ausführungs-art**	**Drehzahl Lagerbuchse**	**Lagerspalte (Funktion)**
Hydrodyn. Gleitlager (konventionell)	2-teilig	$n_{\text{Buchse}} = 0$	Schmierspalt (Welle-Buchse)
Mitrotierendes Schwimm-buchsenlager (fully floating)	2-teilig	$0 < n_{\text{Buchse}} < n_{\text{Welle}}$	Schmierspalt innen (Welle-Buchse) Schmierspalt außen (Buchse-Gehäuse)
Feststehendes Schwimm-buchsenlager (semi floating)	1-teilig	$n_{\text{Buchse}} = 0$	Schmierspalt innen (Welle-Buchse) Dämpfungsspalt außen (Buchse-Gehäuse)

Um dem Phänomen der Instabilität durch das Auftreten von oil-whirl und oil-whip bei hohen Drehzahlen entgegenzuwirken, werden Turbolader mit sogenannten Schwimmbuchsenlagern ausgestattet. Ein Schwimmbuchsenlager zeichnet sich dadurch aus, dass es zwischen Lagerbuchse und -gehäuse einen zweiten Schmierspalt besitzt. Dieser äußere Schmierspalt ist mit dem inneren hydrodynamisch, thermisch und ggf. kinematisch gekoppelt. Der Vorteil dieser konstruktiven Maßnahme ist, dass die Dämpfungseigenschaften gegenüber einem konventionellen Gleitlager nochmals um ein Vielfaches größer sind. Grundsätzlich unterscheidet man zwei unterschiedliche Arten von Schwimmbuchsen. Zum einen sind dies mitrotierende Lagerbuchsen (fully floating), die als zweiteiliges Radiallager ausgeführt werden und aufgrund der Scherkräfte im Schmierspalt mit einem Bruchteil der Wellendrehzahl mitrotieren. Zum anderen findet man nicht mitrotierende Lagerbuchsen (semi floating), die sich zwar translatorisch bewegen und in gewissen Grenzen kippen können, jedoch sind diese Buchsen gegen Verdrehen gesichert, sodass der äußere Schmierspalt als reiner Quetschöldämpfer fungiert.

Instabilitäten als Folge von oil-whirl/whip-Effekten treten bei Verwendung von Schwimmbuchsenlagern zwar nach wie vor auf, jedoch bleiben die Amplituden der Schwingungen bei einem gut ausgelegten Lager bis zur maximalen Betriebsdrehzahl auf unkritischem Niveau.

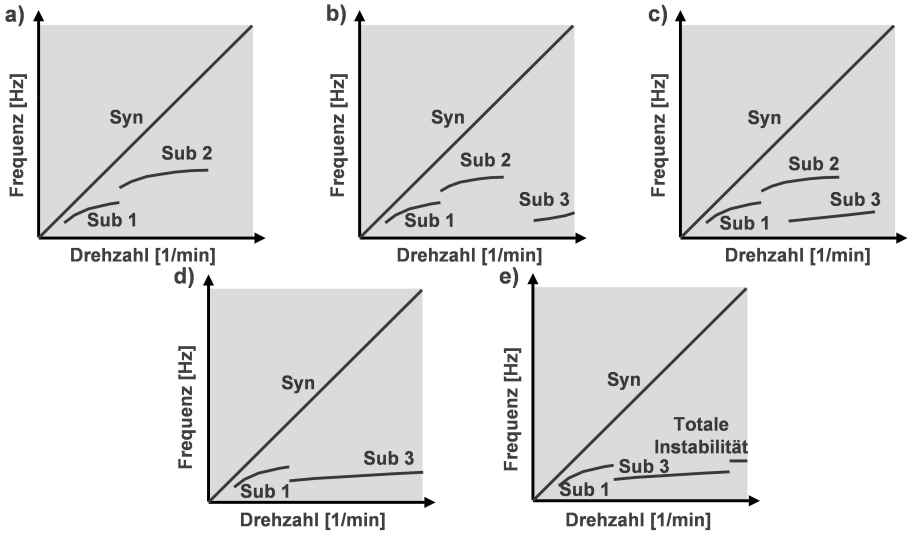
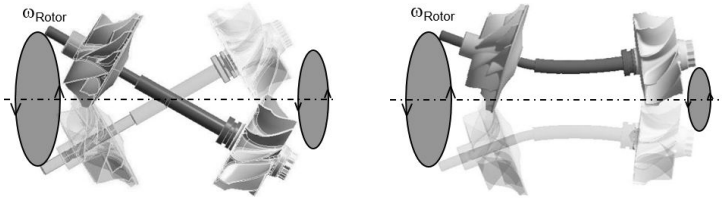


Abbildung 25: Fünf typische Bifurkationsszenarien aus Hochlaufversuchen und -simulationen von Abgasturboladern (schematisch)

Fünf typische rotordynamische Szenarien, wie sie oftmals in Spektralanalysen von Turboladerrotoren beobachten werden, sind in Abbildung 25 schematisch dargestellt und werden im Anschluss kurz diskutiert.
Bei sehr kleinen Drehgeschwindigkeiten führt der Rotor unwuchterzwungene Schwingungen (Syn) um eine stabile Gleichgewichtsposition aus.
Wird die Drehzahl des Rotors erhöht, wird dieser – typischerweise bei noch immer kleiner Drehzahl – instabil und erreicht die erste selbsterregte Schwingung (Sub 1). Diese erste Verzweigung entsteht durch eine Instabilität, die durch den inneren Schmierfilm hervorgerufen wird. Dieser oil whirl/whip-Effekt regt den kegelförmigen gyroskopischen Gleichlauf des Rotors an (siehe Abbildung 27). Durch das gute Dämpfungsverhalten des äußeren Schmierfilms sind die Amplituden dieser ersten Subsynchronen (Sub 1) bei moderater Lagerexzentrizität begrenzt, sodass diese Anregung unter normalen Umständen sicher durchfahren werden kann.
Bei einer weiteren Steigerung der Drehzahl treten normalerweise weitere rotordynamische Verzweigungen im Schwingungsspektrum auf. Die erste Subsynchrone verschwindet, das System verzweigt erneut und erreicht eine weitere selbsterregte

Schwingung, deren Frequenz ebenfalls unterhalb der Drehfrequenz des Rotors liegt. Es kommt insbesondere auf die Lagerparameter an, in welche Subsynchrone das System verzweigt. Folgende Möglichkeiten existieren:

- Der Rotor springt in die sogenannte zweite Subsynchrone (Sub 2). In diesem Fall bleibt der innere Schmierfilm instabil, jedoch wechselt der Rotor vom kegelförmigen in den zylindrischen gyroskopischen Gleichlauf (siehe Abbildung 26). Die zweite Subsynchrone kann entweder bis zur Maximaldrehzahl im Spektrum vorhanden bleiben, oder wie in Abbildung 26a dargestellt bei sehr effektiver Dämpfung des äußeren Schmierfilms wieder verschwinden. Abhängig von den Parametern des Rotor-Lagerungs-Systems kann bei hohen Drehzahlen noch eine weitere Verzweigung, die sogenannte dritte Subsynchrone (Sub 3) dazu kommen (Abbildung 26b).
- Der Rotor verzweigt direkt in die dritte Subsynchrone (Abbildung 25d). Bei diesem Verhalten verschwindet die Instabilität im inneren Schmierfilm und der äußere wird instabil, sodass der äußere oil whirl/whip den kegelförmigen gyroskopischen Gleichlauf des Rotors anregt (Abbildung 25).
- Weiterhin ist es möglich, dass die zweite Subsynchrone und die dritte Subsynchrone simultan auftreten (Abbildung 25c), d. h. ein innerer oil whirl/whip regt den zylindrischen gyroskopischen Gleichlauf an und ein äußerer oil whirl/whip regt den kegelförmigen gyroskopischen Gleichlauf an. In diesem Fall ist sowohl der innere als auch der äußere Schmierfilm instabil. Solange sich die Frequenzen des inneren und des äußeren oil whirl/whip unterscheiden, ist das System jedoch nicht total instabil, der Rotor kann in der Regel auch in diesem Zustand betrieben werden. Die zweite und dritte Subsynchrone können bis zur maximalen Drehzahl vorhanden sein. Es ist unter Umständen aber auch möglich, dass beide wieder komplett verschwinden und der Rotor bei sehr hohen Drehzahlen lediglich unwuchterzwungene Schwingungen (Syn) ausführt.



(a) **(b)**

Abbildung 26: Schwingungsmoden eines ATL-Rotors, kegelförmiger Gleichlauf (a), zylindrischer Gleichlauf (b)

Anwendung bei Volkswagen

Bei der Volkswagen AG gehört die experimentelle Untersuchung des rotordynamischen Verhaltens von Abgasturboladern zum Entwicklungsprozess der Verbrennungskraftmaschine. Auf Heißgas- und Motorprüfständen werden Wellenverlagerungsbahnen von Turboladern gemessen und analysiert. Dazu werden zwei induktive Wegsensoren um 90° versetzt in den Eintrittsbereich des Verdichters eingebracht.

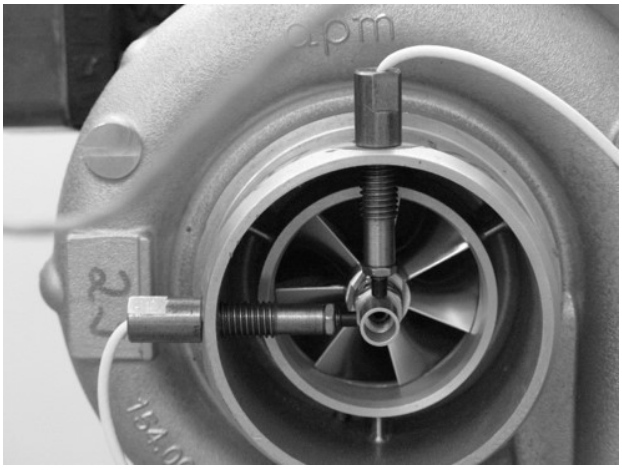


Abbildung 27: Typische Versuchsanordnung im Verdichtergehäuse

Der Orbit des Wellenendes und die daraus berechneten Frequenzspektren liefern zusammen mit der Drehzahl des Rotors und dem Körperschall wichtige Informationen über die Stabilität des Gleitlagers.
Das Testprogramm beinhaltet vorwiegend quasistationäre Hoch- und Runterläufe. Es werden aber auch stationäre Betriebspunkte und hochdynamische Zyklen abgescannt.
Ein typischer Anwendungsfall ist die Untersuchung von Lagerspielgrenzmustern. Hierbei werden durch Sonderteile bzw. durch Klassieren Rotor-Lagerkombinationen aufgebaut, die im Lagerspielfenster (siehe Abbildung 28, linker Teil) die vier äußeren Eckpunkte besetzen. Zusätzlich wird üblicherweise ein weiterer Prüfling mit nominalem Lagerspiel aufgebaut und analysiert. Im rechten Teil der Abbildung 28 ist ein beispielhaftes Versuchsergebnis anhand eines Orbits (Momentaufnahme) und einer Spektralanalyse (gesamter Hochlauf) dargestellt.

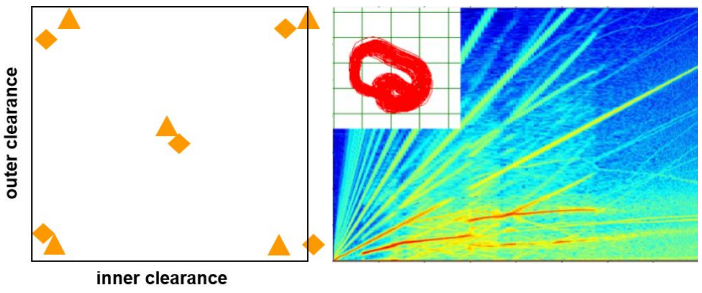


Abbildung 28: Darstellung ausgewählter Lagerspielkombinationen und beispielhaftes Versuchsergebnis

Wuchten von ATL-Rumpfgruppen

In diesem Kapitel wird der Einfluss verschiedener Motorölsorten auf das Schwingverhalten von Turboladern auf einer Highspeed-Wuchtmaschine untersucht. Das Auswuchten von Abgasturboladerrumpfgruppen ist ein wichtiger Prozessschritt innerhalb der Prozesskette bei der Herstellung. Beim Fahrzeughersteller spielt die akustische Bewertung von Fahrzeugen in Hinblick auf die Laufruhe des rotierenden Läufers der Rumpfgruppe eine wesentliche Rolle. Hierbei kann es zum unerwünschten „Unwuchtpfeifen“ im Fahrzeug kommen, wenn die Schwingwerte eine Grenzwertkurve übersteigen.

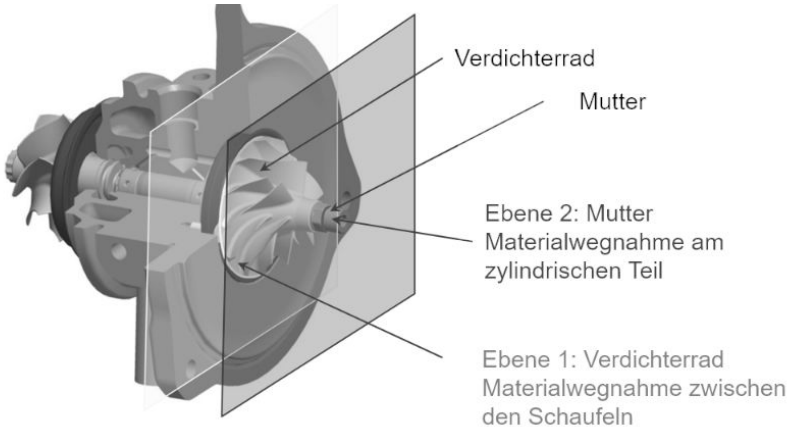


Abbildung 29: Unwuchtebenen einer ATL-Rumpfgruppe [39; 40]

Zu diesem Zweck werden grundsätzlich neue ATL auf einem Wuchtprüfstand bei Volkswagen untersucht. Die Übertragung der Schwingungen vom Läufer auf das Rumpfgruppengehäuse erfolgt über Gleitlager. Die Gleitlager werden mit dem vom Aggregat bereitgestellten Motoröl betrieben. Es stellt sich die Frage, ob die Anwendung verschiedener Motorölsorten in der Übertragung der Schwingwerte zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Generell werden Rumpfgruppen heutzutage meist in zwei Ebenen gewuchtet. In der Abbildung 29 sind die Ausgleichsebenen dargestellt. Zum einen wird Material zwischen den Schaufeln am Verdichterrad (Ebene 1) und zum anderen am zylindrischen Teil der Wellenmutter (Ebene 2) entfernt.

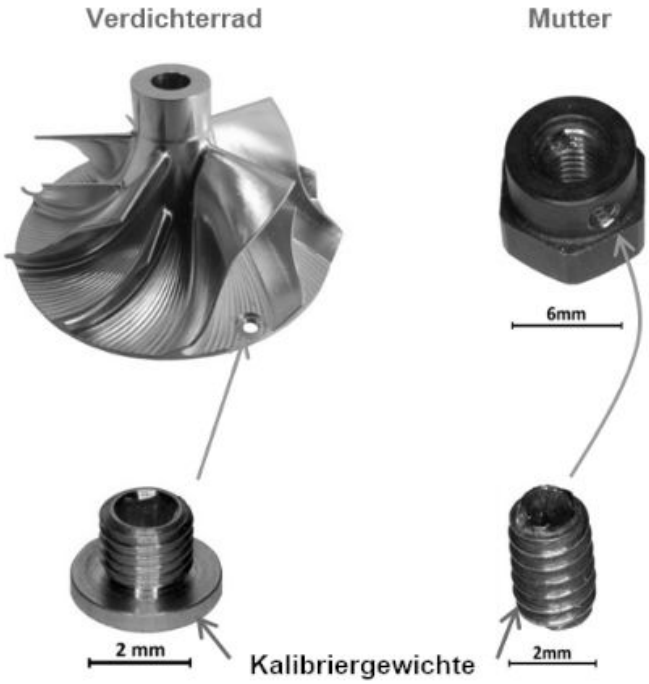


Abbildung 30: Kalibriergewichte

Um eine Unwucht mit Betrag und Winkelposition in beiden Ebenen ermitteln zu können, muss für den ATL-Typ eine Kalibrierung durchgeführt werden. Dafür werden entsprechende Massen (Schrauben) für die einzelnen Ebenen verwendet, siehe Abbildung 30. Mit Hilfe der Einflusskoeffizienten-Methode [41; 42] kann ein Zusammenhang zwischen der Schwingbeschleunigungskurve und der Unwucht der jeweiligen Ebene hergestellt werden. Bei der Einflusskoeffizienten-Methode handelt

es sich um ein Näherungsverfahren, das auf die Lösung eines überbestimmten linearen Gleichungssystems hinausläuft. Dieses Verfahren wird für das Auswuchten von wellenelastischen Rotoren der ATL-Rumpfgruppen hauptsächlich angewandt. Zwei sogenannte „Meister-Rumpfgruppen“ wurden für die Untersuchungen der drei verschiedenen Ölsorten verwendet. Bei sehr kleinen Schwingwerten einer ausgewuchteten Meister-Rumpfgruppe können die Unterschiede nicht deutlich genug herausgearbeitet werden. Daher ist bei diesen präparierten Rumpfgruppen eine zusätzliche Platzierung einer Masse, hier Schraube am Verdichterrad, vorgesehen, sodass eine erhöhte Schwingbeschleunigung signifikant über die Rotordrehzahl aufgeprägt werden kann. Bei den beiden Meister-Rumpfgruppen (Typ A und Typ B) handelt es sich um zwei verschiedene ATLs aus unterschiedlichen Motorisierungen. Zur Prüfung von unterschiedlichen Motorölen kommen drei Sorten zum Einsatz, die sich in ihrer Viskosität unterscheiden, gemessen bei einer Öltemperatur von 80 °C.
Der Trend in der Aggregateentwicklung beim Einsatz von Motorölsorten geht in die Richtung kleiner Viskosität. Die Tabelle 4 verdeutlicht dies an den Werten, ausgehend vom 5W30, über 0W30 bis hin zu 0W20. Um den Einfluss der unterschiedlichen Ölsorten im Schwingverhalten zweier unterschiedlicher ATL-Typen aufzuzeigen, wurde die Darstellung in zwei Diagramme aufgeteilt.

Tabelle 4: Gemessene spezifische Ölkennwerte der einzelnen Ölsorten

Ölsorte	**Dyn. Viskosität**	**Stat. Viskosität**	**Dichte**
	mPa · s	$^{mm^2}/_{s}$	$^{g}/_{mm^2}$
5W30	15,16	18,75	0,808
0W30	14,29	17,9	0,798
0W20	10,26	12,84	0,799

Der ATL-Typ A zeigt in der Abbildung 31 ein nahezu gleiches Verhalten der Schwingbeschleunigung über den Wuchtdrehzahlbereich. Hingegen sieht das beim ATL-Typ B anders aus. Die Ausprägung der Eigenform bei einer Rotordrehzahl von 66 000 $^{1}/_{min}$ und die Unterschiede der Schwingwerte ab 160 000 $^{1}/_{min}$ sind im Diagramm der Abbildung 32 deutlich zu erkennen. Hier wird der Einfluss unterschiedlicher Ölsorten sichtbar.

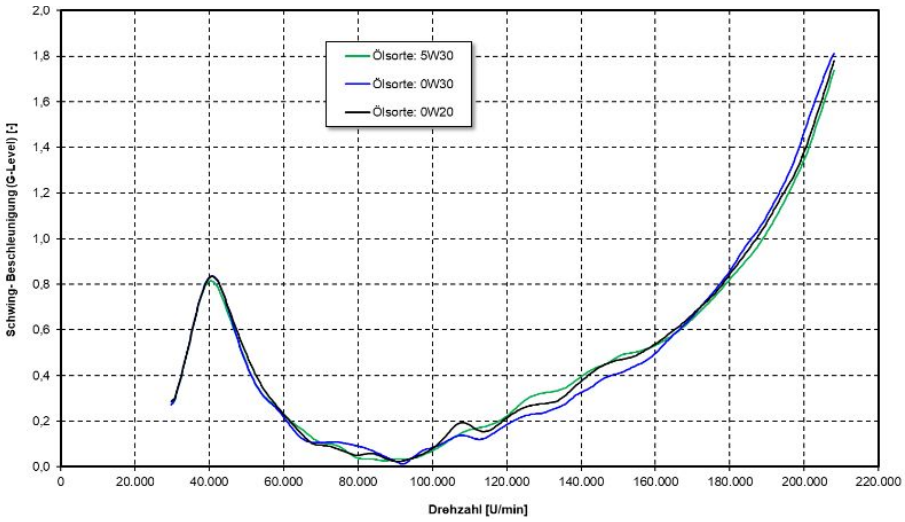


Abbildung 31: Schwingverhalten ATL-Typ A, Vergleich der Ölsorten [42]

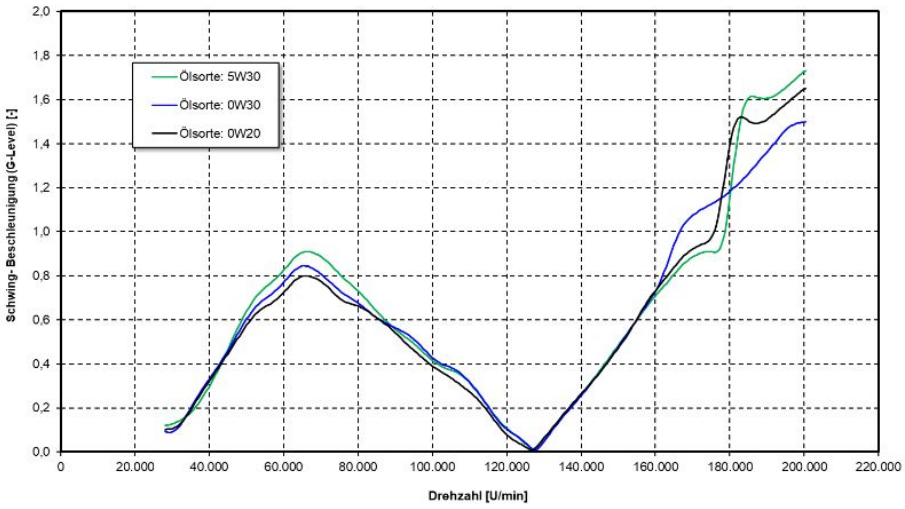


Abbildung 32: Schwingverhalten ATL-Typ B, Vergleich der Ölsorten [42]

Interessant ist auch der Versuch einer Variation der Öltemperatur. Die Abbildung 33 und die Abbildung 34 zeigen wiederum die Unterschiede der beiden ATL-Typen im Schwingverhalten. Beim ATL-Typ B wird eine unterschiedliche Aus-

prägung der Schwingwerte bei 66 000 $^1/_{\text{min}}$ in der Variation der Öltemperatur sehr deutlich, wie anhand der Abbildung 34 zu erkennen ist.

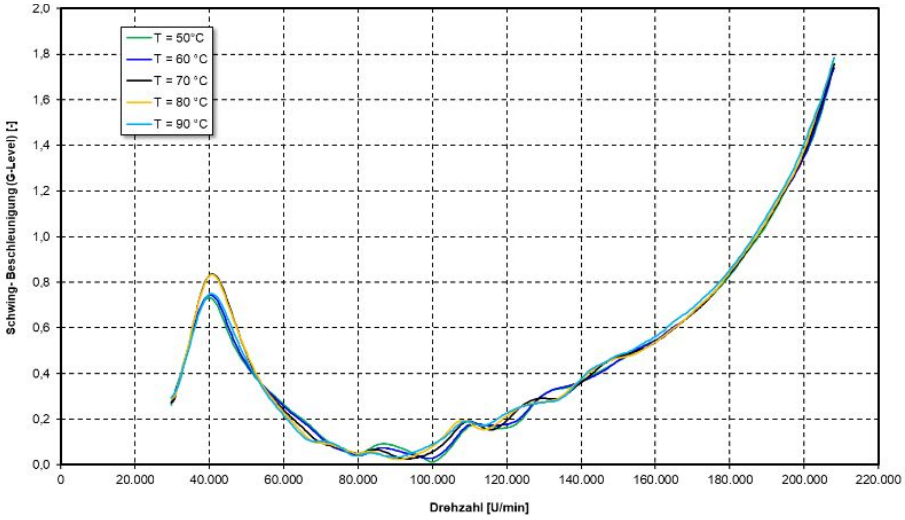


Abbildung 33: Schwingverhalten ATL-Typ A, Ölsorte 0W20 [42]

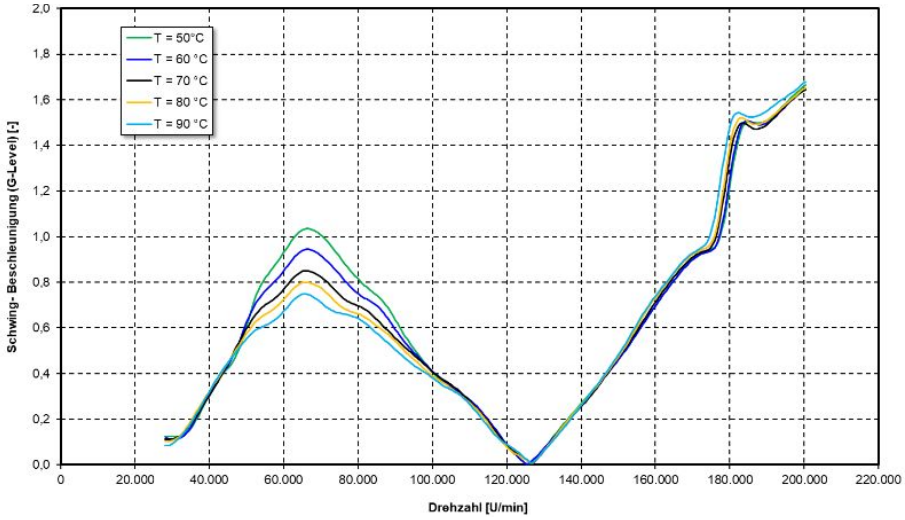


Abbildung 34: Schwingverhalten ATL-Typ B, Ölsorte 0W20 [42]

Da die Schwingwerte Einfluss auf die Unwuchtwerte nehmen, ist die Schlussfolgerung für die beiden ATL-Typen sehr unterschiedlich. Beim ATL-Typ A zeigt sich, dass das Schwingverhalten von der Ölsorte nahezu unabhängig ist. Hier ist eine neue Kalibrierung nicht zwingend notwendig. Jedoch beim ATL-Typ B ist dies erforderlich, wenn ein Ölsortenwechsel an der Wuchtmaschine vorgenommen wird. Während des Betriebes einer Wuchtmaschine ist darauf zu achten, dass die Ölsorte nicht gewechselt und die Öltemperatur auf einem konstanten Level gehalten wird. Eine Änderung der Öltemperatur kann auch zur Änderung der Schwingwerte führen, siehe Abbildung 34. In beiden Fällen ist eine Kalibrierung, die zu einer Änderung der Einflusskoeffizienten führt, empfehlenswert.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Abgasturboaufladung hat sich bei Volkswagen seit ihrer Einführung im Jahr 1982 im Dieselmotor als eine Schlüsseltechnologie im Bereich der Verbrennungsmotoren etabliert. Im Grundaufbau sind die ersten Aufladegruppen zu den heutigen identisch. Ein Abgasturbolader besteht aus einer Radialturbine, einem Radialverdichter und einer Rumpfgruppe, in der die Lagerung integriert ist. Die Lagerung ist heute wie damals häufig ein hydrodynamisches Gleitlager, welches das Turboladerlaufzeug lagert. Zusätzlich kann das Lagergehäuse mit einer optionalen Wasserkühlung versehen werden, um bei hohen thermischen Belastungen durch die Abgastemperaturen die Lagerung zu kühlen. Damit die Abgasturbine an die Betriebszustände des Verbrennungsmotors angepasst werden kann, wurde in der ersten Ausführung eine turbinenseitige Bypassklappe, das sogenannte Wastegate, eingesetzt. Mit Einführung der Dieseldirekteinspritzung 1993 konnte beim Dieselmotor das Leistungs- und Drehmomentenpotenzial signifikant gesteigert werden. 1996 erlangte die Abgasturboaufladung ihren endgültigen Durchbruch, als im Dieselbereich der erste Turbolader eingesetzt wurde, der eine variable Turbinengeometrie als Regeleinheit besaß. Mit dieser technischen Neuerung konnte die Abgasturbine optimal an die Motorbetriebsbedingungen angepasst werden, was ein sehr dynamisches Fahrverhalten und einen niedrigen Kraftstoffverbrauch mit sich brachte.

Im Jahr 2006 konnte die Aufladetechnologie ebenfalls erfolgreich beim DI-Ottomotor etabliert werden. Dafür wurde die Wastegate-geregelte Abgasturbine für Abgastemperaturen bis zu 1050 °C ausgelegt. Im weiteren Verlauf wurde die Aufladetechnologie bei Volkswagen sowohl auf der Dieselmotoren- als auch auf der Ottomotorenseite stetig weiterentwickelt. So wurden bei den Dieselmotoren die zweistufige Aufladung und die Beschichtung von gefrästen Verdichterrädern zum Einsatz gebracht. Bei den Ottomotoren wurde die erste mixed-flow-Turbine beim 1,2l R3-Motor und die erste Twin-Scroll-Turbine beim 6,0l W12-Motor in Serie gebracht. Im Jahre 2016 wurde mit dem Übertrag der VTG-Technologie aus

der Dieselmotorentechnik die erste in Großserie verbaute VTG-Turbine beim 1,5 l 96 kW EA211 TSI evo Motor eingesetzt.
Bei Volkswagen wird die Aufladetechnik auch in Zukunft eine Schlüsseltechnologie bleiben – sowohl beim Dieselmotor als auch beim Ottomotor. Ziele sind die sichere Erreichung der geforderten Emissionsziele, die Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO_2-Emissionen, die Steigerung der Fahrdynamik und damit einhergehend die Steigerung von Fahrspaß und Weckung von Emotionen beim Kunden.
Dabei wird es darauf ankommen, dass die Aufladeeinheit maßgeschneidert auf die Anforderungen der Verbrennungskraftmaschine ausgelegt wird. Es werden sowohl einstufige als auch zweistufige Systeme benötigt. In diesem Kontext ist die elektrische Unterstützung der Aufladung eine interessante Option für künftige Antriebsstränge. Denn absehbar ist: Es werden auch weiterhin Innovationen in der Aufladetechnik benötigt, um den steigenden Anforderungen an Ladedruck, Kennfeldbreite etc. gerecht werden zu können.

Literatur

[1] Dorenkamp, R.; Engler, H.-J.; Lohre, L.; Steher, H.: „Der neue 2,0l-TDI-Motor mit Vierventiltechnik“. In: *24. Internationales Wiener Motorensymposium*. 2003.

[2] Rudolph, F.; Hadler, J.; Engler, H.-J.; Röpke, S.: „Der neue 2,0 l 4V TDI mit Common-Rail – Moderne Dieseltechnologie von Volkswagen“. In: *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2007.

[3] Hadler, J.; Rudolph, F.; Dorenkamp, R.; Stehr, H.; Düsterdiek, T.; Hilzendeger, J.; Mannigel, D.; Kranzusch, S.; Veldten, B.; Kösters, M.; Specht, A.: „Der neue 2.0l TDI- Motor von Volkswagen zur Erfüllung niedrigster Abgasgrenzwerte“. In: *29. Internationales Wiener Motorensymposium*. 2008.

[4] Eichler, F.; Kahrstedt, J.; Köhne, M.; Krause, A.; de Graaff, M.: „Der neue 2,0l 4-Zylinder BiTurbo TDI-Motor von Volkswagen“. In: *23. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2014.

[5] Kravetz, B.; Schmidt, A.; Sievert, M.; Wietholt, B.; Schmidt-Loose, K.; Kammeyer, J.; Hunkert, S.: „Das Aufladesystem des neuen 2,0l 4-Zylinder BiTurbo-TDI-Motors von Volkswagen“. In: *20. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 2015.

[6] Metzner, F.-T.; Willmann, S.; Helbing, C.; Eiglmeier, C.; Köhne, M.; Krause, A.; Wietholt, B.: „Die neue Vierzylinder-Dieselmotorengeneration von Volkswagen“. In: *39. Wiener Motorensymposium*. 2018.

[7] Krebs, R.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Pott, E.; Fleiss, M.; Hagelstein, D.: „Der weltweit erste doppeltaufgeladene Otto-Direkt-Einspritzmotor von Volkswagen“. In: *14. Aachener Kolloquium*. 2005, S. 961–986.

[8] Pischetsrieder, B.: „Strategische Ziele zur Sicherung einer nachhaltigen Mobilität“. In: *27. Wiener Motorensymposium*. 2006.

[9] Szengel, R.; Middendorf, H.; Pott, E.; Theobald, J.; Etzrodt, T.; Krebs, R.: „Der TSI mit 88kW – die Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotorenlinie von Volkswagen“. In: *28. Wiener Motorensymposium*. 2007, S. 113–135.

[10] Hagelstein, D.; Hentschel, L.; Strobel, S.; Theobald, J.; Middendorf, H.: „Die Aufladeentwicklung für den neuen 1,2l TSI Motor von Volkswagen“. In: *14. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 2009.

[11] Hadler, J.; Neusser, H.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Theobald, J.; Möller, N.: „Der neue TSI“. In: *33. Wiener Motorensymposium*. 2012, S. 113–135.

[12] Eichler, F.; Szengel, R.; Helbing, C.; Worm, J.: „The new EA211 1.4l TSI CNG“. In: *22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2013.

[13] Eichler, F.; Middendorf, H.; Helbing, C.; Hentschel, L.; Scherf, J.; Wendt, W.: „Der neue 1,0l 3-Zylinder TSI“. In: *35. Wiener Motorensymposium*. 2014.

[14] Demmelbauer-Ebner, W.; Middendorf, H.; Birkigt, A.; Ganzer, M.; Hagelstein, D.; Persigehl, K.: „EA211 TSIevo – The New 4-Cylinder Gasoline Engines from Volkswagen“. In: *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2016, S. 17–38.

[15] Demmelbauer-Ebner, W.; Theobald, J.; Worm, J.; Scheller, P.: „Der neue 1,5l EA211 TGI evo – Volkswagen gibt e-gas“. In: *39. Wiener Motorensymposium*. 2018, S. 93–108.

[16] Blumenröder, K.; Helbing, C.; Becker, N.; Ganzer, M.; Laumann, A.; Bordiehn, D.; D., H.; Hoffmeyer, H.; Bujak, S.: „EA211 TSIevo - Der neue 3-Zylinder Ottomotor von Volkswagen“. In: *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. 2019, S. 31–54.

[17] Eichler, F.; Demmelbauer-Ebner, W.; Strobel, J.; Kühlmeyer, J.: „Der neue W12 TSI-Motor des Volkswagen Konzerns – Perfektion in Performance und Komfort“. In: *36. Wiener Motorensymposium*. 2015, S. 91–111.

[18] Frese, F.: *Strömungssimulation in der Motorentechnik*. Vorlesungsunterlagen. 2018.

[19] Keich, S.: *Potential der VTG-Turbine für die Aufladung von Ottomotoren in elektrifizierten Antriebssträngen*. 2019.

[20] ANSYS Inc., Hrsg.: *ANSYSHelp*. Release 19.0. 2019.

[21] Frese, F.: „Aerodynamische und strukturmechanische Bewertung des Flutenteilers an Radialturbinen von Turboladern“. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 2011. isbn: 978-3-868-53947-9.

[22] Lecheler, S.: *Numerische Strömungsberechnung. Schneller Einstieg durch ausführliche praxisrelevante Beispiele*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009. isbn: 978-3-8348-0439-6.

[23] Frese, F.; Vogt, M.; Baar, R.; Sievert, M.: „Thermomechanische Analyse von Turbinengehäusen auf Basis von Fluid-Struktur-Simulationen“. In: *14. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 2009.

[24] Frese, F.; Einzinger, J.; Will, J.: „Design optimisation of a centrifugal compressor using Meta-Modell of optimum Prognosis (MoP)“. In: *The 10th International Conference on Turbochargers and Turbo-charging*. London, 2012.

[25] Koehler, I.; Wietholt, B.; Schmidt, A.; Appelt, M.; Klum, C.; Weiss, M.; Weking, H.; Woelke, D.: „Das Aufladekonzept des neuen 2,0l 150kW TDI Motors von Volkswagen“. In: *23. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 2018.

[26] Görke, M.: „Untersuchung des Potenzials von γ-Titanaluminid-Basislegierungen in der Anwendung als Turbinenradwerkstoff für Abgasturbolader“. Diplomarbeit. Berlin, 2009.

[27] Takama, K.; Sasaki, S.; Shimizu, T.; Kamiya, N.: „Design and Evaluation of Silicon Nitride Turbocharger Rotors“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 115.1 (Jan. 1993), S. 17–22. issn: 0742-4795. doi: 10.1115/1.2906675.

[28] Bürgel, R.; Maier, H. J.; Niendorf, T.: *Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik. Grundlagen, Werkstoffbeanspruchungen, Hochtemperaturlegierungen und -beschichtungen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011. isbn: 978-3-8348-1388-6.

[29] Tetsui, T.; Miura, Y.: „Heat-resistant Cast TiAl Alloy for Passenger Vehicle Turbochargers“. In: *Technical Review*. Bd. 39. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 2002.

[30] ZOLLERN GmbH & Co. KG, Hrsg.: *Feinguss-Vakuum-Legierungen*. url: https://www.zollern.com/fileadmin/Upload_Konzernseite/Downloads/Brochueren/Casting_and_Forging/Feinguss_Vakuum_Legierung.pdf (besucht am 10. 07. 2020).

[31] CeramTec GmbH, Hrsg.: *Nichtoxidkeramik – Siliziumnitrid (Si_3N_4). Der Keramik-Werkstoff für extreme Anforderungen*. url: https://www.ceramtec.de/werkstoffe/siliziumnitrid/ (besucht am 10. 07. 2020).

[32] Röhrig, K.: „Werkstoffe für Abgaskrümmer und Turboladergehäuse“. In: *Giesserei-Praxis* (4 2002).

[33] Kleiner, S.; Track, K.: „SiMo1000 – Ein aluminiumlegiertes Gusseisen für Hochtemperaturanwendungen“. In: *Giesserei* 97 (10 2010).

[34] Hasse, S.: „Einige Bemerkungen zum austenitischen Gusseisen mit Kugelgraphit“. In: *Giesserei-Praxis* (10 2008).

[35] Röhrig, K.: „Austenitische Gusseisen“. In: *Konstruieren + Gießen* 29 (2 2004). URL: https://www.kug.bdguss.de/fileadmin/content/Publikationen-Normen-Richtlinien/Austenitisches_Gusseisen_01.pdf.

[36] Nickel Insitute, Hrsg.: *Stainless Steel and Nickel Base Alloys*. URL: https://www.nickelinstitute.org/media/1644/castings_stainless_steel_and_nickel_base_11022.pdf (besucht am 10. 07. 2020).

[37] Eisenwerk Hasenclever & Sohn GmbH, Hrsg.: *Werkstoffübersicht*. URL: https://hasenclever.com/d/tech_werk_d.html (besucht am 10. 07. 2020).

[38] Gasch, R.; Nordmann, R.; Pfützner, H.: *Rotordynamik*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1975. ISBN: 978-3-662-31182-0.

[39] Lüddecke, B.; Filsinger, D.; Ehrhard, D.: „On Mixed Flow Turbines for Automotive Turbocharger“. In: *Applications, International Journal of Rotating Machinery* (2012). ISSN: 1023-621X. DOI: 10.1155/2012/589720.

[40] Lingener, A.: „Auswuchten – Theorie und Praxis“. In: Berlin: Verlag Technik, 1992. ISBN: 978-3-341-00927-7.

[41] Krellenberg, W.: *Elastisches Wuchten. Modale Verfahren, EK-Technik, Sondertechniken, automatisches und thermisches Wuchten*. 1. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1987. ISBN: 978-3-642-82931-4.

[42] Ladner, K.: „Untersuchungen des Schwingverhaltens von Abgasturbolader-Rumpfgruppen unter dem Einfluss unterschiedlicher Ölsorten auf einer Wuchtmaschine“. Masterarbeit. Ernst-Abbe-Hochschule Jena, 2016.

Biografische Notizen

Dr.-Ing. Florian Frese wurde 2011 an der Leibniz Universität Hannover zum Thema „Aerodynamische und strukturmechanische Bewertung des Flutenteilers an Radialturbinen von Turboladern“ promoviert. Er lernte Roland Baar während seines Studiums 2003 als Praktikant bei der Volkswagen AG kennen und schätzen. Durch ihre gemeinsame Zeit bei der Voith Turbo Aufladungssysteme GmbH fungierte Roland Baar als Mentor und Industrie-Doktorvater, wobei sich ihre beruflichen Wege trennten, als Roland Baar zum Professor an die TU Berlin berufen wurde. Florian Frese arbeitet seit 2011 als Entwicklungsingenieur in der Antriebsvorentwicklung der Volkswagen AG und hat seitdem mehrere Projekte mit dem Fachgebiet von Roland Baar durchgeführt. Darüber hinaus ist Florian Frese seit dem Wintersemester 2014 als Lehrbeauftragter am Fachgebiet für Fahrzeugantriebe von Roland Baar aktiv. Herr Frese vermisst Herrn Baar sehr, als Freund und Mentor.

Dr.-Ing. Dirk Hagelstein war von 1995 bis 2002 als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen an der Universität Hannover beschäftigt. Während dieser Zeit lernte er Roland Baar als Kollegen kennen und schätzen. Seit 2002 ist Dirk Hagelstein als Entwicklungsingenieur in der Motoren- bzw. Antriebsstrangentwicklung bei Volkswagen tätig. Mit Roland Baar verbinden ihn viele gemeinsame Aktivitäten und erfolgreich absolvierte Projekte aus dem Bereich der Aufladetechnik während dessen Zeit bei Volkswagen und an der TU Berlin.

Dr.-Ing. Michael Appelt ist bei der Volkswagen AG seit 2012 im Bereich der Dieselmotorenentwicklung tätig und dort seit 2017 für die Auslegung der Abgasturbolader zuständig. In dieser Funktion lernte er Roland Baar im Rahmen gemeinsamer Projekte aus dem Bereich der Aufladetechnik kennen. In besonderer Erinnerung wird Michael Appelt die bescheidene und hilfsbereite Art von Roland Baar bleiben.

Dipl.-Ing. Mario Sievert ist bei der Volkswagen AG im Dieselmotorenversuch tätig. Er wurde 1999 von Roland Baar als Diplomand eingestellt und arbeitete in den folgenden Jahren eng mit ihm zusammen. Auch nach der gemeinsamen Zeit bei Volkswagen und Voith Turbo war Herr Baar für Mario Sievert weiterhin ein wichtiger und kompetenter Ansprechpartner und Ratgeber. Herr Sievert vermisst Roland Baar als vertrauten Fachmann und Mentor.

Dr.-Ing. Bernd Patzelt ist seit 2008 im Aggregateprüffeld der Volkswagen AG tätig. Hier beschäftigt er sich unter anderem mit dem Auswuchten von Turboladerrumpfgruppen. In den letzten sechs Jahren wurden verschiedene Projekte zwischen der Volkswagen AG und der TU Berlin bearbeitet. Während dieser Zeit entstand ein fachlicher Detailaustausch zum Thema ATL-Wuchten zu Herrn Roland Baar. In angenehmer Erinnerung sind Herrn Bernd Patzelt die fachlichen Diskussionen.

Dr.-Ing. Sebastian Keich ist bei der Volkswagen AG im Bereich der Antriebsentwicklung tätig. Von 2015 bis 2018 arbeitete er hier an seiner Dissertation zum Potenzial der VTG-Turbine für die Aufladung von Ottomotoren in elektrifizierten Antriebssträngen. Er ist Roland Baar sehr dankbar für die wissenschaftliche Betreuung seiner Dissertation und die vielen wertvollen Anregungen in den gemeinsamen Gesprächen.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Herausforderungen und Ansätze zur Optimierung der Turboladerkennfeldvermessung auf Heißgasprüfständen

Holger Mai

Die Abgasturboaufladung gilt heute als wichtigste Schlüsseltechnologie für konventionelle Antriebskonzepte mit Verbrennungsmotoren, um die aktuellen und zukünftigen Emissions- und Kraftstoffverbrauchsziele zu erreichen. Die aufgeladene Verbrennungskraftmaschine ist ein komplexes System. Für die Anpassung an den Verbrennungsmotor erfolgt die Auslegung des Turboladers auf Basis der stationär am Heißgasprüfstand gemessenen Kennfeldern von Verdichter und Turbine. Für die Art und Weise, wie diese Kennfelder am Heißgasprüfstand ermittelt werden, gibt es bis heute keinen vollumfänglichen Standard, der die Randbedingungen der Kennfeldvermessung und die Kriterien für eine Vergleichbarkeit klar definiert. Diese Veröffentlichung geht auf die wesentlichen Einflussparameter der stationären Kennfeldvermessung von Abgasturboladern am Heißgasprüfstand ein. Den Schwerpunkt bilden Sensitivitätsanalysen zum Messaufbau und zur am Prüfstand verwendeten Messmethodik. Aus diesen Erkenntnissen heraus wird die Vergleichbarkeit von Kennfeldern unterschiedlicher Turbolader bzw. unterschiedlicher Prüfstände stark vereinfacht. Die Ergebnisse werden in Bezug auf die Relevanz für die Motorprozesssimulation des aufgeladenen Verbrennungsmotors hin diskutiert.

Einleitung

Die Mobilität befindet sich im Wandel. Die klassische Antriebstechnologie von heute basiert auf konventionellen Verbrennungsmotoren und wird in den kommenden zwei Jahrzehnten radikal transformiert werden [1]. Die Entwicklung wird über die Hybrid-Antriebe hin zum komplett elektrifizierten Antriebsstrang in Form von rein batterieelektrischen Fahrzeugen [2] oder Fahrzeugen mit Brennstoffzelle gehen. Parallel dazu wird es zukünftig weiterhin notwendig sein, moderne Verbrennungsmotoren zu entwickeln, die sehr effizient und emissionsarm sind, um den Wandel kunden- und umweltfreundlich zu gestalten [1].
Daraus lässt sich ableiten, dass die Aufladung mittelfristig als wichtige Schlüsseltechnologie für konventionelle Antriebskonzepte mit Verbrennungsmotoren und langfristig für die Brennstoffzelle angesehen werden kann.

Die Haupttreiber der aktuellen Entwicklung liegen im stark gestiegenem Umweltbewusstsein der Kunden und in der vom Gesetzgeber angestrebten Reduzierung der CO_2-Emission der Neuwagenflotte der Automobilhersteller in Europa auf im Durchschnitt 95 g/km bis Ende 2020 [3]. Um diese Forderungen erreichen zu können, streben die Hersteller durch Einsatz von zylinder- und hubraumverkleinerten, aufgeladenen Verbrennungsmotoren eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Einhaltung der stetig sinkenden Emissionsgrenzwerte an.
Die aktuellen, aber auch die zukünftigen Anforderungen an die turboaufgeladene Verbrennungskraftmaschine führen zu immer aufwendigeren Konstruktionen, die zudem die Komplexität in der Abstimmung von Verbrennungsmotor und Aufladesystem erhöhen [4; 5]. Die Auslegung des Turboladers und dessen Anpassung an den Verbrennungsmotor erfolgt im sogenannten Matching, das zum Ziel hat, ein gewünschtes stationäres und transientes Motorbetriebsverhalten zu erreichen. Daraus ergeben sich für einen gegebenen Motor definierte Anforderungen an Verdichter und Turbine hinsichtlich Leistung und Ansprechverhalten, deren Bewertung auf Basis der am Heißgasprüfstand gemessenen Kennfelder erfolgt.
Idealerweise wird durch die Kennfeldvermessung ausschließlich das thermo- und aerodynamische Betriebsverhalten innerhalb der Systemgrenze des Turboladers beschrieben [6], um die angestrebte Güte der Ladungswechselrechnungen im Rahmen der Motorprozesssimulation zu erreichen. Voraussetzung hierfür ist die Kenntnis über das Betriebsverhalten des Abgasturboladers unter den am Heißgasprüfstand gegebenen Versuchsbedingungen, die für eine konstante Turbineneintrittstemperatur unter Vernachlässigung des Turbinengegendrucks relativ motorfern sind und sich vor allem auf den Turbinenwirkungsgrad auswirken [7].
In der Praxis werden Turbolader am Heißgasprüfstand unter Versuchsbedingungen thermodynamisch bewertet [8], die der Motorumgebung möglichst nahe kommen sollen. Bisher gibt es jedoch für die Durchführung der Kennfeldvermessung am Heißgasprüfstand keine einheitliche Normvorschrift [9]. In den Richtlinien SAE J922 [10], SAE J1826 [11] und ASME PTC 10 [12] fehlen wesentliche Informationen zum Aufbau der Messstrecke, zur Anordnung der Messstellen und zur Messmethodik. Unberücksichtigt bleiben hiervon ebenso Empfehlungen zur Minimierung der Wärmeströme am Turbolader.
Eine sensitive Betrachtung von Einflussparametern, die auf die erzielbare Güte der Kennfelder von Verdichter und Turbine am Heißgasprüfstand einwirken, ist hinsichtlich der Relevanz auf das stationäre und transiente Betriebsverhalten des aufgeladenen Verbrennungsmotors in bisherigen Veröffentlichungen zum Thema nicht abgeleitet worden.

Zielsetzung

Ziel dieser Veröffentlichung ist es, wesentliche Einflussparameter der stationären Kennfeldvermessung eines Abgasturboladers am Heißgasprüfstand zu identifizieren. In Sensitivitätsanalysen wird experimentell untersucht, welche Einflussgrößen am Heißgasprüfstand messtechnisch relevant sind und wie sich diese auf die Kennfelder von Verdichter und Turbine auswirken. Die Relevanz der ermittelten Kennfeldeinflüsse auf den aufgeladenen Verbrennungsmotor wird durch die Motorprozesssimulation quantifiziert. Anhand der Ergebnisse sollen Empfehlungen abgeleitet werden, die es ermöglichen, eine Vergleichbarkeit von Turboladern auf dem Heißgasprüfstand zu gewährleisten und die Güte des Matching-Prozesses erhöhen zu können.

Klassifizierung und Methodik

Die Kennfelder von Verdichter und Turbine sind die wichtigsten Informationsquellen, um die Leistungsfähigkeit des Abgasturboladers zu quantifizieren. Diese werden durch die jeweiligen Kenngrößen beschrieben. Die Art und Weise der experimentell am Heißgasprüfstand ermittelten Verdichter- und Turbinenkennfelder hat jedoch einen signifikanten Einfluss auf die Betriebsstrategie und die Auslegung des Motorgesamtsystems.
Sämtliche Einflussfaktoren, die im Verlauf der Kennfeldvermessung am Heißgasprüfstand auftreten können, wirken sich auf die charakteristischen Kenngrößen des Abgasturboladers aus. Diese Kenngrößen werden nicht direkt bestimmt, sondern aus den am Heißgasprüfstand ermittelten Messgrößen berechnet [6].
Erwartet wird, dass die Kenngrößen ausschließlich das thermodynamische und das aerodynamische Betriebsverhalten des untersuchten Abgasturboladers ohne Verfälschung durch Wärmeströme repräsentieren. Zugleich wird eine gute Wiederholbarkeit der Kennfeldvermessung bei gleichzeitig höchster Vergleichbarkeit und Genauigkeit gefordert [6]. Aus Sicht der Praxis bewirken diese Forderungen einen Zielkonflikt, da jede Messung vom mechanischen Aufbau des Abgasturboladers am Prüfstand, von der Gestaltung der Messstrecke, der verwendeten Messtechnik, der ausgewählten Messmethodik, den Umgebungsbedingungen und dem Prüfling selbst beeinflusst wird [6; 13]. Aus diesem Grund ist für die Abgrenzung und Einordnung dieser Veröffentlichung eine Klassifizierung der Einflussparameter von zentraler Bedeutung.
Die in Abbildung 1 dargestellte Klassifizierung liefert Anhaltspunkte dafür, welche Arten von Einflussparametern sich wie auf die Charakteristiken des Abgasturboladers am Heißgasprüfstand auswirken. Dabei gilt es, im Detail zu verstehen, welche Relevanz die jeweiligen Einflussparameter auf die Kenngrößen der Kennfelder haben und wie linear unabhängig diese von möglichen Quereinflüssen sind.

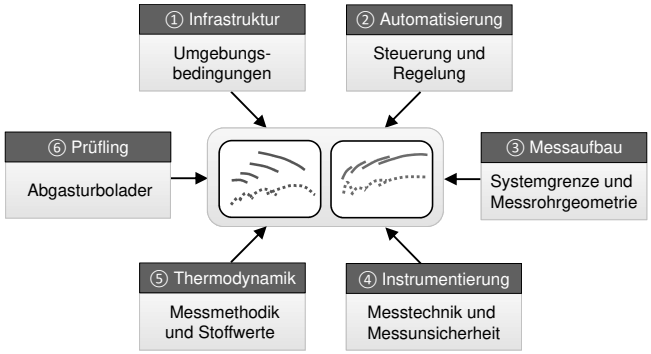


Abbildung 1: Klassifizierung von Einflussparametern auf die Kennfeldgrößen eines Abgasturboladers bei der Kennfeldvermessung auf dem Heißgasprüfstand [6]

Die in Abbildung 1 dargestellten Einflussparameter aus Infrastruktur (1), Instrumentierung (4) und Automatisierungssystem (2) sind durch die Peripherie am Heißgasprüfstand bedingt und durch Softwareparameter wie Stabilitätsbedingungen zumeist festgelegt, während die Einflussparameter hinsichtlich des Prüflingsaufbaus (3) und der thermodynamischen Messmethodik (5), inklusive der Ausbildung von Wärmeströmen, erst durch die Randbedingungen der jeweiligen Messung bestimmt werden. Im Rahmen dieser Veröffentlichung sind Untersuchungen zum Einfluss des Messaufbaus (3) und der Thermodynamik (5) Gegenstand der Sensitivitätsanalysen.

Systemgrenze

Zur Erfassung der Zustandsgrößen Druck und Temperatur werden am Heißgasprüfstand Messrohre an den Ein- und Austrittsflanschen des Abgasturboladers verwendet. Um eine möglichst hohe Messgüte zu erzielen, werden definierte Ein- und Auslaufstrecken verwendet, die ein gleichmäßiges Strömungsprofil an der jeweiligen Messstelle sicherstellen sollen [13]. Auf diese Weise bilden die Messstellen für Druck und Temperatur die in der Praxis am Prüfstand verwendete Ist-Systemgrenze (Abbildung 2) ab, die sich von der angestrebten Soll-Systemgrenze, die entlang der Flansche und Stutzen des Prüflings verläuft, um den zusätzlichen Ein- bzw. Auslaufbereich um die Messstelle herum unterscheidet (Abbildung 2). Die innerhalb der Ist-Systemgrenze auftretenden Zustandsänderungen bilden nicht mehr nur ausschließlich das Verhalten des Turboladers selbst ab, sondern sind zudem durch die auftretenden Wärme- und Druckverluste innerhalb der Messstrecke beeinflusst [6].

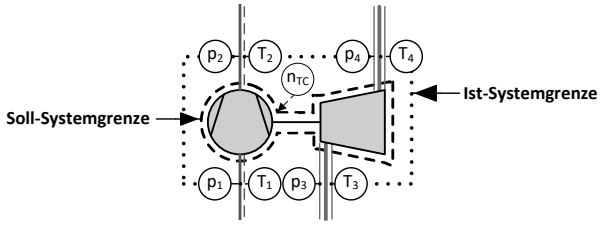


Abbildung 2: Ist- und Soll-Systemgrenze am Abgasturbolader auf dem Heißgasprüfstand

Die sich in den Messrohren einstellenden Strömungsverluste innerhalb der Ist-Systemgrenze hängen maßgeblich von der gewählten Messrohrgeometrie ab und wirken sich direkt auf die zu ermittelnden Kenngrößen Druckverhältnis und Wirkungsgrad sowie auf die Anlagenkennlinie des Prüfstandes aus [6].

Sensitivitätsanalysen

Im Kapitel Sensitivitätsanalysen wird die Relevanz der Einflussparameter aus dem Bereich des Prüfaufbaus und der thermodynamischen Messmethodik aus Abbildung 1 an einem ausgewählten Versuchsträger untersucht, um auf wesentliche Aspekte der Kennfeldvermessung hinzuweisen und grundlegende Kriterien zur Bewertung der Güte der Kennfelder aufzuzeigen. Der Versuchsträger ist ein Turbolader für Ottomotoren mit Wastegate. Die Typenbezeichnung lautet BWTS K03 2074 DAB 42-162.

Messaufbau – Einfluss der Systemgrenze

Um den Einfluss der Druck- und Wärmeverluste auf die Zustandsänderung im Verdichter und in der Turbine quantifizierbar zu machen, sollen, ausgehend von den Empfehlungen aus der Literatur [8; 11; 13] am Heißgasprüfstand Untersuchungen zur Variation der Systemgrenze umgesetzt werden. Die Variation erfolgt, wie in Abbildung 3 dargestellt, durch eine gleichzeitige Messung der Zustandsgrößen Druck und Temperatur in drei Messebenen gleichen Innendurchmessers der Ein- und Auslaufstrecken des Verdichters, die die definierten Systemgrenzen ($0D$, $5D$, $20D$) repräsentieren.
Die $20D$-Messebene befindet sich in einer Entfernung vom 20-fachen Messrohrinnendurchmesser D von den Flanschen am Verdichtergehäuse, die $5D$-Messebene ist entsprechend fünfmal davon entfernt und dient als Referenzebene zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu weiteren Untersuchungen. Die $0D$-Messebene befindet sich nicht auf dem Ein- und Austrittsmessrohr selbst, sondern ist direkt am Verdichtergehäuse des Versuchträgers angeschlossen. Bis auf die $0D$-Messebene vor

dem Verdichter weisen alle weiteren Messstellen eine statische Druckmessstelle in Triple-T-Anordnung nach Blake [14] und DIN 5167-1 [15] sowie drei Temperatursensoren[1] in äquidistanter Anordnung auf. In der $0D$-Messebene am Verdichtereintritt wird explizit auf die Temperaturmessung verzichtet, um eine unbeabsichtigte Strömungsbeeinflussung vor dem Verdichterlaufrad zu vermeiden.

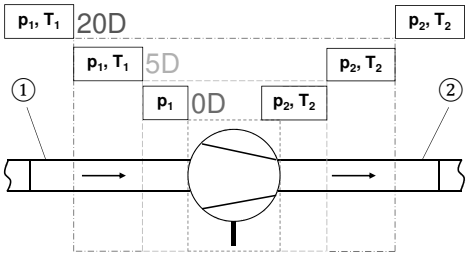


Abbildung 3: Variation der Systemgrenze am Verdichter auf dem Heißgasprüfstand

In der Praxis ist nach Nikuradse[2] [16] davon auszugehen, dass sich mit einer Einlaufstrecke von $l \approx 10D$ bis $20D$ das Geschwindigkeitsprofil in der Strömung im Messrohr kurz vor dem Verdichtereintritt bereits voll ausgeprägt hat, sodass sich die Temperatur der Strömung am Eintrittsflansch in einem Betriebspunkt rechts der Pumpgrenze nicht mehr ändert. Um die jeweilige Mindesteinlaufstrecke von $5D$ für jede Messebene [9; 13] einzuhalten, wird die jeweilige Gesamtlänge der Messrohre auf $25D$ festgelegt.
Der Einfluss der Variation der Systemgrenze am Verdichter wird in Abbildung 4 für das Durchsatzkennfeld und in Abbildung 5 für das Wirkungsgradkennfeld aufgezeigt. Allgemein gilt: je weiter entfernt sich die definierte Systemgrenze von den Flanschen des Verdichters befindet, desto mehr haben Wärme- und Druckverluste, die innerhalb der Systemgrenze zwischen Messebene und Flansch auftreten, einen signifikanten Einfluss auf die charakteristischen Verdichterkenngrößen (Abbildungen 4 und 5). Je näher sich die jeweilige Messebene an den Flanschen des Verdichters befindet, desto höher sind der ermittelte isentrope Verdichterwirkungsgrad und das Druckverhältnis bei hohen Massenströmen. Die Drosselverluste der Messstrecke zeigen sich im Durchsatz- (Abbildung 4) und im Wirkungsgradkennfeld (Abbildung 5) des Verdichters im Bereich der Stopfgrenze bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten besonders deutlich.

[1] Symmetrische Anordnung der Temperatursensoren mit 120° äquidistant am Umfang verteilt.
[2] Aus der Literatur können für Einlaufstrecken von Rohrströmungen keine einheitlichen Angaben abgeleitet werden. Abhängig von der Art der Strömung (laminar, turbulent) werden folgende Näherungen angegeben. Für laminar: Siekmann ($0{,}03 \cdot Re \cdot D$ bis $0{,}06 \cdot Re \cdot D$). Für turbulent: Kirsten und Siekmann ($50D$ bis $100D$), Nikuradse ($10D$ bis $20D$), Nickel und Grigoriadis ($5D$ bis $10D$), DIN 5167-01 ($5D$).

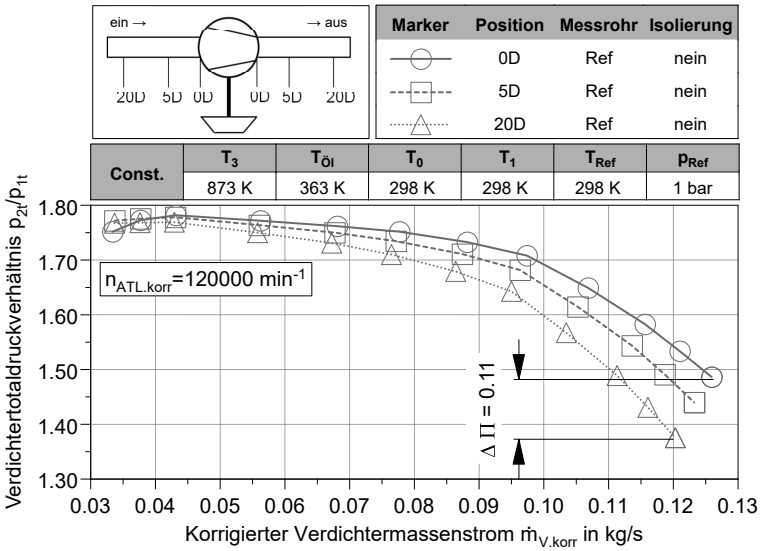


Abbildung 4: Einfluss der Systemgrenzenvariation auf das Verdichterdruckverhältnis

Der Einfluss der Wärmeströme basiert auf dem diabaten Verhalten innerhalb der Systemgrenze bei niedrigen Verdichterleistungen und wird erst für den Bereich zwischen maximalem Wirkungsgrad und Pumpgrenze im Wirkungsgradkennfeld des Verdichters (Abbildung 5) signifikant. Sowohl die Drosselverluste als auch die wärmestrombedingten Temperaturverluste an die Umgebung haben Einfluss auf die Berechnung des isentropen Verdichterwirkungsgrades η_{Vis}. Die Druckverluste, die über das Druckverhältnis in die Berechnung der isentropen Verdichtungstemperatur T_{2s} in den Zähler in Gleichung 1 eingehen, nehmen mit geringerem Massenstrom bzw. niedrigerer Strömungsgeschwindigkeit in Richtung Pumpgrenze hin ab. Sie werden im unteren linken Kennfeldbereich durch die auftretenden Wärmeverluste kompensiert, die stromabwärts entlang der nicht isolierten Messstrecke durch Wärmeleitung an die Rohrwand bzw. durch Wärmestrahlung an die Umgebung auftreten. Diese Wärmeverluste wirken sich auf die Messung der Austrittstemperatur T_2 in der Messebene aus und gehen direkt in den Nenner des isentropen Verdichterwirkungsgrades (Gleichung 1) ein [17].

$$\eta_{\mathrm{Vis}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{Vis}}}{\Delta h_{\mathrm{V}}} \approx \frac{T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{2\mathrm{t}}}{p_{1\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_{\mathrm{V}}-1}{\kappa_{\mathrm{V}}}} - 1 \right]}{\Delta T} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{1}$$

Dieses diabate Verhalten führt jedoch zu einer scheinbaren Erhöhung des Wirkungsgrades, insbesondere im Bereich der Pumpgrenze und bei niedrigen Drehzahlen. Eine einfache Abhilfemaßnahme hierfür ist, zumindest für die Messstrecke am Verdichteraustritt eine Messrohrisolierung zu verwenden.

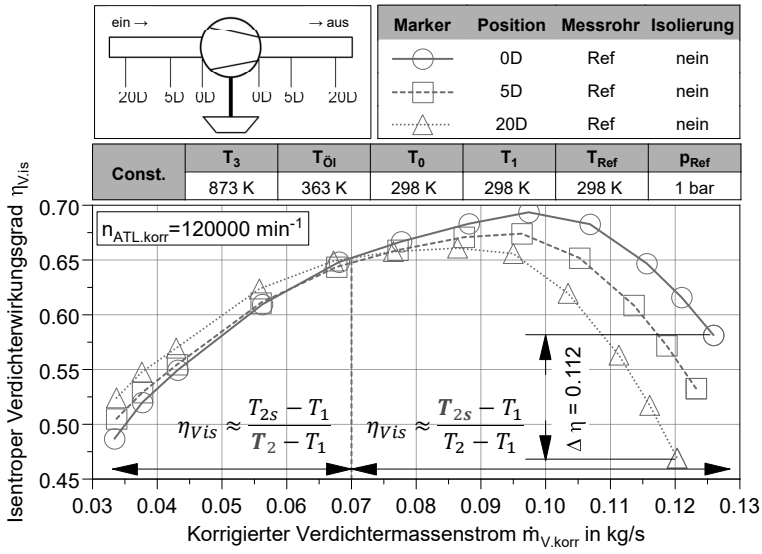


Abbildung 5: Einfluss der Variation der Systemgrenze auf den Verdichterwirkungsgrad

Eine klassische Forderung ist es, die Messstelle direkt in die Flansche des Verdichters zu legen, um die Einflüsse der Messtrecke unberücksichtigt zu lassen. Dies jedoch würde sowohl zu Störungen an der Messstelle von Druck und Temperatur als auch der Verdichteranströmung selbst führen, sodass empfohlen wird, für eine Vergleichbarkeit von Kennfeldern als Basis stets die gleichen Ein- und Auslaufstrecken zu verwenden. In der SAE J1826 [11] wird hierzu empfohlen, die Ein- bzw. Auslaufstrecke der Messstellen in Abhängigkeit vom Messrohrdurchmesser derart zu wählen, dass diese dem fünf- bzw. dreifachen Durchmesser entsprechen. Die Messrohrquerschnitte sind möglichst gleich oder größer den Stutzenquerschnitten am Prüfling zu wählen [6].

Thermodynamik – Einfluss der Wärmeströme auf den isentropen Verdichterwirkungsgrad

Wärmeströme, die innerhalb des Systems Turbolader auftreten oder innerhalb der Systemgrenze über die Messrohre an die Umgebung (Abbildung 6) abgegeben werden, beeinflussen über die Temperaturmessung die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine erheblich. Daraus lässt sich ableiten, dass die angewandte Messmethodik unter Berücksichtigung der gegebenen Betriebs- und Umgebungsbedingungen einen wesentlichen Einfluss auf die stationäre Kennfeldvermessung von Verdichter und Turbine hat [6].

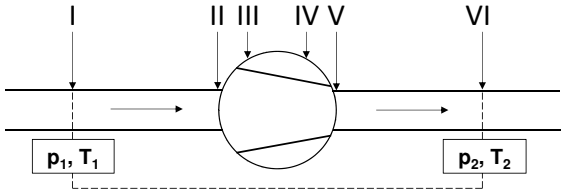


Abbildung 6: Signifikante Punkte für auftretende Wärmeströme innerhalb der Systemgrenze am Verdichter

Um den Einfluss von Wärmeströmen auf die Kennfeldvermessung quantitativ und qualitativ beurteilen zu können, sollen die vier am Heißgasprüfstand gängigen Messmethoden näher untersucht werden. Zunächst wird dazu die stationäre Heißvermessung in Anlehnung an die SAE-Richtlinie J1826 [11] näher betrachtet, die durch Vereinfachungen den Motorbetrieb im realen Fahrzeugeinsatz auf die stationäre Kennfeldvermessung am Heißgasprüfstand übertragen soll. Hierbei handelt es sich um die am weitesten verbreitete Messmethode am Heißgasprüfstand. Im untersuchten Fall wird keine Wasserkühlung verwendet.
Die isolierte Heißvermessung stellt eine erweiterte Variante dar, die mit Hilfe von Isoliermaterial an den Messrohren, welches zwischen den Messstellen und den Flanschen des Prüflings eingesetzt wird, den Einfluss von Wärmeverlusten innerhalb der Messstrecke auf die Verdichter- und Turbinenkenngrößen minimieren soll. Die Durchführung erfolgt nach den gleichen Randbedingungen wie die Heißmessung.
Die sogenannte Kaltmessung erfolgt bei Turbinen- und Öleintrittstemperaturen, die in der Praxis im Bereich der Umgebungsbedingungen liegen. Die Kaltmessung ermöglicht eine gezielte Bewertung des tatsächlichen Verdichterwirkungsgrades durch eine Reduzierung von Wärmeströmen innerhalb des Turboladers in Richtung Verdichter [6]. Aufgrund der hohen Temperaturdifferenz am Turbineneintritt (T_3) zwischen dieser Methode und der Heißmessung wird diese Messung nachfolgend als kalt bezeichnet.

Eine Erweiterung der Kaltmessung stellt die quasi-adiabate Kennfeldvermessung dar, die sich nach Baines [18] im stationären Fall durch gleiche Fluidtemperaturen zwischen Verdichteraustritt (T_2), Turbineneintritt (T_3) und Öleintritt ($T_{\text{Öl,ein}}$) auszeichnet (Gleichung 2).

$$T_3 = T_{\text{Öl,ein}} = T_2 \tag{2}$$

Das Ziel der quasi-adiabaten Messung ist es, die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine ohne Beeinträchtigung durch Wärmeströme im System Turbolader oder durch Wärmeströme an die Umgebung (freie Konvektion, Wärmestrahlung) zu bestimmen.
Durch Anbringen von Isoliermaterialien am Turbolader und an den Messstrecken werden jegliche Wärmeströme an die Umgebung minimiert, um der Forderung nach einer idealen Erfassung der Zustandsänderungen am System Turbolader bestmöglich nachzukommen.

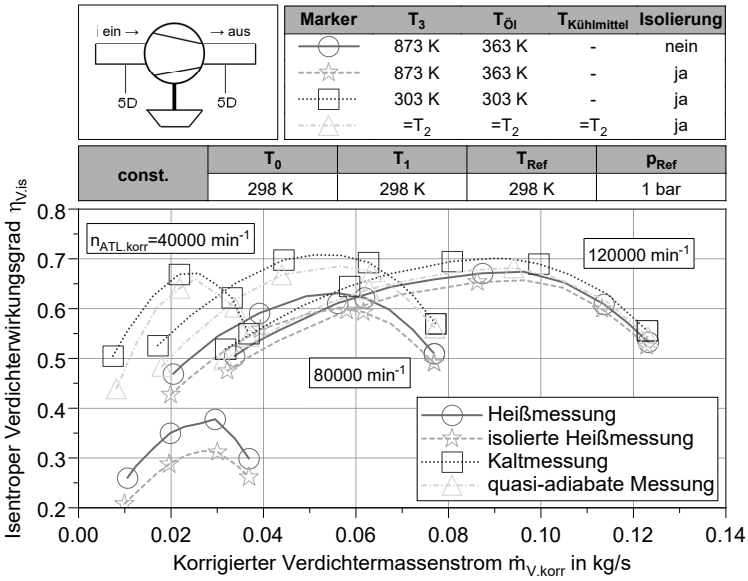


Abbildung 7: Einfluss der Messmethodik auf den isentropen Verdichterwirkungsgrad

Die quasi-adiabate Messung wird meist durch die maximal mögliche Öleintrittstemperatur begrenzt, um das Cracken des Schmieröls zu vermeiden. Darüber hinaus ist die minimale Turbinenaustrittstemperatur T_4 limitiert, um ein Einfrieren der Temperatursensoren bei zu hohem Taupunkt der Druckluft zu verhindern. Die Änderung der Turbineneintrittstemperatur wird hierbei nicht im

Brennkammerbetrieb, sondern mit Hilfe einer elektrischen Heizung realisiert. Wie zuvor bei der isolierten Heißmessung bleibt der Messaufbau vollständig isoliert. Um den Effekt von sich ausbildenden Wärmeströmen aufgrund einer treibenden Temperaturdifferenz zu minimieren, wird in dieser Variante eine Wasserkühlung (Wasser-Glykol 50/50) verwendet, bei der die Eintrittstemperatur des Kühlmittels der Austrittstemperatur des Verdichters entspricht.

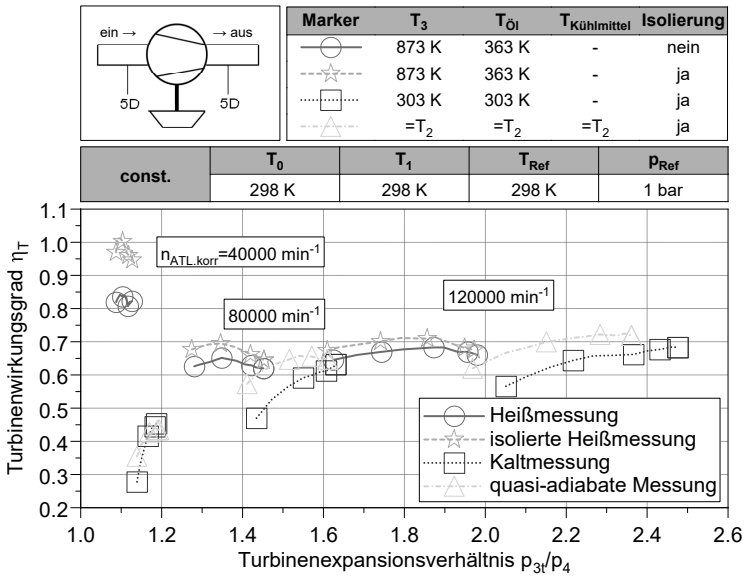


Abbildung 8: Einfluss der Messmethodik auf den Turbinenwirkungsgrad

Die gewählte thermodynamische Messmethodik bewirkt während der Messung Wärmeströme innerhalb der Systemgrenze des Turboladers. Hierbei sind vor allem die Messgröße Verdichteraustrittstemperatur T_2, aber auch, wie in Abbildung 7 und 8 dargestellt, die daraus resultierenden Wirkungsgrade von Verdichter η_{Vis} und Turbine η_{T} beeinflusst. Die Wärmeströme haben keine signifikante Auswirkung auf das Verdichterdruckverhältnis und den ermittelten korrigierten Massenstrom. Liegt in einem stationären Betriebspunkt eine treibende Temperaturdifferenz zwischen Verdichtungstemperatur und Öleintrittstemperatur vor, so bildet sich ein Wärmestrom aus, der abhängig vom Ort des höheren Temperaturniveaus (zweiter Hauptsatz der Thermodynamik) zu einer Wärmezufuhr oder Wärmeabfuhr in das bzw. aus dem Ölsystem führt. Relevant ist dies insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und Massenströmen, denn hier ist die zugeführte Wärmeleistung im

Verhältnis zur effektiven Verdichterleistung relativ groß (Abbildung 7). Die Folge davon ist, dass dem bereits erwärmten Arbeitsmedium zusätzlich Wärme zugeführt wird, was eine weitere Erhöhung der gemessenen Temperatur am Verdichteraustritt T_2 nach sich zieht, die nicht durch den eigentlichen Verdichtungsprozess selbst hervorgerufen wird. Diese können nur durch Wärmeverluste in der nachfolgenden Messtrecke vom Verdichteraustritt bis zur Temperaturmessebene wieder etwas kompensiert werden.

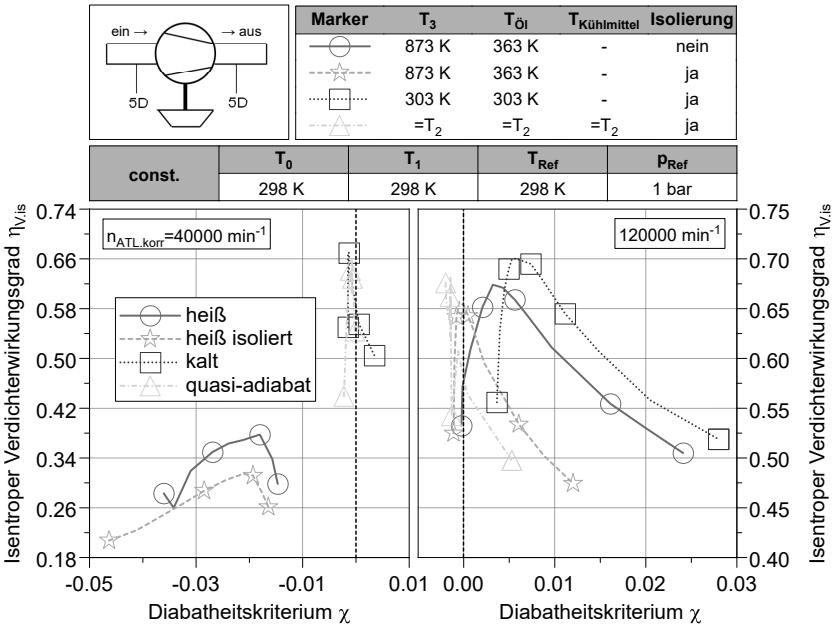


Abbildung 9: Bewertung der Messmethodik nach dem Diabatheitskriterium [19]

Bei der klassischen Heißmessung (Abbildung 7) führt genau dieses diabate Verhalten zu einer Wärmezufuhr im Verdichter, die bei niedrigen Drehzahlen scheinbar niedrigere Verdichterwirkungsgrade bewirkt. Die isolierte Heißmessung (Abbildung 7) zeigt im Vergleich noch geringere Wirkungsgrade, da hier der kompensierende Effekt der Wärmeverluste durch die Isolierung unterbunden wird. Die Art und Weise der Kaltmessung ermöglicht es, aufgrund der sehr niedrigen Turbineneintrittstemperaturen ($T_3 = 313\,\mathrm{K}$) eine Wärmezufuhr von der Turbinenseite in die Verdichterseite zu unterbinden. Hier wirken sich lediglich Wärmeverluste vom Verdichter in das Ölsystem bzw. an die Umgebung aus. Dies führt im Vergleich zur quasi-adiabaten Messung zu leicht höheren Verdichterwirkungsgraden

(Abbildung 7). Die quasi-adiabate Messung steht für eine rein aerodynamische Bewertung des Verdichters und zeigt Unterschiede zur Kaltmessung innerhalb jeder Drehzahllinie, vor allem in den Punkten nahe der Pumpgrenze. In diesen Betriebspunkten ist die Temperaturdifferenz zwischen Verdichteraustritt und Öleintritt besonders groß.
Generell ist in Abbildung 7 zu erkennen, dass die durch Wärmeströme bedingten thermischen Effekte auf Verdichter und Turbine hin zu höheren Drehzahlen weniger relevant werden. Dies bestätigt auch das Diabatheitskriterium χ nach Grigoriadis et al. [19] in Abbildung 9. Ein Wert gleich Null entspricht hierbei einem komplett adiabaten Systemverhalten. Negative Werte kennzeichnen eine äußere Wärmezufuhr, während positive Werte für eine Wärmeabfuhr stehen. Deutlich zu erkennen ist, dass sich das diabate Verhalten der heißen Messungen aus Abbildung 7 in Abbildung 8 bestätigt. Für sehr kleine Drehzahlen (Abbildung 9 links) wirkt sich die Messrohrisolierung negativ auf den Wirkungsgrad aus, während bei hohen Drehzahlen (Abbildung 9 rechts) hierdurch sogar quasi-adiabates Verhalten erreicht werden kann. Die kalte und die quasi-adiabate Messung sind für kleine Drehzahlen ($40\,\mathrm{k\,min^{-1}}$) wärmedicht. Für hohe Drehzahlen ($120\,\mathrm{k\,min^{-1}}$) zeigt die kalte Messung vergleichsweise stark diabates Verhalten infolge einer Wärmeabfuhr ins Öl, während die quasi-adiabte Messung praktisch wämedicht bleibt.

$$\eta_\mathrm{T} = \eta_\mathrm{Tis} \cdot \eta_\mathrm{Tm} = \frac{1}{\eta_\mathrm{Vis}} \cdot \frac{\dot{m}_\mathrm{V}}{\dot{m}_\mathrm{T}} \cdot \frac{c_{p,\mathrm{V}} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{2\mathrm{t}}}{p_{1\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_\mathrm{V}-1}{\kappa_\mathrm{V}}} - 1 \right]}{c_{p,\mathrm{T}} \cdot T_3 \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_{3\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_\mathrm{T}-1}{\kappa_\mathrm{T}}} - 1 \right]} \tag{3}$$

Nach [20] gilt, basierend auf der nach dem Turbinenwirkungsgrad η_T umgestellten Turboladerhauptgleichung (Gleichung 3), für den stationären Betrieb, dass der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_Vis indirekt proportional auf den Turbinenwirkungsgrad einwirkt und insbesondere in den Heißmessungen im Bereich von niedrigen Turboladerdrehzahlen und niedrigen Turbinenexpansionsverhältnissen zu besonders stark verfälschten Turbinenwirkungsgraden (Abbildung 8) führt, die teilweise über einem Wert von eins liegen können.

Relevanz für das Motorbetriebsverhalten

Ziel der Aufladung ist, die Ladungsmenge des Verbrennungsmotors durch das Vorverdichten der zugeführten Luft zu vergrößern [21], um auf diese Weise dem Wunsch nach erhöhter Leistungsdichte des Motors und damit der Steigerung der effektiven Motorleistung P_e (Gleichung 4) zu entsprechen [17; 20].

$$P_\mathrm{e} = \frac{H_\mathrm{u}}{L_\mathrm{min}} \cdot \frac{V_\mathrm{H}}{a} \cdot \frac{n_\mathrm{M} \cdot \lambda_\mathrm{l} \cdot \rho_\mathrm{L}}{\lambda_\mathrm{V}} \cdot \eta_\mathrm{e} = p_\mathrm{me} \cdot n_\mathrm{M} \cdot \frac{V_\mathrm{H}}{a} \tag{4}$$

Der effektive Mitteldruck p_{me} ist eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung von Leistung und Stand der Technik eines Verbrennungsmotors [17]. Als reine Rechengröße können Motoren hierdurch unabhängig von Hubraum und Motorgröße beurteilt werden (Gleichung 5). Die zwei wesentlichen Einflussgrößen auf den Mitteldruck sind der effektive Wirkungsgrad η_{e}, der vom gewählten Brennverfahren maßgeblich bestimmt wird, und die Luftdichte ρ_{L}, die durch die Abgasturboaufladung positiv beeinflusst werden kann.

$$p_{\mathrm{me}} \sim \rho_{\mathrm{L}} \cdot \lambda_{\mathrm{l}} \cdot \eta_{\mathrm{e}} \cdot \frac{1}{\lambda_{\mathrm{V}}} \tag{5}$$

Die Relevanz für das Motorbetriebsverhalten ergibt sich aus dem gekoppelten Betrieb von Abgasturbolader und Verbrennungsmotor. Unter Verwendung der Motorprozesssimulation wird mit Hilfe der Simulationssoftware GT-Power aufgezeigt, inwiefern das Zusammenspiel von Motor und Turbolader durch die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse beeinflusst wird.
Für die Simulation stationärer Motorbetriebspunkte wird ein validiertes Motormodell eines abgasturboaufgeladenen Vierzylinder-Ottomotors (1,4 l Hubraum) verwendet [22]. GT-Power arbeitet mit einer eindimensionalen Modellierung der Rohrströmung und einer kennfeldbasierten Berechnung des Verdichter- und Turbinenverhaltens in Form eines Ersatzmodells [23]. Das Ersatzmodell des Turboladers beinhaltet Informationen über die am Heißgasprüfstand ermittelten Kenngrößen [24]. Im Simulationsprogramm werden die thermodynamischen Vorgänge in Verdichter und Turbine getrennt voneinander durch Kennfelder dargestellt, um den Einfluss des Verdichters im Motormodell unabhängig von der Turbine betrachten zu können. Das Motormodell ist bis auf die Ergebnisse aus den Sensitivitätsanalysen (Systemgrenze und Messmethodik) identisch.
Im Simulationsprozess wurde auf spezifische Motor- und Turboladerdrehzahlen geregelt, um den Einfluss von Inter- und Extrapolationsfehlern zwischen den Kennfeldern zu minimieren. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu erhöhen, basieren alle Turbinenkennfelder auf einem Referenzkennfeld der Größen Druckverhältnis total zu statisch, reduzierte Drehzahl, reduzierter Massenstrom und Turbinenwirkungsgrad. Die Bedatung der Verdichterkennfelder erfolgt auf Basis der Größen Totaldruckverhältnis, normierte Drehzahl, korrigierter Massenstrom und isentroper Verdichterwirkungsgrad.
In Abbildung 10 sind die aus den Sensitivitätsanalysen ermittelten signifikanten Einflussparameter (Systemgrenze und Messmethodik) auf die Verdichterkennfelder dargestellt. Auf der Abszisse ist die Motordrehzahl aufgetragen. Auf der Ordinate ist der effektive Mitteldruck (Gleichung 5) dargestellt.

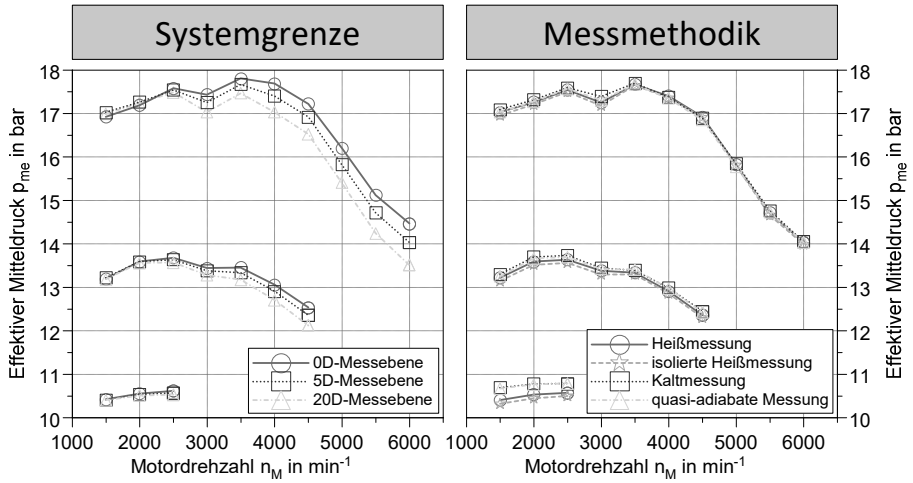


Abbildung 10: Relevanz der Einflussparameter Systemgrenze (links) und der Messmethodik (rechts) auf das Motorbetriebsverhalten

Der Einfluss der Systemgrenze (Abbildung 10 links) zeigt sich für den Motorbetrieb in signifikanten Änderungen im effektiven Mitteldruck p_{me} von bis zu 1 bar für den Bereich der oberen Teillast bis hin zur Volllast für Motordrehzahlen ab $2500\,\mathrm{min}^{-1}$. Je weiter weg sich die Systemgrenze vom Prüfling befindet, desto niedriger ist das erzielbare Druckverhältnis im Verdichterkennfeld bei hohen Durchsätzen. In diesem Fall sinkt der erzielbare Ladedruck signifikant. Für ein und denselben Motorbetriebspunkt erhöhen sich die Drosselverluste der Ansaugarbeit. In der Folge sinkt die Dichte der Füllung im Zylinder und damit sinkt auch der erzielbare effektive Mitteldruck bei hohen Motordrehzahlen.
Die Messmethodik hingegen wirkt sich auf den stationären Motorbetrieb (Abbildung 10 rechts) im Wesentlichen nur bei niedrigen Drehzahlen (bis $3000\,\mathrm{min}^{-1}$) und im Bereich geringer Last ($p_{\mathrm{me}} < 11\,\mathrm{bar}$) relevant aus. Die quasi-adiabate und die kalte Messung erzielen hierbei höhere Mitteldrücke als die beiden Heißmessungen. Für ein und denselben Ladedruck wird für die Heißmessungen eine höhere Turboladerdrehzahl und damit ein erhöhter Abgasgegendruck benötigt, was zu einer erhöhten Ausschiebearbeit führt und die Ladungswechselarbeit negativ beeinflusst. Als Ergebnis davon sinkt Motorwirkungsgrad η_{e} in den Betriebspunkten der unteren Teillast und damit auch der effektive Mitteldruck bei konstanter Motordrehzahl.

Zusammenfassung

Für die Auslegung und die Bewertung von Abgasturboladern werden die stationär am Heißgasprüfstand gemessenen Kennfelder verwendet. Diese Kennfelder basieren oftmals auf keiner gemeinsamen Methodik, sodass eine generelle Vergleichbarkeit von Kennfeldern eines Turboladers auf mehreren Prüfständen nicht grundsätzlich gewährleistet werden kann. Das bedeutet, dass die Güte des Matching-Prozesses nicht ohne Weiteres gesichert ist und prinzipiell von der Qualität der Kennfeldvermessung abhängt. Aus diesem Grund wurden in dieser Veröffentlichung die Einflussparameter auf die Kennfeldvermessung eines Abgasturboladers am Heißgasprüfstand zunächst klassifiziert und anschließend für die Parameter Messaufbau und Thermodynamik anhand von Sensitivitätsanalysen detailliert untersucht. Je nach Heißgasprüfstand sind es genau diese Parameter, die signifikante Unterschiede in den Kennfeldern aufweisen.

Die Untersuchung zum Messaufbau zeigte, dass die Systemgrenze durch die Messrohre am jeweiligen Heißgasprüfstand festgelegt ist und sich signifikant sowohl auf das Durchsatzkennfeld als auch auf das Wirkungsgradkennfeld des Verdichters auswirkt. Eine Orientierung nahe der SAE-Empfehlung stellt hierbei den besten Kompromiss hinsichtlich der Messgüte und Vergleichbarkeit mit anderen Prüfständen dar.

Die quasi-adiabate Messmethodik in Kombination mit einer Messrohrisolierung innerhalb der Systemgrenze kommt der Bestimmung der aerodynamischen Wirkungsgrade des Turboladers am Heißgasprüfstand am nächsten. Die Durchführung ist dagegen vergleichsweise aufwendig und unter wirtschaftlichen Aspekten weniger geeignet als andere Messmethoden. Prinzipiell ist eine Messrohrisolierung für die Kennfeldvermessung sinnvoll, wirkt sich jedoch gerade bei niedrigen Drehzahlen negativ auf die erzielbaren Verdichterwirkungsgrade aus, wie die Vergleiche mit dem Diabatheitskriterium gezeigt haben.

Aus Sicht des Kunden sind die wesentliche Anforderungen an die Kennfeldvermessung von Verdichter und Turbine auf dem Heißgasprüfstand stets die Vergleichbarkeit und die Reproduzierbarkeit der Messungen. Als wichtige Erkenntnis dieser Veröffentlichung kann festgehalten werden, dass eine Vergleichbarkeit von Messungen mit ein und demselben Abgasturbolader auf zwei verschiedenen Prüfständen erst dann gegeben und zulässig ist, wenn neben dem Prüfling auch der Messaufbau, die Messmethodik und die thermodynamische Auswertung gleich sind.

Literatur

[1] Dressler, N.: *Mobilität im Wandel: Radikale Transformation einer Branche*. letzter Zugriff: 12. Mai 2020. 2019. URL: https://www.rolandberger.com/de/Point-of-View/Mobilit%C3%A4t-im-Wandel-radikale-Transformation-einer-Branche.html.

[2] Bernhart, W.: *E-Mobility: Automakers in Need of Battery Strategy*. letzter Zugriff: 12. Mai 2020. 2018. url: https://www.rolandberger.com/de/Publications/E-mobility-Automakers-in-need-of-battery-strategy.html.

[3] Rat, E. P. und: *Verordnung zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO_2-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen – 443/2009*. 2009.

[4] Banks, A.; Cornwell, R.; Such, C.: „Advanced boosting technology to meet future heavy duty diesel engine requirements". In: *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. London, 2014, S. 241–252.

[5] Grigoriadis, P.; Böttcher, L.; Binder, E.; Sens, M.: „Advanced boosting technologiers for future SI engine concepts". In: *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. London, 2014, S. 41–54.

[6] Mai, H.; Bolz, H.: „Validierung von Turboladerkennfeldern auf Heißgasprüfständen". In: *ATZ Extra – Prüfstände und Simulation für Antriebe* (2015), S. 54–58. doi: 10.1007/s35778-015-0042-9.

[7] Vogt, M.; Freese, F.; Mai, H.; Baar, R.: „Improving the Application of Turbine Maps in 1D Engine Process Modelling". In: *ASME Turbo Expo 2011*. 2011.

[8] Kamphues, E.; Sens, M.; Bolz, H.: „Messmethoden am Heißgasprüfstand". In: *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Hrsg. von Pucher, H.; Kahrstedt, J. Bd. 83. Renningen: Expert-Verlag, 2007, S. 62–82. isbn: 978-3-816-92693-1.

[9] Pucher, H.; Mai, H.: *TC-Mapping – Parameterstudie zur Turbolader-Kennfeldvermessung*. VFI-Verbundfördervorhaben. Frankfurt am Main, 2010.

[10] SAE International: *Turbocharger Nomenclature and Terminology SAE J922*. 1995.

[11] SAE International: *Turbocharger Gas Stand Test Code SAE J1826*. 1995.

[12] American Society of Mechanical Engineers: *Performance test code on compressors and exhausters*. PTC 10-1997. New York, 1997.

[13] Nickel, J.; Grigoriadis, P.: „Verfahren und Messmethoden zur Erfassung von Turboladerkennfeldern an Turboladerprüfständen". In: *Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Hrsg. von Lechmann, A. Berlin: Springer, 2008, S. 227–244. isbn: 978-3-540-79285-7.

[14] Blake, K. A.: „The design of piezometer rings". In: *Journal of Fluid Mechanics* 78.2 (1976), S. 415–428. doi: 10.1017/S0022112076002504.

[15] Deutsches Institut für Normung: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt – Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Anforderungen (ISO 5167-1:2003)*. Deutsche Fassung EN ISO 5167-1:2003. Berlin, Jan. 2004.

[16] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.

[17] Merker, G. P.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: *Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Vieweg+Teubner Verlag, 2006.

[18] Baines, N. C.: „Developments in Turbocharger Measurement and Simulation". In: *4th International Congress Advanced Turbocharging and Downsizing Concepts*. Düsseldorf, 2012.

[19] Grigoriadis, P.; Binder, E.; Böttcher, L.; Benz, A.; Sens, M.: „Advanced Turbocharger Model for 1D ICE Simulation – Part I". In: *SAE 2013 World Congress & Exhibition*. SAE International, Apr. 2013. doi: 10.4271/2013-01-0581.

[20] Pucher, H.: *Grundlagen der Aufladetechnik*. Unterlage zur CDHK-Blockvorlesung „Verbrennungsmotoren". 2007.

[21] Deutsches Institut für Normung: *Verbrennungsmotoren – Arten und Aufladung; Begriffe*. DIN 6262. Berlin, Juni 1976.

[22] Kadunic, S.; Zegenhagen, T.: *Abgaswärmenutzung II (Heat2Cool). Nutzung der Abgasrestwärme mittels einer Dampfstrahlkälteanlage mit variabler Düsengeometrie zur Ladeluftkühlung unter die Umgebungstemperatur mit dem Ziel der Wirkungsgradsteigerung bei aufgeladenen Verbrennungsmotoren*. Abschlussbericht; Vorhaben Nr. 1026 N. Frankfurt am Main, 2013.

[23] Gamma Technologies: *GT-Suite Flow Theory Manual – Version 7.3*. Westmont, Illinois, 2012.

[24] Mai, H.; Vogt, M.; Baar, R.; Kinski, A.: „Impact of Measurement Uncertainty in the Characteristic Maps of a Turbocharger on Engine Performance“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136.2 (Nov. 2013). issn: 0742-4795. doi: 10.1115/1.4025485.

Biografische Notiz

Holger Mai studierte an der TU Berlin Verkehrswesen mit Schwerpunkt Fahrzeugtechnik. Als Student und ab 2003 auch als studentische Hilfskraft am Heißgasprüfstand war er dem FG Verbrennungskraftmaschinen unter der Leitung von Prof. Helmut Pucher sehr verbunden. Im Juli 2007 begann Herr Mai als wissenschaftlicher Mitarbeiter am FG Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin und bearbeitete das Forschungsprojekt „TC Mapping“ zur Vereinheitlichung der Vorgehensweise der Kennfeldvermessung von Abgasturboaufladern auf Heißgasprüfständen. Im Rahmen dieses Forschungsprojektes entstand erstmals Kontakt zu Herrn Baar. Ab Juli 2011 trat Herr Baar die Nachfolge von Herrn Prof. Pucher an. Herr Baar war für Herrn Mai als neuer Fachgebietsleiter und Chef eine Inspiration, gemeinsam an der Antriebstechnik von morgen zu arbeiten. Die besondere Art von Herrn Baar, bestehende Dinge zu hinterfragen und unkonventionelle Methoden anzuwenden, um auch technisch schwierige Probleme zu lösen, wird unvergessen bleiben. Er vermisst Herrn Baar als ehemaligen Chef und Doktorvater.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Einfluss intermittierender druckseitiger Luftabnahme auf das Verdichterpumpen kleiner Radialverdichter

Moritz Werner

Die Pumpgrenze schränkt den Betriebsbereich eines Abgasturboladerverdichters hin zu kleinen Massenströmen und hohen Druckverhältnissen ein. Sie ist nicht nur abhängig vom Design des Verdichters selbst, sondern auch vom System, welches den Verdichter umgibt. Die Position der Pumpgrenze, die am Heißgasprüfstand in einem standardisierten Verfahren bestimmt wird, kann sich daher von der Lage unterscheiden, die ein Verdichter im Luftpfad eines realen Verbrennungsmotors aufweist.
Zur Untersuchung der Effekte wird eine motorähnliche Umgebung an einem Heißgasprüfstand nachgebildet. Hierfür wird eine Pulsationseinheit, ein elektrisch angetriebener Zylinderkopf, in eine klassische Messstrecke integriert, sodass die verdichtete Luft nicht kontinuierlich, sondern aufgrund des Ventiltriebs intermittierend abgenommen wird.
Verdichterkennfelder und Pumpgrenzen werden für eine Variation von Ventilöffnungsfrequenzen analysiert. Darüber hinaus werden die transienten Betriebspunkte des Verdichters während des Pumpens im Kennfeld nachverfolgt und so die Pumpcharakteristika untersucht. Diese sogenannten Pumporbits werden für verschiedene Verdichterdrehzahlen und Ventilöffnungsfrequenzen analysiert und die Ergebnisse Referenzmessungen ohne Pulsationseinheit gegenüber gestellt.

Einleitung

Der Betriebspunkt eines Verdichters wird üblicherweise durch die Größen Drehzahl, Druckverhältnis und Durchsatz beschrieben. In einem Verdichterkennfeld, wo das Druckverhältnis über dem Volumen- oder Massenstrom für mehrere konstante Verdichterdrehzahlen aufgetragen wird, lässt sich der stabile, stationäre Betriebsbereich darstellen. Für Verdichter von Abgasturboladern werden diese Kennfelder in der Regel an einem Heißgasprüfstand in Standardverfahren aufgenommen, wobei auch der Wirkungsgrad der Maschinen betriebspunktabhängig ermittelt wird. Hierbei herrschen stationäre Strömungsbedingungen. Die Luftabnahme des Verdichters ist zeitlich konstant; in dieser Arbeit wird dies als „kontinuierliche“ Luftabnahme bezeichnet.

Die Kennfelder werden für das Matching des Abgasturboladers, die Simulation, die Applikation etc. herangezogen. Tatsächlich kann sich jedoch das Betriebsverhalten des Verdichters mit Kopplung an einem Verbrennungsmotor von einer Standardmessung unterscheiden, sodass sich beispielsweise andere Betriebsgrenzen ergeben. Dies gilt insbesondere für die sog. Pumpgrenze des Verdichters. Sie ist der Übergangspunkt bzw. die Betriebsgrenze zwischen stabilem und instabilem Verdichterbetrieb und darf nicht überschritten werden, da der Verdichter sowie das ihn umgebende System Schaden nehmen können.
Durch die im instabilen Betrieb vorherrschenden starken Druckoszillationen und die unzulässig hohe thermische Beanspruchung sind eine Fehlfunktion der Lagerung des Abgasturboladers, Schaufelbrüche des Verdichters und eine Beschädigung von Rotor und Verdichtergehäuse durch das Anschlagen der Verdichterschaufeln mögliche Folgen. In Kombination mit einem Verbrennungsmotor kann dessen Betrieb durch Verdichterinstabilitäten stark gestört werden. Zudem ist ein instabiler Betrieb des Verdichters in der Regel akustisch auffällig und daher üblicherweise im Fahrzeug nicht akzeptiert.
Die Pumpgrenze limitiert den Motorbetrieb bei hohen Lasten in dessen unteren Drehzahlbereich. Um den gesamten stabilen Betriebsbereich des Verdichters nutzen und „ausreizen“ zu können, gleichzeitig aber einen stabilen Betrieb von Verdichter und Motor zu gewährleisten, ist der genaue Verlauf der Pumpgrenze im System mit Motor von großer Bedeutung.
Eine Bestimmung der Pumpgrenze direkt am Motor ist jedoch mit großem Aufwand verbunden, zudem muss sie individuell für jeden Motoraufbau aufgenommen werden. Aus diesem Grund wird hier eine Möglichkeit aufgezeigt, am Heißgasprüfstand eine motorähnliche Umgebung auf der Verdichterseite des Abgasturboladers zu schaffen, um einen Motorbetrieb zu simulieren. Abgesehen von den geometrischen Einflüssen der Luftstrecke wird die intermittierende bzw. pulsierende Luftabnahme des Motors als wesentliches einflussnehmendes Element gewertet. Die intermittierende Luftabnahme ergibt sich durch das Öffnen und Schließen der Einlassventile über einem Arbeitsspiel, sodass sich Schwankungen im Totaldruckverhältnis und im Verdichtermassenstrom ergeben. Diese Zustände werden am Heißgasprüfstand mithilfe einer Pulsationseinheit erzeugt, die in Strömungsrichtung nach dem Verdichter angeordnet ist.
Die stabilen Verdichterbetriebspunkte bei intermittierender Luftabnahme haben einen quasistationären Charakter. Im zeitlichen Mittel sind sie konstant, die Betriebsgrößen weisen jedoch zyklische Schwankungen auf, wobei die transienten Verdichterbetriebspunkte kurzzeitig auch im instabilen Kennfeldbereich liegen können. Aufgrund der Quasistationarität wird die Pumpgrenze nicht als stationäre, sondern als dynamische Pumpgrenze bezeichnet [1, S. 23].
Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit konzentrieren sich im ersten Schritt auf den stabilen Kennfeldbereich, anschließend folgt eine Analyse der Pumpgrenze

und deren Verschiebung. Der Fokus des letzten Abschnitts liegt auf dem instabilen Verdichterbetrieb. Hier zeigen sich die Pumpcharakteristika in den Pumpfrequenzen und den Pumporbits, die für eine Variation an Verdichterdrehzahlen und Drehzahlen der Pulsationseinheit bzw. Ventilfrequenzen aufgenommen wurden.

Verdichterpumpen

Verdichterpumpen tritt auf, wenn einem Verdichter bei verhältnismäßig hohen Druckverhältnissen nur geringe Durchsätze von einem nachgeschalteten Verbraucher abgenommen werden, sodass die Förderung nicht aufrecht erhalten werden kann und die Strömung einbricht. An Betriebspunkten jenseits der Pumpgrenze reißt die Strömung aufgrund einer Fehlanströmung von den Verdichterschaufeln ab. Im Extremfall geschieht dies über den gesamten Umfang des Verdichterlaufrades. Der Betrieb der Maschine wird instabil.
Ein klassisches Verdichterkennfeld ist in Abbildung 1 skizziert. Der stabile Betriebsbereich mit Linien konstanter Verdichterdrehzahl ist in grau eingefärbt. Um die Drehzahl n und den Massenstrom $\dot{m}$ unabhängig von den Umgebungsbedingungen der Messung darzustellen, werden sie auf Bezugswerte normiert. Diese berechneten sog. „korrigierten“ Größen (Index 0) werden unter Verwendung der Mach'schen Ähnlichkeitsbeziehungen bestimmt. Darüber hinaus wurde in das Kennfeld die hier betrachtete Drehzahllinie in den negativen Massenstrombereich erweitert, wo sie der Theorie nach eine Turbinencharakteristik aufweist (gestrichelt). Anschließend wurde die Drehzahllinie durch Interpolation geschlossen.

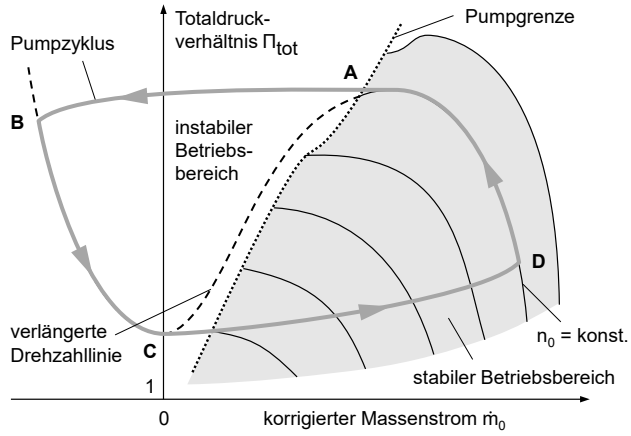


Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Pumpzyklus im Verdichterkennfeld nach Greitzer [2]

Der zyklische dynamische Charakter des Verdichterpumpens ist schematisch durch einen Orbit eingezeichnet: Wird bei konstanter Verdichterdrehzahl n_0 der abgenommene Massenstrom $\dot{m}_0$ reduziert oder der Verdichter weiter angedrosselt, sodass dessen zuvor stabiler Betriebspunkt in Punkt A die Pumpgrenze übertritt, bricht die Förderung ein, der Zyklus beginnt und das bereits verdichtete Fluid strömt in entgegengesetzter Richtung zurück durch das Verdichterlaufrad. Dieser Wechsel der Strömungsrichtung hin zu einem negativen Massenstrom im Punkt B läuft sehr schnell ab. Das verdichterdruckseitige Volumen, hier V_2-Volumen genannt, entlädt sich anschließend einer Entladungskurve folgend (Turbinencharakteristik), wodurch das Druckverhältnis über dem Verdichter sinkt. Im Punkt C ist der Gegendruck des Verdichters soweit reduziert, dass dieser erneut fördern kann und innerhalb kürzester Zeit einen positiven Durchsatz aufbaut, Punkt D. Das V_2-Volumen füllt sich anschließend erneut, wobei sich der transiente Verdichterbetriebspunkt auf der Linie konstanter Drehzahl n_0 des stabilen Verdichterbetriebsbereichs zum Punkt A bewegt. Hat der Verbraucher, der dem Verdichter nachgeschaltet ist, seine Abnahmemenge nicht erhöht, beginnt der Zyklus von Neuem.

Literaturüberblick

In mehreren Studien wird zur Analyse des Verdichterpumpens die Nachbildung einer motorähnlichen Umgebung am Verdichteraustritt realisiert, die sich durch eine nicht kontinuierliche, sondern regelmäßig unterbrochene bzw. eingeschränkte Luftabnahme auszeichnet.

Schon in den 1960er Jahren führte Jenny [3] Untersuchungen an einem Abgasturboladerverdichter radialer Bauart durch und nutzte einen Drehschieber, um im Verdichteraustrittsvolumen eine sinusförmige Druckschwankung zu erzeugen. Die experimentellen Ergebnisse wie auch die vorgestellten theoretischen und konstruktiven Ansätze zeigen eine sich mit abnehmender Ventilfrequenz einstellende Verschiebung der Pumpgrenze zu höheren Durchsätzen nach rechts im Kennfeld, insbesondere bei Ventilfrequenzen nahe der Pumpfrequenz.

Dagegen wird bei neueren experimentellen Untersuchungen an kleineren Maschinen eine Verbesserung der Pumpgrenze bzw. eine Verschiebung nach links bei intermittierender Luftabnahme registriert. Hierzu zählt die Studie von Galindo et al. [4], in der die intermittierende Luftabnahme durch eine sich drehende, komplex gelochte Scheibe im V_2-Volumen erzeugt wird. Diese wird zur Variation der Druckamplituden nur von einem Teilstrom der verdichteten Luft durchströmt. Während keine Abhängigkeit der simulierten Ventilfrequenz auf die Pumpgrenze ermittelt wurde, geht eine Verbesserung der Pumpgrenze mit steigenden Druckamplituden im V_2-Volumen einher. Dies wird auch bei Marelli und Capobianco [5] und Marelli et al. [6] beobachtet, die die intermittierende Luftabnahme durch

einen motorisch angetriebenen Zylinderkopf realisieren und mittels eines variablen Ventiltriebs die Druckamplituden variieren. Der beobachtete Effekt kommt einer Parallelverschiebung der Pumpgrenze für den gesamten Drehzahlbereich gleich. Darüber hinaus widmen sich Andersen et al. [7] der Erkennung des Verdichterpumpens u. a. bei intermittierender Luftabnahme.

Versuchsaufbau

Die experimentellen Untersuchungen fanden am Heißgasprüfstand der Technischen Universität Berlin statt, der detailliert bei Mai et al. [8, S. 11–25] beschrieben ist. Verdichter und Turbine des Abgasturboladers sind gasseitig nicht miteinander gekoppelt, sondern ausschließlich mechanisch über die Abgasturboladerwelle verbunden. Der Versuchsaufbau unterscheidet sich im Vergleich zu einer klassischen Kennfeldvermessung nur im Verdichterluftpfad, der in Abbildung 2 gezeigt ist. Die klassische Messrohranordnung mit Gegendruckventilen wurde durch zwei Elemente ergänzt: Zum einen durch ein bidirektionales Venturirohr, zum anderem durch eine Pulsationseinheit. Das bidirektionale Venturirohr ist unmittelbar am Verdichteraustritt montiert und erlaubt eine zeitlich hochauflösende Massenstromberechnung mit Vorzeichenbestimmung während des Verdichterpumpens, siehe auch Werner et al. [9]. Die Pulsationseinheit zur Erzeugung der intermittierenden Luftabnahme ist auf der Druckseite des Verdichters hinter dem Messrohr angeordnet. Das druckseitige Zusatzvolumen ist bedingt durch den Aufbau des Prüfstands und dessen luftführenden Komponenten, es kann jedoch entfernt werden, wenn die Pulsationseinheit nicht verwendet wird. Auf der Turbinenseite (hier nicht dargestellt) befindet sich eine Dieselbrennkammer, mit deren Heißgas die Turbine zum Betrieb des Abgasturboladers beaufschlagt wird.

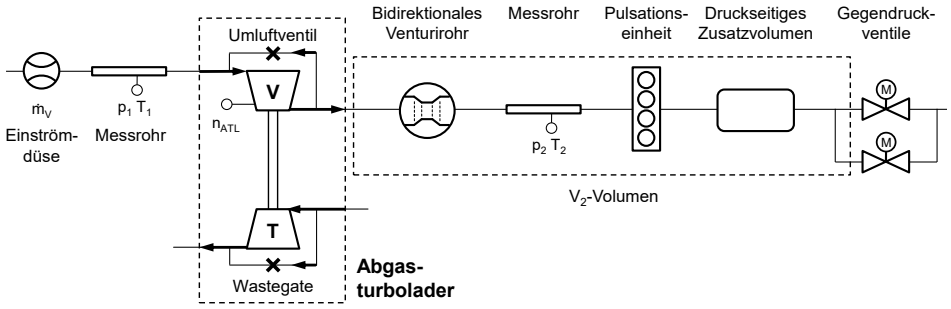


Abbildung 2: Schema des Heißgasprüfstands für die Versuche bei intermittierender Luftabnahme

Die Pulsationseinheit wird in Abbildung 3 gezeigt. Sie besteht aus dem Zylinderkopf eines Vierzylindermotors. Ein Elektromotor dreht die Nockenwelle, deren Drehzahl hierdurch variabel eingestellt werden kann. Die Nockenwelle steuert ausschließlich eine Ventilbank an. Konstruktionsbedingt werden anstelle der Einlassventile die Auslassventile betätigt und durchströmt. Die Einlassventile sind fest verschlossen. Unterhalb des Zylinderkopfs befindet sich ein Sammler, von dem aus die Luft über eine Verschlauchung zu den Gegendruckventilen geleitet wird. Das Volumen zwischen Verdichter und den Ventilen der Pulsationseinheit liegt bei 2,3 Litern, das sich daran anschließende Volumen hat eine Größe von 14,3 Litern.

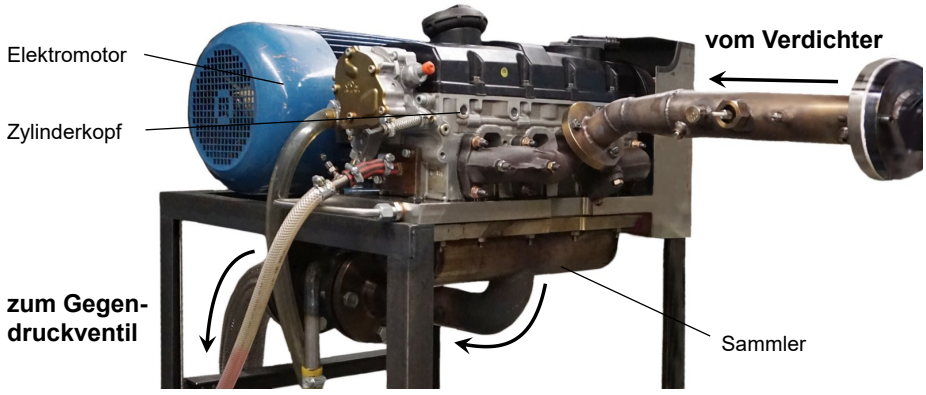


Abbildung 3: Pulsationseinheit im Versuchsaufbau

Der Phasenversatz der Ventile beträgt 90 °NW, folglich kommt es zu vier Ventilöffnungen pro Nockenwellenumdrehung. Der untersuchte Abgasturbolader wird jedoch üblicherweise an Dreizylindermotoren eingesetzt, wobei die Ventile mit einem Phasenversatz von 120 °NW betätigt werden. Grundsätzlich ist es möglich, an der Pulsationseinheit Strömungskanäle bzw. Ventile zu verschließen. Mit einem einzelnen verschlossenen Kanal ergibt sich jedoch eine unregelmäßige Phasenlage der Pulsfolgen, was für die Versuche nicht erwünscht ist. Das Verschließen zweier Strömungskanäle wurde innerhalb von Voruntersuchungen getestet, führt jedoch zu ungewöhnlich starken und somit unerwünschten Druckschwankungen, da es während einer Nockenwellenumdrehung zu relativ langen Zeiten vollständiger Ventilschließung kommt.
Aus diesen Gründen wurden die Versuche mit der Pulsationseinheit im Vierzylinderbetrieb durchgeführt. Die Frequenz, mit der das V_2-Volumen durch die Pulsationseinheit geöffnet wird, wird hier als Ventilfrequenz f_V bezeichnet. Es handelt sich hierbei nicht um die Frequenz, mit der ein einzelnes Ventil geöffnet wird, sondern um die aus der Perspektive des Verdichters erfahrene Öffnungsfrequenz der

Gesamtheit aller Ventile. Die Ventilfrequenz wurde hierbei entsprechend der Öffnungsfrequenzen eines Dreizylindermotors eingestellt, wobei die äquivalente Dreizylinder-Kurbelwellen-/Motordrehzahl $n_{\mathrm{mot,eq}}$ in min^{-1}, die Ventilfrequenz f_{V} in Hz und die Nockenwellendrehzahl der Pulsationseinheit $n_{\mathrm{puls,NW}}$ in min^{-1} direkt ineinander umgerechnet werden können:

$$n_{\mathrm{mot,eq}} = \frac{2}{3} \cdot 60\,{}^{\mathrm{s}}/_{\mathrm{min}} \cdot f_{\mathrm{V}} = 2 \cdot \frac{4}{3} \cdot n_{\mathrm{puls,NW}} \tag{1}$$

In den Versuchen wurde ein äquivalenter Motordrehzahlbereich von $1000\,\mathrm{min}^{-1}$ bis $2500\,\mathrm{min}^{-1}$ abgebildet. Insbesondere in diesem niedrigen Drehzahlbereich eines Verbrennungsmotors kann bei hohen Lasten die Pumpgrenze eine Limitierung des Motorbetriebs darstellen. Die eingestellten Ventilfrequenzen und die äquivalenten Motordrehzahlen sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: Untersuchte Ventilfrequenzen und äquivalente Motordrehzahlen eines Dreizylindermotors

$\mathbf{f_V}$ **in Hz**	25	30	35	50	62,5
$\mathbf{n_{mot,eq}}$ **in** $\mathbf{min^{-1}}$	1000	1200	1400	2000	2500

Referenzmessung mit kontinuierlicher Luftabnahme

Als Referenz soll eine Messung herangezogen werden, die einem klassischen Messaufbau zur Kennfeldbestimmung weitestgehend entspricht. Die Pulsationseinheit wird entfernt, um eine kontinuierliche Luftabnahme zu ermöglichen; das bidirektionale Venturirohr bleibt zur transienten Bestimmung des Massenstroms in der Messstrecke integriert. Hiermit ergibt sich im Standardsetting der Referenzmessung, kurz Ref. V2G, ein (großes) V_2-Volumen von 13,2 Litern. Bei der späteren Analyse der Pumpzyklen wird eine weitere Messreihe mit kontinuierlicher Luftabnahme berücksichtigt. Bei dieser Messung Ref. V2K wurde ein kleines V_2-Volumen von nur 1,3 l durch zusätzliches Entfernen des druckseitigen Zusatzvolumens realisiert.

Stabiler Verdichterbetrieb und Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Ventilfrequenz

Zunächst wird der Verdichterbetrieb im gesamten stabilen Betriebsbereich auf Änderungen untersucht. Es ist zu klären, ob der Druckaufbau entlang einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl vom laufenden Ventiltrieb bzw. von der Pulsationseinheit beeinflusst wird. Dies wurde bei Marelli et al. [6] beobachtet, wo sich für

niedrigere Verdichterdrehzahlen im Vergleich zu einer Referenzmessung geringere Druckverhältnisse einstellten.
Hier dient das Verdichterkennfeld aus der Messung Ref. V2G als Referenz. In Abbildung 4 sind dessen aufgenommene Linien konstanter korrigierter Verdichterdrehzahl n_0 in durchgehenden schwarzen Linien dargestellt. Zusätzlich sind in das Kennfeld zeitlich gemittelte Betriebspunkte bei intermittierender Luftabnahme eingetragen, die stabil angefahren werden konnten, aber aufgrund der Pulsationseinheit einen quasistationären Charakter haben. Unabhängig von der äquivalenten Motordrehzahl liegen diese zeitlich gemittelten Betriebspunkte auf den Linien konstanter Verdichterdrehzahl der Referenzmessung. Im stabilen Betriebsbereich der Referenz haben hier die Schwankungen in Druck und Massenstrom, hervorgerufen durch den Ventiltrieb der Pulsationseinheit, somit keinen Einfluss auf das Ergebnis. Bei intermittierender Luftabnahme ergeben sich trotz des quasistationären Zustands keine Unterschiede im Druckaufbau entlang einer Drehzahllinie.

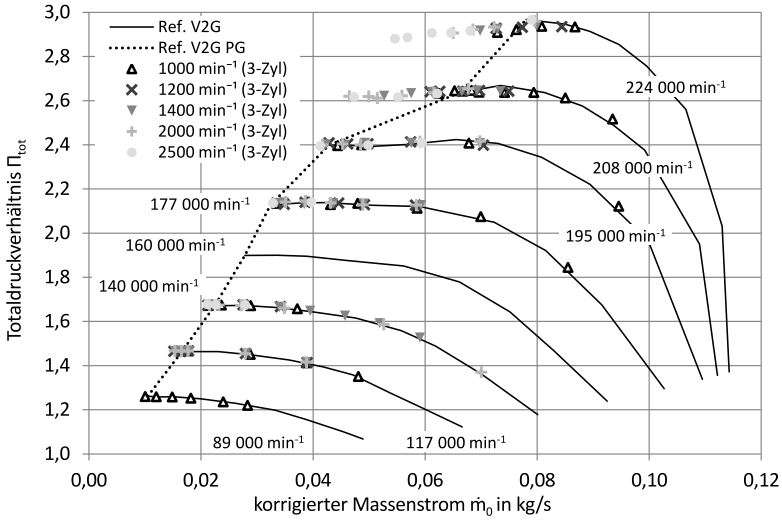


Abbildung 4: Stabile Betriebspunkte des Verdichters bei intermittierender Luftabnahme

Pumpgrenze

Es zeigt sich jedoch, dass bei geringen Massenströmen und hohen korrigierten Verdichterdrehzahlen $n_0 \geq 195\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ Betriebspunkte jenseits der Pumpgrenze der Referenzmessung stabil angefahren werden können. Dort bestätigt sich der kennfelderweiternde Effekt eines sich druckseitig im Luftpfad befindlichen Ventiltriebs,

vgl. [4; 6]. Im unteren Kennfeldbereich bei $n_0 < 195\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ ist keine merkliche Verschiebung der Pumpgrenze ersichtlich. Auch dort wird in einigen Quellen eine Verschiebung festgestellt. Sie fällt in Abhängigkeit von der Konfiguration mitunter geringer aus als bei hohen Verdichterdrehzahlen [4]. Dies kann jedoch auch auf eine andere Bauart der verwendeten Pulsationseinheit oder auf die Methode der Pumpdetektion bzw. die Definition der Pumpgrenze zurückzuführen sein.

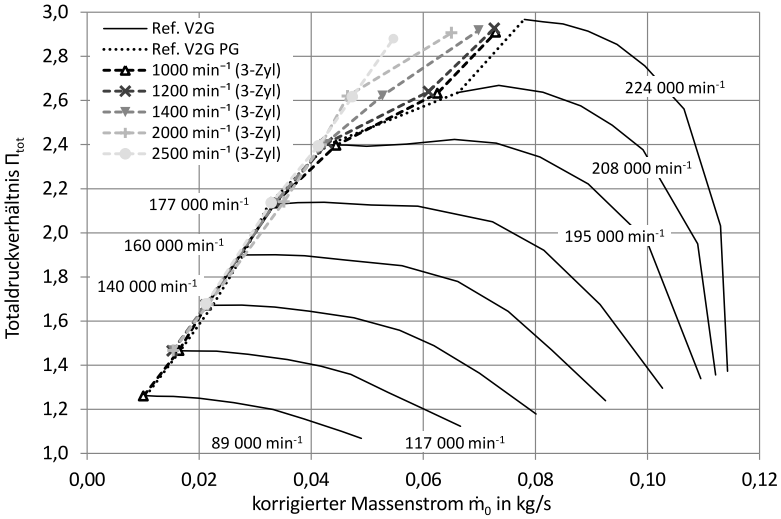


Abbildung 5: Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme

Die Verschiebung der Pumpgrenze im Kennfeld ist detailliert in Abbildung 5 dargestellt und zeigt sich insbesondere bei hohen Verdichterdrehzahlen bzw. Druckverhältnissen. Es besteht eine Abhängigkeit zur äquivalenten Motordrehzahl $n_{\mathrm{mot,eq}}$ der Pulsationseinheit. Steigt diese, so sinkt der minimal förderbare Verdichtermassenstrom und die Pumpgrenze verschiebt sich nach links, wodurch sich der stabile Kennfeldbereich erweitert. Dies geschieht in dem Bereich, in dem die Pumpgrenze der Referenz eine Neigung nach rechts aufweist. Bei der größten untersuchten äquivalenten Motordrehzahl wird diese Neigung vollständig aufgehoben, sodass die Pumpgrenze nahezu linear verläuft. Stichproben bei noch höheren äquivalenten Motordrehzahlen (hier nicht dargestellt) haben gezeigt, dass sich die Pumpgrenze bei den hier untersuchten Verdichterdrehzahlen nicht weiter nach links verschieben lässt. Die Auswirkungen auf die Pumpgrenze bei noch höheren Verdichterdrehzahlen lassen sich aus diesen Ergebnissen jedoch nicht abschätzen. So ist es denkbar, dass die Neigung der Pumpgrenze des Referenzkennfeldes prinzipiell bestehen

bleibt, sie sich also nicht aufhebt, sondern sich nur das Druckverhältnis bzw. die Verdichterdrehzahl vergrößert, bei der diese Neigung einsetzt.
Die relativen Änderungen der Pumpgrenze $\Delta\dot{m}_{\mathrm{rel}}$ wird mit dem jeweiligen Massenstrom an der Pumpgrenze $\dot{m}_0$ und dem entsprechenden Massenstrom der Referenzmessung $\dot{m}_{0,\mathrm{REF}}$ bei gleicher Verdichterdrehzahl berechnet:

$$\Delta\dot{m}_{\mathrm{rel}} = \frac{\dot{m}_{0,\mathrm{REF}} - \dot{m}_0}{\dot{m}_{0,\mathrm{REF}}} \tag{2}$$

Diese relative Verschiebung ist in Abbildung 6 in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl für die angefahrenen korrigierten Verdichterdrehzahlen aufgetragen. Die in der absoluten Darstellung aufgezeigte Erweiterung des stabilen Kennfeldbereichs beträgt bei beiden höchsten Verdichterdrehzahlen 28,6 % und 29,9 % ($n_{\mathrm{mot,eq}} = 2500\,\mathrm{min}^{-1}$) sowie 29,8 % und 16,6 % ($n_{\mathrm{mot,eq}} = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$). Auch mit $n_{\mathrm{mot,eq}} = 1400\,\mathrm{min}^{-1}$ wird eine Verbesserungen von über 20 % bei $n_0 = 208\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ erreicht.

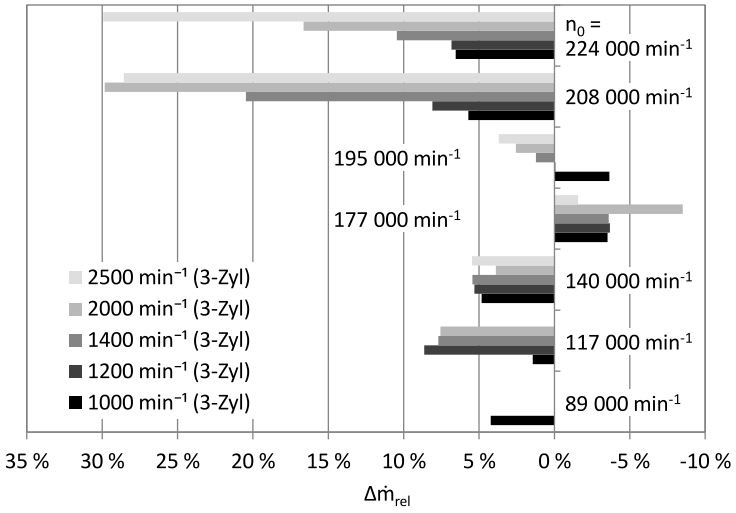


Abbildung 6: Relative Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme

In der relativen Darstellung zeigen sich auch die Änderungen der Pumpgrenze bei niedrigen Verdichterdrehzahlen deutlicher. Auch hier wird der stabile Kennfeldbereich in den meisten Fällen vergrößert, insbesondere im unteren Drehzahlbereich des Verdichters. Dort stellen sich, im Gegensatz zu den hohen n_0, unabhängig von der äquivalenten Motordrehzahl ähnliche $\Delta\dot{m}_{\mathrm{rel}}$ ein. Lediglich bei

$n_0 = 177\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ kann eine Verschiebung der Pumpgrenze nach rechts für alle $n_{\mathrm{mot,eq}}$ verzeichnet werden. Die Drehzahllinie der Referenzmessung weist bei dieser Drehzahl einen langen, waagerechten Verlauf auf, was gegebenenfalls eine größere Unsicherheit bei der Bestimmung der Pumpgrenze zur Folge gehabt haben kann. Bei der Drehzahl $n_0 = 195\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ ergibt sich keine eindeutige Tendenz. Die Auswirkungen auf den stabilen Kennfeldbereich reichen von einer Verkleinerung bei der niedrigsten äquivalenten Motordrehzahl bis zu einer Vergrößerung, die mit steigender $n_{\mathrm{mot,eq}}$ wächst.

Maximale Amplitude der Schwingungen des Totaldruckverhältnisses

Die mittels Pulsationseinheit auf das druckseitige System aufgeprägten Schwingungen erweitern somit für die meisten Verdichterdrehzahlen den stabilen Betriebsbereich der Strömungsmaschine. Diese Erweiterung steht im oberen Kennfeldbereich in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl $n_{\mathrm{mot,eq}}$ bzw. der Ventilfrequenz f_{V}. Der Einfluss dieser jeweiligen Frequenz wird anhand einer der transient aufgenommenen Verdichterbetriebsgrößen, dem Totaldruckverhältnis, untersucht. Das Totaldruckverhältnis wurde hierfür an allen stabil anfahrbaren Kennfeldpunkten bei intermittierender Luftabnahme einer Frequenzanalyse unterzogen. Es zeigt sich, dass im Frequenzbereich bis 1000 Hz an sämtlichen Betriebspunkten die Ventilfrequenz dominant im Spektrum sichtbar ist. Die Amplitude bei dieser Frequenz ist in Abbildung 7 über dem Massenstrom aufgetragen. In jedem horizontalen Streifen der Abbildung lassen sich so entlang einer Drehzahllinie die Entwicklungen der Amplituden in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl analysieren. Die vertikalen Markierungen auf den Abszissen kennzeichnen die jeweilige Pumpgrenze.

Allgemein weisen Betriebspunkte mit hohen Massenströmen große Amplituden auf, die sich zu geringen Massenströmen hin verkleinern. Dieser Trend tritt für alle Ventilfrequenzen bzw. äquivalenten Motordrehzahlen bei Abgasturboladerdrehzahlen von $n_0 \leq 195\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ auf. Eine Ausnahme bildet hier die Drehzahl $n_0 \leq 177\,000\,\mathrm{min}^{-1}$, bei der für alle Ventilfrequenzen eine Verschlechterung der Pumpgrenze festgestellt wurde (vgl. Abbildung 6). Hier steigen die Amplituden zu kleiner werdenden Massenströmen am Ende der jeweiligen Drehzahllinie wieder an.

Ein anderes Verhalten ist bei hohen Verdichterdrehzahlen erkennbar. Während hohe Ventilfrequenzen ebenfalls fallende Trends aufweisen, zeigen sich bei niedrigen Ventilfrequenzen unregelmäßige Verläufe. Starke Anstiege der Amplitudenverläufe zu kleiner werdenden Massenströmen führen in der Regel zum Einsetzen des Pumpvorgangs. Dies lässt sich insbesondere bei $n_0 = 224\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ beobachten. Überschreitet die Amplitude im Totaldruck einen von der Ventilfrequenz und Drehzahl abhängigen Grenzwert, setzt das Verdichterpumpen ein.

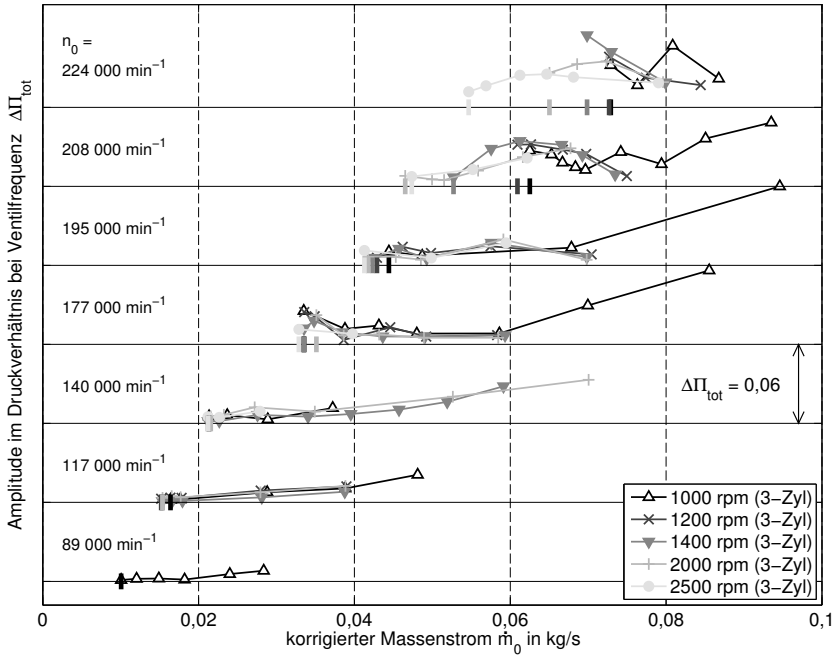


Abbildung 7: Amplituden bei Ventilfrequenz im Totaldruckverhältnis aufgestellt für einzelne korrigierte Verdichterdrehzahlen

Drucksignale gleicher Verdichterbetriebspunkte bei variierter Ventilfrequenz

Zu einer weiteren qualitativen Analyse, die den Einfluss einer Ventilfrequenzvariation darstellt, werden Drucksignale bei sonst etwa gleichem Verdichterbetriebspunkt untersucht. Betrachtet werden die Schwankungsgrößen $p'(t)$, also die Differenz zwischen den gemessenen Drücken $p(t)$ und deren zeitlichen Mittelwerten $\bar{p}$.
Im V_2-Volumen stehen hierfür zwei Drucksensoren zur Verfügung: Zum einen der Sensor am Verdichteraustritt mit der Schwankungsgröße p'_2, zum anderen wurde unmittelbar vor der Pulsationseinheit, also in großer Distanz zum Verdichter, ein weiterer Sensor installiert, durch den die Werte p'_{puls} bestimmt werden. Abbildung 8 stellt für verschiedene äquivalente Motordrehzahlen an zwei Verdichterbetriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze die beiden Drucksignale vergleichend gegenüber. Die fünf oberen Zeitsignale sind jeweils bei $n_0 = 140\,000\,\text{min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0{,}021\,\text{kg/s}$ und die unteren dargestellten Signale bei $n_0 = 208\,000\,\text{min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0{,}062\,\text{kg/s}$ aufgenommen.

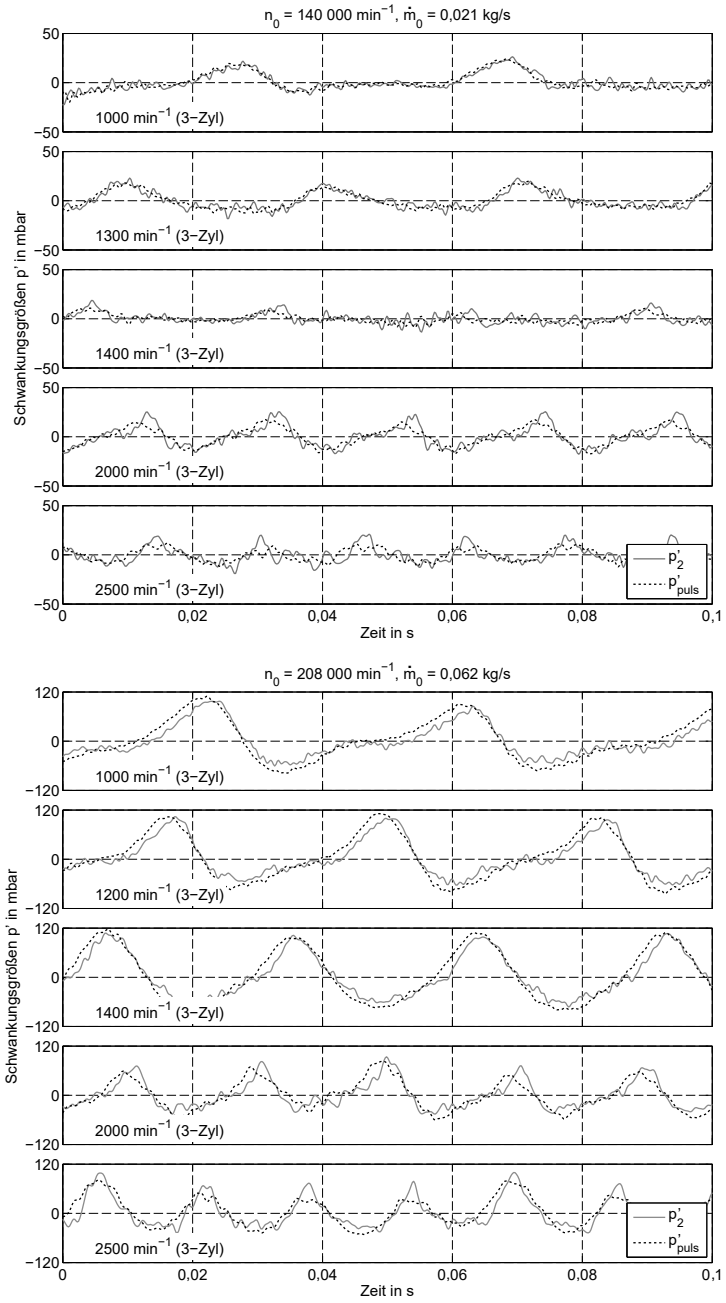


Abbildung 8: Schwankungsgrößen der Drucksignale im V_2-Volumen bei variierter äquivalenter Motordrehzahl an gleichen, quasistationären Verdichterbetriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze; $n_0 = 140\,000\,\mathrm{min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0{,}021\,\mathrm{kg/s}$ (oben); $n_0 = 208\,000\,\mathrm{min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0{,}062\,\mathrm{kg/s}$ (unten)

Die oberen dargestellten Verläufe entstammen dem unteren Kennfeldbereich des Verdichters, wo sich die Pumpgrenzen nicht abhängig von der Ventilfrequenz auffächern. Bei $n_{\mathrm{mot,eq}} = 1000\,\mathrm{min}^{-1}$ finden sich zwischen den durch die Pulsationseinheit hervorgerufenen Druckpulsen Phasen konstanten Drucks, die sich bei $n_{\mathrm{mot,eq}} = 1300\,\mathrm{min}^{-1}$ entsprechend verkleinern. Ab $n_{\mathrm{mot,eq}} \geq 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ werden regelmäßige Druckschwankungen ohne Phasen konstanten Drucks registriert. Die Amplituden sind jeweils von geringer, aber gleicher Größe. Eine Ausnahme bildet $n_{\mathrm{mot,eq}} = 1400\,\mathrm{min}^{-1}$, wo die Amplituden abgeschwächt sind.
Bei den unteren Darstellungen der Abbildung 8 aus dem oberen Kennfeldbereich des Verdichters sind die Amplituden in den Drucksignalen größer. Sie nehmen jedoch mit steigender Ventilfrequenz ab. Bei hohen $n_{\mathrm{mot,eq}}$ kommt es, wie bei den oberen Darstellungen, zu einer Vergleichmäßigung der Schwingungsform. Bei niedrigen $n_{\mathrm{mot,eq}}$ treten, anstelle von Phasen konstanten Drucks bei $n_0 = 140\,000\,\mathrm{min}^{-1}$, Sattelpunkte in den Verläufen auf. Während in allen Signaldarstellungen in p'_{puls} das Druckmaximum aufgrund der Nähe zur Pulsationseinheit vor p'_2 registriert wird, gehen im Fall der Druckplateaus der Sattelpunkte bei $n_{\mathrm{mot,eq}} \leq 1200\,\mathrm{min}^{-1}$ die Werten von p'_2 denen von p'_{puls} voraus. Dieser Druckaufbau, der zur Ausbildung der Plateaus führt, erfolgt somit aus der entgegengesetzten Richtung. Sein Ursprung kann sowohl in direkten Reflexionen als auch sekundär in hervorgerufenen Schwankungen im Verdichterbetrieb liegen. Die hohen Amplituden der Ventilfrequenz bei großen Verdichterdrehzahlen und kleinen $n_{\mathrm{mot,eq}}$, vgl. Abbildung 7, treten somit gleichzeitig mit Druckgradienten über der Länge des V_2-Volumens auf, wodurch das Verdichterpumpen im Vergleich zu höheren $n_{\mathrm{mot,eq}}$ offenbar früher einsetzt.

Analyse der Pumpzyklen bei intermittierender Luftabnahme

Im Folgenden wird die Pumpcharakteristik untersucht. Hierbei dient erstens die Pumpfrequenz als zeitliche Größe der Betrachtung des Phänomens, zweitens ermöglichen gemittelte Pumporbits Analysen und Vergleiche der Pumpvorgänge im Verdichterkennfeld.

Pumpfrequenzen

Die Pumpfrequenz f_{P} ist bei einem großen V_2-Volumen grundsätzlich aufgrund des länger andauernden Füllungs- und Entleerungsvorgangs kleiner als bei einem kleinen V_2-Volumen. So betragen die Pumpfrequenzen bei den Referenzmessungen ohne Pulsationseinheit im Mittel 5,1 Hz bei 13,2 l (Ref. V2G) und 18,9 Hz bei 1,3 l (Ref. V2K).
Eine Übersicht über die Pumpfrequenzen bei intermittierender Luftabnahme zeigt Tabelle 2. Die Frequenzen sind abhängig von der korrigierten Drehzahl n_0 und der

äquivalenten Motordrehzahl $n_{\mathrm{mot,eq}}$ aufgetragen. Bei den angegebenen Frequenzen in der Tabelle handelt es sich um Mittelwerte, die über eine Anzahl von $N_{\mathrm{PZ}} \geq 23$ Zyklen ermittelt wurden. Das Mittel über alle Messungen beträgt 4,2 Hz.

Tabelle 2: Pumpfrequenzen f_{P} bei intermittierender Luftabnahme in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl n_0 und der äquivalenten Motordrehzahl der Pulsationseinheit

$\mathbf{n_0}$ **in** $\mathbf{10^3\,min^{-1}}$ ►	**89**	**117**	**140**	**177**	**195**	**208**	**224**
$\mathbf{n_{mot,\,eq}}$ ▼							
$\mathbf{1000\,min^{-1}}$	4,2	4,1	4,1	4,3	4,5		4,5
$\mathbf{1200\,min^{-1}}$		3,7		4,1	4,4	4,5	
$\mathbf{1400\,min^{-1}}$		4,1	4,0	4,0	4,4	4,7	4,2
$\mathbf{2000\,min^{-1}}$		4,0	4,0	4,1	4,4	4,5	4,6
$\mathbf{2500\,min^{-1}}$			3,9	4,0	4,0	4,6	4,5

alle Frequenzen in Hz

Die einzelnen Werte liegen somit unterhalb derer, die in der Referenzmessung mit großem V_2-Volumen aufgenommen wurden. Dies ist ein Indikator dafür, dass sich während des Verdichterpumpens nicht nur das verhältnismäßig kleine Volumen zwischen Verdichter und Pulsationseinheit entlädt, sondern das gesamte druckseitige System, also auch das der Pulsationseinheit nachgeschaltete Volumen.
In Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl lässt sich kein klarer Trend der Pumpfrequenzen feststellen. Sie erhöhen sich mit steigender Verdichterdrehzahl im Bereich der Nachkommastelle leicht. Eine mögliche Ursache kann der durch die Pulsationseinheit ausgelöste Schwingungszustand im V_2-Volumen sein, was jedoch nicht abschließend nachgewiesen werden kann. Denkbar ist auch ein überlagerter, bei Schlamann et al. [10] beschriebener Effekt, der beispielsweise durch eine geringfügig veränderte Versuchsstrategie am Prüfstand hervorgerufen sein könnte. Hierbei weist die Pumpfrequenz eine zusätzliche Abhängigkeit vom freigegebenen Querschnitt des Gegendruckventils auf. Je weiter das Ventil geschlossen ist und je stärker somit die zusätzliche Entleerung des V_2-Volumens durch das Ventil gehindert wird, desto schneller ist eine Füllung des Volumens erreicht, bei der die Strömung erneut abreißt und ein neuer Pumpzyklus beginnt, wodurch sich größere Pumpfrequenzen ergeben.
Bei einer standardisierten Kennfeldvermessung ohne Pulsationseinheit (wie z. B. bei der Aufnahme der Referenzkennfelder) wird eine Verschiebung der Pumpgrenze nach links bei gleichzeitiger Verkleinerung des V_2-Volumens beobachtet [11,

S. 62 f.]. Damit verbunden ist eine Erhöhung der Pumpfrequenz. Während bei intermittierender Luftabnahme ein ähnlicher Effekt bezüglich der Pumpgrenze eintritt, bleibt die Pumpfrequenz jedoch konstant. Eine denkbare Interpretation der Pumpgrenzenverschiebung als eine Art Verkleinerung des V_2-Volumens ist aufgrund der konstanten Pumpfrequenz nicht zielführend.

Pumporbits

Die Gleichheit der Pumpcharakteristik bestätigt sich auch in den Pumporbits. Stellvertretend für eine niedrige und eine hohe Verdichterdrehzahl sind in den Abbildungen 9 und 10 gemittelte Pumporbits für $n_0 = 140\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ bzw. $n_0 = 208\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ bei variierter äquivalenter Motordrehzahl dargestellt. Unabhängig von dieser weisen die Pumporbits bei gleicher korrigierter Verdichterdrehzahl gleiche Massenstrom- und Druckamplituden auf. Insbesondere in Abbildung 9 sind die Pumporbits nahezu deckungsgleich. Bei der höheren Drehzahl in Abbildung 10 zeigen sich leichte Offsets im Totaldruckverhältnis. Diese sind nicht auf Einflüsse der Pulsationseinheit, sondern auf die Steuerung des Heißgasprüfstands zurückzuführen. Beim Einstellen einer gleichen gemittelten Abgasturboladerdrehzahl mit Variationen im Betrieb der Pulsationseinheit kommt es aufgrund der Drehzahlschwankungen des Abgasturboladers zu Streuungen.

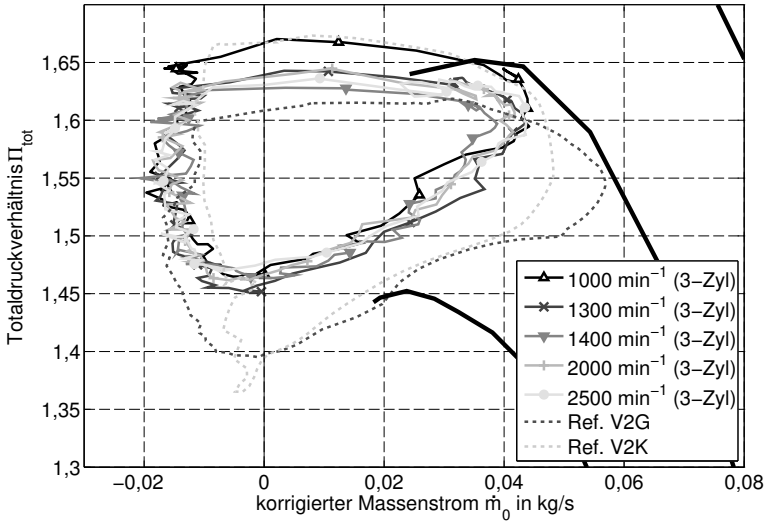


Abbildung 9: Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 140\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ und variierter Ventilfrequenz

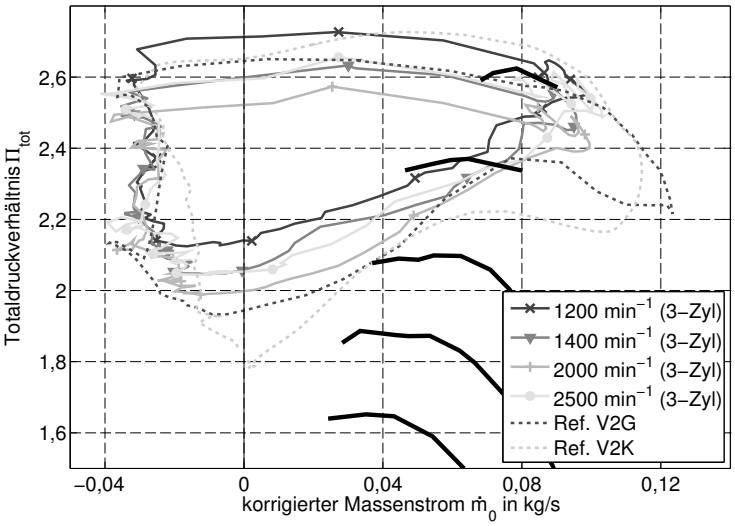


Abbildung 10: Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 208\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ und variierter Ventilfrequenz

Neben den pulsierend aufgenommenen Pumporbits sind die Ergebnisse aus den Messungen Ref. V2K und Ref. V2G bei kontinuierlicher Luftabnahme (gepunktet) mit großem und kleinem V_2-Volumen in den Graphen ergänzt. Obwohl bei den Versuchen mit intermittierender Luftabnahme das Gesamtvolumen, welches sich während des Verdichterpumpens entleert, größer ist als das der Messung Ref. V2G, baut sich der Massenstrom nicht in gleichem Maße auf. Dessen Amplituden sind im positiven Kennfeldbereich kleiner. Die Maximalwerte unterschreiten hier nicht nur die bei großem, sondern auch die bei kleinem V_2-Volumen in der Messung Ref. V2K aufgezeichneten Werte. Auch die Orbitform mit Über- bzw. Unterschwinger beim Wechsel der Strömungsrichtung in der Messung Ref. V2G zeigt sich nicht in den Werten, die bei intermittierender Luftabnahme aufgenommen wurden. Darüber hinaus werden auch kleinere Amplituden im Totaldruckverhältnis verzeichnet. Die Form der Orbits unterscheidet sich somit nicht grundlegend, aber in zahlreichen Einzelheiten. Ein direkter, linearer Bezug zwischen den Orbits bei intermittierender Luftabnahme und denen der Referenzmessungen kann nicht hergestellt werden.

Zusammenfassung

Am Heißgasprüfstand konnte eine motorähnliche Umgebung erfolgreich mittels einer dem Verdichter nachgeschalteten Pulsationseinheit, ein elektrisch angetriebener Zylinderkopf, simuliert werden. Hierdurch erfolgte die Luftabnahme der

verdichteten Luft aufgrund des Ventiltriebs nicht kontinuierlich, sondern intermittierend, sodass dem System eine dominante Schwingung aufgeprägt wurde.
Während diese Schwingungen keinen Einfluss auf die zeitlich gemittelten, stationären Verdichterbetriebspunkte haben, wirken sie sich für die meisten untersuchten Drehzahllinien leicht positiv auf die Pumpgrenze aus. Insbesondere bei hohen Druckverhältnissen wurde mit steigender Ventilöffnungsfrequenz eine Verschiebung der Pumpgrenze zu geringeren Massenströmen und damit eine signifikante Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs festgestellt. Gerade diesem Betriebsbereich könnte künftig aufgrund des allgemeinen Trends steigender Ladedrücke der Verbrennungsmotoren größere Bedeutung beigemessen werden.
Dagegen weisen die gemittelten Pumporbits unabhängig von der Ventilöffnungsfrequenz jeweils gleiche Konturen auf. Diese entsprechen jedoch nicht exakt denen der Referenzmessungen mit kontinuierlicher Luftabnahme, sondern haben in Einzelheiten eine eigene Charakteristik.

Dieser Beitrag basiert auf einem Auszug der Dissertation [12] des Autors.

Danksagung

Ein großer Dank gilt der Vitesco Technologies GmbH für die Unterstützung des Forschungsprojekts, aus dem diese Arbeit hervorgegangen ist.

Literatur

[1] Grigoriadis, P.: „Experimentelle Erfassung und Simulation instationärer Verdichterphänomene bei Turboladern von Fahrzeugmotoren“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2008. URL: http://opus4.kobv.de/opus4-tuberlin/frontdoor/index/index/docId/1676.

[2] Greitzer, E.: „Surge and rotating stall in axial flow compressors - Part I: Theoretical Compression System Model“. In: *Journal of Engineering for Power* 98.2 (1976), S. 190–198. URL: http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1419064.

[3] Jenny, E.: „Über instationäre Vorgänge in Radialverdichtern, insbesondere in Aufladegruppen von Verbrennungsmotoren“. In: *Schweizerische Bauzeitung* 79.46 (1961), S. 812–817. DOI: 10.5169/seals-65628.

[4] Galindo, J.; Climent, H.; Guardiola, C.; Tiseira, A.: „On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines“. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 33.8 (2009), S. 1163–1171. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2009.07.006.

[5] Marelli, S.; Capobianco, M.: „Experimental investigation under unsteady flow conditions on turbocharger compressors for automotive gasoline engines“. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - Institution of Mechanical Engineers*. London, UK, 2012, S. 219–229.

[6] Marelli, S.; Capobianco, M.; Zamboni, G.: „Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for automotive application“. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 45 (2014), S. 158–165. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.11.001.

[7] Andersen, J.; Lindström, F.; Westin, F.: „Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers“. In: *SAE World Congress & Exhibition*. 2008. URL: http://papers.sae.org/2008-01-0296/.

[8] Mai, H.; Pucher, H.; Sens, M.: *TC-Mapping: Parameterstudie zur Turbolader-Kennfeldvermessung.* Abschlussbericht. VFI-Vorhaben, 2009.

[9] Werner, M.; Baar, R.; Haluska, P.; Sandor, I.: „Bidirectional flow measurement based on the differential pressure method for surge analysis on a small centrifugal compressor". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (2016). doi: 10.1177/0954406216667406.

[10] Schlamann, U.; Teipel, I.; Riess, W.: *Experimentelle Untersuchung der Strömungsphänomene des Rotating Stall und des Pumpens bei mehrstufigen, hochbelasteten Axialverdichtern.* Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 7, Strömungstechnik 91. VDI-Verlag, 1985. isbn: 3-18-149107-1. url: https://books.google.de/books?id=BxueNwAACAAJ.

[11] Müller, D.: „Einfluss der Anordnung und des Betriebs von Abgasturboladern auf deren Pumpgrenze". Dissertation. Universität Hannover, 2008.

[12] Werner, M.: „Charakterisierung des Verdichterpumpens eines kleinen Abgasturboladers". Dissertation. Technische Universität Berlin, 2018.

Biografische Notiz

Dr. Moritz Werner war wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Prof. Baar am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Er forschte dort auf dem Gebiet der Aufladung von Verbrennungsmotoren und verfasste seine Dissertation zum Thema „Charakterisierung des Verdichterpumpens eines kleinen Abgasturboladers". Im Anschluss wechselte er zu IAV in den Bereich Applikation von Reglern und Fahrbarkeitsfunktionen. Herr Baar war für ihn ein motivierender Ratgeber, ein konstruktiver Unterstützer, ein kompetenter Fachgebietsleiter mit einer bemerkenswert geerdeten Persönlichkeit. Und er war einer derjenigen, die in Berlin ebenfalls gern mit „Moin" gegrüßt haben.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Experimentelle und simulative Analyse von Wärmeströmen am Turbolader mit dem leistungsbasierten Ansatz

Bojan Savic

Das komplexe Betriebsverhalten eines Turboladers wird maßgeblich durch thermische und aerodynamische Phänomene sowie mechanische Reibung bestimmt. Daher sind die Trennung jener Anteile sowie deren separate Abbildung essentiell für die korrekte Modellierung des Betriebsverhaltens unter variierenden Bedingungen. Aus Standardkennfeldern sind diese Informationen jedoch nicht direkt zu bestimmen, weshalb u. a. Korrekturverfahren erforderlich sind. In der vorliegenden Untersuchung wurde ein thermisches Netzwerkmodell mit einer in früheren Studien entwickelten, leistungsbasierten Methodik bedatet [1]. Für den stationären Abgleich wurde ein 600 °C-Standardkennfeld verwendet. Ein Temperatursprung von 400 °C auf 800 °C wurde als Referenz für das transiente Verhalten herangezogen. Der Vergleich des thermischen Netzwerkmodells in GT-Suite mit den Experimenten zeigt eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Standardmodell. Als Validierungsgrößen dienen hierbei die Turbinenaustrittstemperatur, die Verdichteraustrittstemperatur und die Turboladerdrehzahl.

Methodik

Der konventionelle Weg, das Betriebsverhalten des Turboladers zu beschreiben, wird im Folgenden dargestellt. Für die stationäre Beschreibung des aerodynamischen Verhaltens von Verdichter, Turbine und der tribologischen Eigenschaften des hydrodynamischen Gleitlagers wird zunächst der isentrope Verdichterwirkungsgrad nach Gleichung (1) direkt aus Messdaten berechnet. Neben Ein- und Ausgangsgrößen des Fluidzustands werden ebenso Stoffeigenschaften benötigt. Bereits hier ist der Einfluss der Wärmeströme über die Verdichteraustrittstemperatur aufgrund des hohen Temperaturgradienten von Turbine zum Verdichter gegeben. Von der Messstelle am Verdichtereintritt zum Verdichteraustritt wird Wärme eingetragen. Jedoch erreicht nur ein geringer Teil der aus der Turbine austretenden Wärmeströme den Verdichter. Der größere Anteil wird an die Umgebung oder ins Öl und Kühlwasser abgegeben, sofern letzteres vorhanden ist.

$$\eta_{\mathrm{V,is}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{V,is}}}{\Delta h_{\mathrm{V,t}}} = \frac{c_{p,\mathrm{L}} \cdot T_{1,\mathrm{t}} \cdot \left[\left(\frac{p_{2,\mathrm{t}}}{p_{1,\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_{\mathrm{L}}-1}{\kappa_{\mathrm{L}}}} - 1 \right]}{c_{p,\mathrm{L}} \cdot (T_{2,\mathrm{t}} - T_{1,\mathrm{t}})} \tag{1}$$

An der Turbine kann der isentrope Turbinenwirkungsgrad theoretisch analog zum Verdichterwirkungsgrad berechnet werden. Allerdings ist dort dazu die Messung der nicht auf konventionelle Weise korrekt erfassbaren Turbinenaustrittstemperatur notwendig. Stark inhomogene Strömungsverhältnisse aufgrund der Spaltströmung sowie der Wastegate-Strömung erschweren hier die Messung [2]. Daher wird zunächst der Turboladerwirkungsgrad Gleichung (2) berechnet nach. Hier sind jeweils nur die Eintrittstemperaturen einzusetzen.

$$\eta_{\mathrm{ATL}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{L}}}{\dot{m}_{\mathrm{A}}} \cdot \frac{c_{p,\mathrm{L}}}{c_{p,\mathrm{A}}} \cdot \frac{T_{1,\mathrm{t}}}{T_{3,\mathrm{t}}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{2,\mathrm{t}}}{p_{1,\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_{\mathrm{L}}-1}{\kappa_{\mathrm{L}}}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{3,\mathrm{t}}}{p_{4,\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_{\mathrm{A}}-1}{\kappa_{\mathrm{A}}}}} \tag{2}$$

Weiter lässt sich mit den in den Gleichungen (1) und (2) berechneten Größen der Turbinenwirkungsgrad nach Gleichung (3) bestimmen. Zu beachten ist jedoch, dass es sich hier nicht um den isentropen Turbinenwirkungsgrad handelt. Aufgrund des Turboladerwirkungsgrads im Zähler beinhaltet das Ergebnis den mechanischen Wirkungsgrad.

$$\eta_{\mathrm{T}} = \frac{\eta_{\mathrm{ATL}}}{\eta_{\mathrm{V,is}}} \tag{3}$$

Außerdem werden die Wärmeströme auf der Turbinenseite unterschätzt. Diese sind im Nenner zum Teil implizit im isentropen Verdichterwirkungsgrad enthalten. Jedoch ist lediglich der Teil der Gesamtwärmeströme berücksichtigt, da nur der steigernde Effekt auf die Verdichteraustrittstemperatur über die Messdaten erfasst werden kann. In der Betrachtung wird dennoch von einer adiabaten Verdichtung ausgegangen, da nicht ohne Weiteres auf die Wärmeströme geschlossen werden kann. Für die vorliegende Untersuchung wird der isentrope Verdichterwirkungsgrad unverändert nach Gleichung (1) berechnet. Darüber hinaus wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad nach Gleichung (4) berechnet. Diese Vorgehensweise wird ermöglicht durch die Verwendung eines Strömungsmischers und der damit einhergehenden Vermessung einer gemittelten Turbinenaustrittstemperatur [3; 4].

$$\eta_{\mathrm{T,is}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{T,t}}}{\Delta h_{\mathrm{T,is}}} = \frac{c_{p,\mathrm{A}} \cdot (T_{3,\mathrm{t}} - T_4)}{c_{p,\mathrm{A}} \cdot T_{3,\mathrm{t}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{3,\mathrm{t}}}{p_{4,\mathrm{t}}} \right)^{\frac{\kappa_{\mathrm{A}}-1}{\kappa_{\mathrm{A}}}} \right]} \tag{4}$$

Der mechanische Wirkungsgrad kann mit den in den vorhergehenden Berechnungen ermittelten Größen nach Gleichung (5) berechnet werden.

$$\eta_{\mathrm{T}} = \frac{\eta_{\mathrm{ATL}}}{\eta_{\mathrm{V,is}} \cdot \eta_{\mathrm{T,is}}} \tag{5}$$

Die Berechnungen des isentropen Verdichterwirkungsgrads, des isentropen Turbinenwirkungsgrads sowie des mechanischen Wirkungsgrads aus Messdaten ergeben allerdings nur dann zuverlässige Werte, wenn die Wärmeströme bekannt sind und entsprechend aus den Messwerten herausgerechnet werden. Daher wurde an einem Korrekturansatz am Fachgebiet Fahrzeugantriebe gearbeitet, der das Ergebnis zahlreicher Arbeiten ist [1; 5–7]. Eine Zusammenfassung dieser Arbeiten wurde in [8] veröffentlicht. Abbildung 1 zeigt die Grundlagen des Ansatzes.

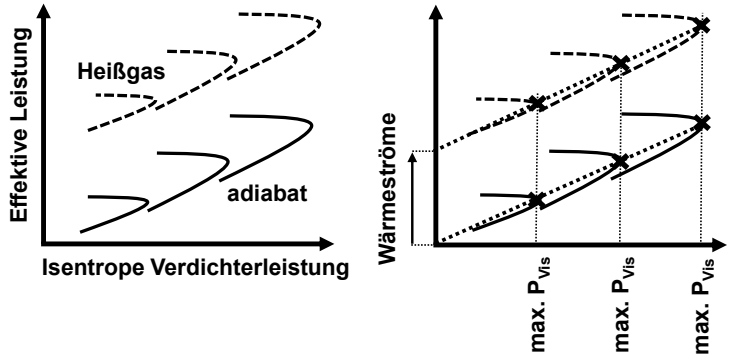


Abbildung 1: Leistungsbasierter Ansatz schematisch, angepasste Darstellung aus [1]

Für detailliertere Ausführungen sowie alle weiterführenden Betrachtungen, wie etwa die genaue Berechnung, Validierung oder weiterführende Untersuchungen, wird auf die genannten Quellen verwiesen. Der Ansatz beruht auf der Ähnlichkeit der Verläufe adiabater (kalter Versuche) und diabater (Heißgasversuche) Drehzahllinien im Leistungsdiagramm. Zu adiabaten Versuchen sei auf [4; 9] verwiesen. Auf der Ordinatenachse wird die effektive Turbinenleistung bzw. die Verdichterleistung über der isentropen Verdichterleistung aufgetragen. Ein Grund für die Wahl der isentropen Verdichterleistung ist die Unabhängigkeit von Wärmeströmen, da hier nur die Verdichtereintrittstemperaturen in die Rechnung einfließen. Es stellte sich heraus, dass beim Auftragen der Drehzahllinien verschiedener Turbineneintrittstemperaturen in diesem Diagramm ähnliche Verläufe zu beobachten sind, die jedoch um einen Offset zueinander verschoben sind. Beispielsweise sind adiabate Drehzahllinien am unteren Ende des Diagramms zu finden, wobei sich das Offset mit höheren Turbineneintrittstemperaturen vergrößert und die Linien nach oben verschiebt. Dabei stellte sich die Frage, wie daraus Wärmeströme bestimmt werden können. Ein Ansatz ist, die maximalen Werte isentroper Verdichterleistungen jeder Drehzahllinie zu markieren bzw. mit den anderen Maxima zu verbinden. Diese Be-

triebspunkte bilden eine markante Stelle an jeder Drehzahllinie und befinden sich in etwa in der Kennfeldmitte. Diese ist prüfstandsunabhängig (Widerstandsgrenze) und auch relativ weit entfernt von der Pumpgrenze und damit unter verschiedenen Bedingungen gut reproduzierbar. Wenn die schwarze gestrichelte Verbindungslinie, die die Maxima verbindet, in Richtung der Ordinatenachse verlängert wird, so kann damit der theoretische Zustand bei einer (isentropen) Leistung von 0 kW angenähert werden, d. h. bei stehendem Turbolader. Was dann als Ordinatenabschnitt oder effektive Turbinenleistung theoretisch ermittelt werden kann, wird durch Wärmeströme verursacht. Der ermittelte Wert kann direkt dafür verwendet werden, die gemessenen Werte zu korrigieren und die Wirkungsgrade neu zu berechnen. Dabei verläuft die Verbindungslinie der adiabaten Drehzahllinien relativ genau durch den Koordinatenursprung. Daher werden adiabate Daten nicht für eine solche Korrektur benötigt, was den Messaufwand erheblich senkt.

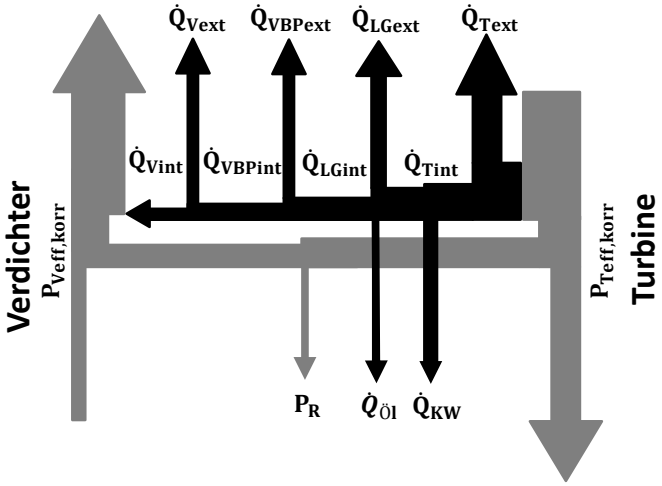


Abbildung 2: Verteilung der Wärmeströme

Der Rahmen für die thermische Modellierung in GT-Suite wird mit der Bestimmung der isentropen Wirkungsgrade und damit der aerodynamischen Leistungen zu einem Teil geschaffen. Für die Ermittlung der Wärmeströme muss jedoch eine Verteilung am Turbolader als Modell ausgearbeitet werden. Es ergibt sich die Topologie nach Abbildung 2 unter bestimmten Annahmen, die im Folgenden weiter erläutert werden. Aus der Verteilung der Thermoelemente ergibt sich die Anzahl der Knoten des thermischen Netzwerks. In diesem Fall sind es vier Knoten, da der Verdichter, seine Backplate, das Lagergehäuse und die Turbine jeweils Knoten bilden. Eine Turbinenbackplate ist konstruktiv nicht vorhanden. Die vier Knoten

wurden so gewählt, dass sie aus unterschiedlichen Materialien und Körpern bestehen. Auf jedem Knoten sind über den Umfang vier bis sechs Thermoelemente verteilt, je nach räumlichen Gegebenheiten. Sämtliche Informationen zu Flächen und Materialstärken des Körpers sind oft nicht zugänglich und werden daher mit einem Füllwert angenommen, der ebenfalls in GT-Suite angegeben wird. Der resultierende Wärmestrom ist in beiden Fällen identisch. Beginnend mit der Turbine kann der Wärmestrom, der aus dem Abgas an das Turbinengehäuse abgegeben wird, über den entwickelten Korrekturansatz bzw. über die Differenz der gemessenen und korrigierten Leistungen, $P_{\mathrm{T,gem}}$ respektive $P_{\mathrm{T,korr}}$ gemäß Gleichung (6) bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,int,konv}} = P_{\mathrm{T,gem}} - P_{\mathrm{T,korr}} \tag{6}$$

Aus dem so berechneten Turbinenwärmestrom kann der interne, konvektive Wärmeübergangskoeffizient $h_{\mathrm{T,int}}$ weiter nach dem Fourier'schen Gesetz in Gleichung (7) bestimmt werden.

$$h_{\mathrm{T,int}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{T,int,konv}}}{A_{\mathrm{T,int}} \cdot (T_{\mathrm{T,Fluid}} - T_{\mathrm{T,Gehäuse}})} \tag{7}$$

$A_{\mathrm{T,int}}$ beschreibt die interne, für den Wärmeübergang relevante Fläche. Die Fluidtemperatur wird aus dem Mittelwert zwischen T_3 und T_4 bestimmt. $T_{\mathrm{T,Gehäuse}}$ wird aus der Mittelung aller an der Turbine angebrachten Thermoelemente gebildet. Der austretende Turbinenwärmestrom teilt sich nach Gleichung (8) in einen internen Anteil, der ins Lagergehäuse übergeht und einen externen Anteil, der an die Umgebung abgegeben wird.

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,int,konv}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,int}} + \dot{Q}_{\mathrm{T,ext}} \tag{8}$$

Für den verwendeten Versuchsträger wurden CHT-Berechnungen in [10] durchgeführt. Aus der Untersuchung sind Größenordnungen für die Verhältnisse der internen und externen Wärmeströme bekannt und werden in Gleichungen (9) und (10) dargestellt. Diese Werte können später für die Kalibrierung des GT-Modells als Grenzen eingesetzt werden.

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,int}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,int,konv}} \cdot (0{,}1 \ldots 0{,}3) \tag{9}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,ext}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,int,konv}} \cdot (0{,}7 \ldots 0{,}9) \tag{10}$$

Weiterhin teilt sich der externe Wärmestrom in Strahlung und Konvektion auf, der an die Umgebung abgegeben wird.

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,ext}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,ext,str}} + \dot{Q}_{\mathrm{T,ext,konv}} \tag{11}$$

Auch hier stellt sich die Frage nach der Verzweigung der Wärmeströme. In Gleichungen (12) und (13) sind die gewählten Verhältnisse dargestellt. Diese Informationen stammen ebenfalls aus der CHT-Untersuchung und können in einem überschaubaren Rahmen in der Kalibrierung variiert werden [11].

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,konv}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,ext}} \cdot \frac{1}{3} \tag{12}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,str}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,ext}} \cdot \frac{2}{3} \tag{13}$$

Der externe Wärmeübergangskoeffizient für die Konvektion berechnet sich nach Gleichung (14) mit dem konvektiven Wärmestromanteil $\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,konv}}$. Hierbei ist $A_{\mathrm{T,ext}}$ die äußere, für die Wärmeübertragung relevante Fläche. Der Emissionsgrad für die Modellierung der Strahlung berechnet sich nach Gleichung (15) mit dem Strahlungsanteil des Wärmestroms $\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,str}}$. σ stellt die Stefan-Boltzmann-Konstante mit dem Wert der Gleichung (16) dar.

$$h_{\mathrm{T,ext}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,konv}}}{A_{\mathrm{T,ext}} \cdot (T_{\mathrm{T,Gehäuse}} - T_{\mathrm{Umgebung}})} \tag{14}$$

$$\epsilon_{\mathrm{T,ext}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{T,ext,str}}}{\sigma \cdot A_{\mathrm{T,ext}} \cdot (T^4_{\mathrm{T,Gehäuse}} - T^4_{\mathrm{Umgebung}})} \tag{15}$$

$$\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\,{}^{\mathrm{W}}/_{\mathrm{m^2 \cdot K^4}} \tag{16}$$

Der interne Wärmestrom $\dot{Q}_{\mathrm{T,int,kond}}$ wird über Wärmeleitung in das Lagergehäuse eingeleitet, entsprechend der Gleichung (17). Die Wärmeleitfähigkeit des Wärmeübergangs von der Turbine in das Lagergehäuse $\lambda_{\mathrm{LG,int}}$ wird nach dem Fourier'schen Gesetz in Gleichung (18) berechnet.

$$\dot{Q}_{\mathrm{LG,int,kond}} = \dot{Q}_{\mathrm{T,int,kond}} \tag{17}$$

$$\lambda_{\mathrm{LG,int}} = d \cdot \frac{\dot{Q}_{\mathrm{LG,int,kond}}}{A_{\mathrm{T,int}} \cdot (T_{\mathrm{T,Gehäuse}} - T_{\mathrm{LG,Gehäuse}})} \tag{18}$$

Nachdem der Wärmestrom auf das Lagergehäuse geflossen ist, geht ein Teil der thermischen Energie in das Kühlwasser über, entsprechend der Gleichung (19). Zur Vereinfachung wird davon ausgegangen, dass die eingetragene Wärme aus der Turbine stammt, was bei der weiteren Verzweigung der Wärmeströme hilfreich ist. Weiterhin wird angenommen, dass wenig Wärme an die Umgebung abgegeben wird im Verhältnis zum Kühlwasser, da die Kühlungsfläche relativ groß ist im Vergleich zur äußeren Fläche des Lagergehäuses und darüber hinaus unmittelbar an die Turbine angrenzt. Daraus kann nach Gleichung (20) der Wärmeübergangskoeffizient $h_{\mathrm{KW,int}}$ bestimmt werden. Die Lagergehäusetemperatur $T_{\mathrm{LG,Gehäuse}}$ wird aus dem Mittelwert aller Thermoelemente berechnet. Die Kühlwassertemperatur T_{KW} berechnet sich als Mittelwert aus dem Eingangswert und dem Ausgangswert, da dazwischen keine Temperatur gemessen wurde. Der Mittelwert wird als die Temperatur betrachtet, die für den Wärmeübergang relevant ist.

$$\dot{Q}_{\mathrm{KW,int,konv}} = \dot{Q}_{\mathrm{KW,gem}} \tag{19}$$

$$h_{\mathrm{KW,int}} = d \cdot \frac{\dot{Q}_{\mathrm{KW,int,konv}}}{A_{\mathrm{KW,int}} \cdot (T_{\mathrm{LG,Gehäuse}} - T_{\mathrm{KW}})} \tag{20}$$

Nach der Korrektur der aus den Messdaten berechneten Turbinen- und Verdichterleistungen kann die Reibleistung bestimmt werden nach Gleichung (21). Aus der Leistungsbilanz eines stationären Betriebs kann so entsprechend die Reibleistung berechnet werden. Da es sich in diesem Fall um einen wassergekühlten Turbolader handelt, kann davon ausgegangen werden, dass der größte interne Teil des von der Turbine ausgehenden Wärmestroms ins Kühlwasser eingetragen wird. Die Erwärmung des Öls wird unter anderem durch Reibleistung verursacht nach Gleichung (22). Der entsprechende Wärmestrom wird als Konvektion modelliert nach Gleichung (23). Eine kleine, gesonderte thermische Masse dient der Verbindung zwischen Wärmestrom aus Reibung und dem Ölkreislauf, wobei die Qualität des Wärmeübergangs durch $h_{\mathrm{Öl,R,int}}$ angegeben wird.

$$P_{\mathrm{R}} = P_{\mathrm{T,korr}} - P_{\mathrm{V,korr}} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{Öl,R,int}} = P_{\mathrm{R}} \tag{22}$$

$$h_{\mathrm{Öl,R,int}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{Öl,R,int}}}{A_{\mathrm{Öl,int}} \cdot (T_{\mathrm{Öl,ein}} - T_{\mathrm{Öl,aus}})} \tag{23}$$

Mit der Differenz aus der gemessenen aufgenommenen Ölleistung $\dot{Q}_{\mathrm{Öl,gem}}$ und der bereits berechneten Reibleistung $\dot{Q}_{\mathrm{Öl,R,int}}$ ergibt sich der Restwärmestrom aus dem Lagergehäuse, der ins Öl eingetragen wird nach Gleichung (24). Damit berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient $h_{\mathrm{Öl,LG,int}}$ nach Gleichung (25).

$$\dot{Q}_{\mathrm{Öl,LG,int}} = \dot{Q}_{\mathrm{Öl,gem}} - \dot{Q}_{\mathrm{Öl,R,int}} \tag{24}$$

$$h_{\mathrm{Öl,LG,int}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{Öl,LG,int}}}{A_{\mathrm{Öl,int}} \cdot (T_{\mathrm{LG,Gehäuse}} - T_{\mathrm{Öl,mitt}})} \tag{25}$$

Im Knoten des Lagergehäuses verzweigen sich die Wärmeströme in einen Anteil, der ins Öl eingetragen wird $\dot{Q}_{\mathrm{Öl,LG,int}}$, einen externen Anteil $\dot{Q}_{\mathrm{Öl,LG,ext}}$, der an die Umgebung abgegeben wird und einen internen Anteil, der in die Verdichterbackplate eingetragen wird $\dot{Q}_{\mathrm{LG,int,kond}}$. Mit Gleichung (24) ist der erste Anteil bekannt und so kann mit Gleichung (17) eine Beziehung mit den beiden fehlenden Größen $\dot{Q}_{\mathrm{LG,ext}}$ und $\dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}}$ nach Gleichung (26) aufgestellt werden, wobei sich $\dot{Q}_{\mathrm{LG,ext}}$ nach Gleichung (27) in zwei Anteile aufteilt. Bei niedrigeren Temperaturen wird von einem Verhältnis von Strahlung zu Konvektion von 1:1 ausgegangen aufgrund der Erfahrungen der durchgeführten CHT an der Turbine [10].

$$\dot{Q}_{\mathrm{LG,ext}} + \dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}} = \dot{Q}_{\mathrm{LG,int,kond}} - \dot{Q}_{\mathrm{Öl,LG,int}} \tag{26}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{LG,ext}} = \dot{Q}_{\mathrm{LG,ext,str}} - \dot{Q}_{\mathrm{LG,ext,konv}} \tag{27}$$

Da die Information zur Verfügung steht, wieviel Wärme in den Verdichter eingetragen wird nach dem leistungsbasierten Korrekturverfahren (Gleichung (28)), kann zunächst der Wärmeübergangskoeffizient vom Verdichtergehäuse zum Fluid nach Gleichung (29) berechnet werden.

$$\dot{Q}_{\mathrm{V,int,konv}} = P_{\mathrm{V,gem}} - P_{\mathrm{V,korr}} \tag{28}$$

$$h_{\mathrm{V,int}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V,int,konv}}}{A_{\mathrm{V,int}} \cdot (T_{\mathrm{V,Gehäuse}} - T_{\mathrm{V,Fluid}})} \tag{29}$$

Die Gesamtwärmeströme am Verdichter ergeben sich aus den internen konvektiven und konduktiven Wärmeströmen und den externen, die sich in Strahlung und Konvektion aufteilen (Gleichung (30)). Hier wird allerdings auf die Modellierung der Strahlung verzichtet (Gleichung (31)), da das Temperaturniveau sowie die Materialeigenschaften den Strahlungsanteil deutlich senken. Der vom Verdichter aufgenommene Strahlungsanteil von der Turbine wird hier nicht explizit modelliert, da die Konstruktion des Turboladers wenig Fläche von Turbine zu Verdichter aufweist und der Einfluss daher als gering eingestuft wird.

$$\dot{Q}_{\mathrm{V,ges}} = \dot{Q}_{\mathrm{V,int,konv}} + \dot{Q}_{\mathrm{V,ext}} + \dot{Q}_{\mathrm{VG,int,kond}} \tag{30}$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{V,ext}} = \dot{Q}_{\mathrm{V,ext,konv}} \tag{31}$$

Am Verdichter sind die thermischen Randbedingungen nicht so eindeutig, wie es bei der Turbine der Fall ist [10]. Es ergeben sich Betriebspunkte besonders im hohen Lastbereich, bei denen Wärmeströme nach Verdichtung aufgrund der hohen Gastemperaturen vom Gehäuse an die Umgebung abgegeben werden. An der Verdichterbackplate ergibt sich der Wärmestrom $\dot{Q}_{\mathrm{VBP,gesamt}}$ aus den beiden Anteilen intern und extern nach Gleichung (32). Der interne Anteil besteht aus der Wärmeleitung, wobei die Richtung der Wärmeströme vom Temperaturniveau der benachbarten Bauteile abhängt. Beide Richtungen sind möglich je nach Verdichtungsniveau des Verdichters sowie nach Gleichung (T_3). Außerdem wird an der Backplate ebenfalls wie am Verdichter auf den Strahlungsanteil verzichtet, da eine Bedatungsgrundlage fehlt und der Strahlungsanteil durch das niedrige Temperaturniveau als gering eingeschätzt wird. Der entsprechende konduktive Wärmeübergang ergibt sich nach Gleichung (33).

$$\dot{Q}_{\mathrm{VBP,ges}} = \dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}} + \dot{Q}_{\mathrm{VBP,ext,konv}} + \dot{Q}_{\mathrm{VG,int,kond}} \tag{32}$$

$$\lambda_{\mathrm{V,int}} = d \cdot \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V,int,kond}}}{A_{\mathrm{VBP,int}} \cdot (T_{\mathrm{VBP,Gehäuse}} - T_{\mathrm{V,Gehäuse}})} \tag{33}$$

Mit dem Lagergehäuse interagiert die Verdichterbackplate analog nach Gleichung (34).

$$\lambda_{\mathrm{VBP,int}} = d \cdot \frac{\dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}}}{A_{\mathrm{VBP,int}} \cdot (T_{\mathrm{LG,Gehäuse}} - T_{\mathrm{VBP,Gehäuse}})} \tag{34}$$

Das vorgestellte Gleichungssystem ist linear abhängig und kann daher nicht eindeutig gelöst werden. Unbekannt sind $\dot{Q}_{\mathrm{LG,ext}}$ und $\dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}}$ aus Gleichung (26), $\dot{Q}_{\mathrm{V,int,kond}}$ aus Gleichung (33), $\dot{Q}_{\mathrm{VBP,int,kond}}$ aus Gleichung (34) sowie $\dot{Q}_{\mathrm{V,ext,konv}}$ aus Gleichung (31). Eine Beziehung zwischen diesen Größen kann nicht eindeutig hergeleitet werden. Daher werden diese Größen in der Simulation des thermischen Netzwerks initial vorgegeben und mit einem genetischen Algorithmus optimiert, sodass global betrachtet die geringsten Abweichungen im Gesamtmodell entstehen.

Abgleich Simulation Experiment

Validiert werden Turbineneintritts und -austrittstemperaturen sowie die Turboladerdrehzahlen. Gehäusetemperaturen werden nicht validiert, da die Temperaturen vom sehr stark vereinfachten Netzwerkmodell abweichen können und keine Zielgrößen darstellen. Außerdem werden die Temperaturen von Thermoelementen prinzipbedingt nur lokal am Turbolader gemessen. Es müssten die gesamten Flächentemperaturen bekannt sein, die für die Wärmeübertragung relevant sind. Nur so würden die realen Wärmeströme abzubilden sein. Daher kann das angewandte Verfahren nur eine vereinfachte Annäherung an die Realität sein. In Abbildung 3 ist die Abweichung der simulierten zur gemessenen Turbinenaustrittstemperatur des Standardmodelles dargestellt. Zur Veranschaulichung wurde das Verdichterkennfeld als Basis gewählt. Das Standardmodell besteht aus Kennfeldern ($T_3 = 600\,^{\circ}\mathrm{C}$) nach der SAE-Norm [12; 13]. Auf der Verdichterseite wird der isentrope Verdichterwirkungsgrad angegeben. Für die Turbine wird der thermomechanische Turbinenwirkungsgrad vorgegeben, der aus dem isentropen Verdichterwirkungsgrad und dem Turboladerwirkungsgrad berechnet wird (siehe Absatz Methodik). Daher wird die Reibung auf der Turbinenseite berücksichtigt und muss nicht separat modelliert werden.

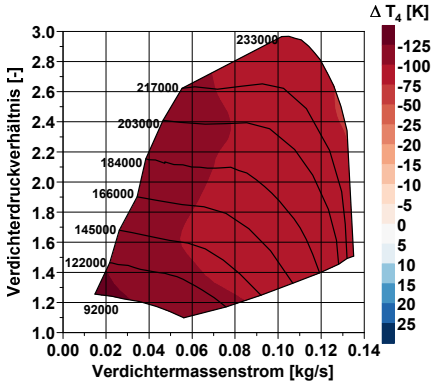


Abbildung 3: Abweichung des Standardmodells: ΔT_4 = Messung − Rechnung in K

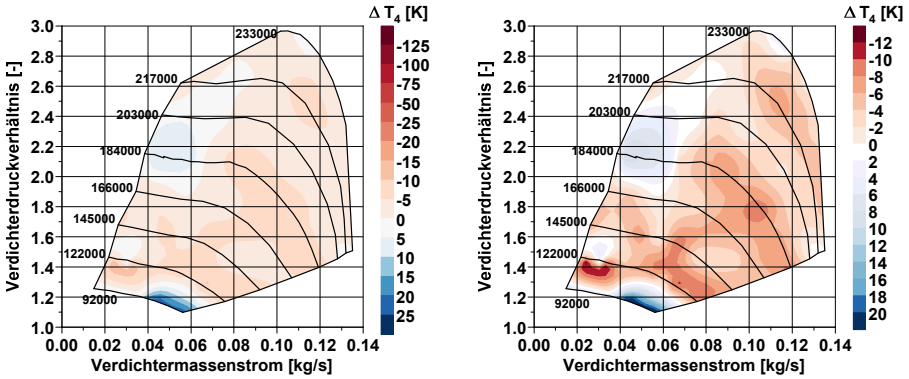


Abbildung 4: Abweichung des thermischen Netzwerkmodells: ΔT_4 = Messung − Rechnung in K, (a) mit Skalierung wie in Abbildung 3 und (b) in vergrößerter Darstellung

Die Kennfelder sind mit Wärmeströmen überlagert, die allerdings auf der Turbinenseite kleiner sind als bei isentropen Wirkungsgraden über eine entsprechende T_4-Messung, da so nur der weniger wärmestromüberlagerte isentrope Verdichterwirkungsgrad zur Berechnung herangezogen wird. Es handelt sich um eine nulldimensionale Turboladermodellierung mit eindimensionaler Strömungssimulation vor und nach Turbine und Verdichter, wobei Thermik und Wärmeströme nicht explizit modelliert werden. Dies erklärt die relativ hohen Abweichungen von $-125\,\mathrm{K}$ bis $-75\,\mathrm{K}$. Hierbei überschätzt die Rechnung die Temperatur nach der Turbine massiv. Eine Erklärung dafür sind zu niedrige Gesamtenthalpiedifferenzen

(Wärmestrom- und Expansionsanteil) in der Simulation, welche im thermomechanischen Turbinenwirkungsgrad enthalten sind und sich auf die Expansionsrechnung auswirken. Dies folgt aus der Berechnung des Turbinenwirkungsgrads aus dem Turboladerwirkungsgrad und dem isentropen Verdichterwirkungsgrad. Da der Turboladerwirkungsgrad nur Eintrittsgrößen beinhaltet, ist hier der Wärmestromeinfluss sehr gering. Der isentrope Verdichterwirkungsgrad hingegen beinhaltet die Temperatur nach dem Verdichter, welche sehr deutlich von Wärmeströmen beeinflusst wird. Nur ein Bruchteil der von der Turbine austretenden Wärmeströme jedoch erreicht den Verdichter. Folglich ist die Berechnung des thermomechanischen Turbinenwirkungsgrads aus dem isentropen Verdichterwirkungsgrad als einziger von Wärmeströmen beeinflusster Größe mit unterschätzten Gesamtenthalpiedifferenzen (aufgrund des kleineren Wärmestromanteils) verbunden. An der Turbine treten real wesentlich größere Wärmeströme auf und vergrößern damit die tatsächlich auftretende Gesamtenthalpiedifferenz, die aufgrund inhomogener Strömungsverhältnisse nicht ohne zusätzlichen Aufwand messbar ist. Hin zu niedrigeren Lasten und in Richtung der Pumpgrenze nehmen die Abweichungen aufgrund des zunehmenden Einflusses der Thermik zu. In Abbildung 4a sind die Ergebnisse des thermischen Netzwerkmodells dargestellt. Mit der vorgestellten Korrektur und Darstellung der Thermik kann die Abweichung auf max. $\pm 20\,\mathrm{K}$ reduziert werden. Eine angepasste Skalierung der Abweichungen erlaubt in Abbildung 4b einen detaillierteren Blick auf die Verteilung der betrachteten Werte.

Zu erkennen ist, dass die Maxima von $\pm 20\,\mathrm{K}$ im unteren Drehzahlbereich auftreten und die Abweichungen kennfeldweit auf $\pm 6\,\mathrm{K}$ reduziert werden. Dabei werden die Werte in Richtung der Pumpgrenze von der Simulation überschätzt und bei hohen Massenströmen unterschätzt. In Anbetracht der simplen Korrektur stellt dies in Bezug auf das Kosten-Nutzen-Verhältnis ein sehr gutes Ergebnis dar. Besondere Relevanz hat die Turbinenaustrittstemperatur in Bezug auf die Abgasnachbehandlung. Bei Übergabe stark abweichender Temperaturwerte als Randbedingung werden entsprechend abweichende Konvertierungsraten in den Katalysatoren simuliert. Außerdem kann die Regeneration des Partikelfilter beeinflusst werden. Da die Temperatur vom Standardmodell kennfeldweit überschätzt wird, würden die Light-Offs (Temperatur, bei der die Konvertierungsrate einen Wert von 50 % erreicht) und der Start der Regeneration wesentlich früher einsetzen als es in der Realität der Fall wäre. Der transiente Fall ist in Abbildung 5a abgebildet. Es wird ein stationärer Betriebspunkt bei $T_3 = 400\,^{\circ}\mathrm{C}$ angefahren. Bei thermischer Stabilität wird ein Temperatursprung auf $T_3 = 800\,^{\circ}\mathrm{C}$ durchgeführt. Andere Parameter bleiben konstant und der Betriebspunkt wird solange gehalten, bis sich ein thermisch stationärer Zustand einstellt. Dies wird in diesem Fall nach 1400 s erreicht. Die Ergebnisse des Standardmodells sind gestrichelt dargestellt und zeigen sehr hohe Abweichungen von ca. $+170\,\mathrm{K}$ im Vergleich zum Experiment, wie es die stationären Ergebnisse bereits angedeutet haben. Thermische Verluste werden auch

hier stark unterschätzt. Dies erklärt die stationären Abweichungen nach ca. 800 s in Abbildung 5b. Jedoch zeigt gerade der Anfang des Temperatursprungs in der rechten Abbildung ebenso Unterschiede im Verlauf.

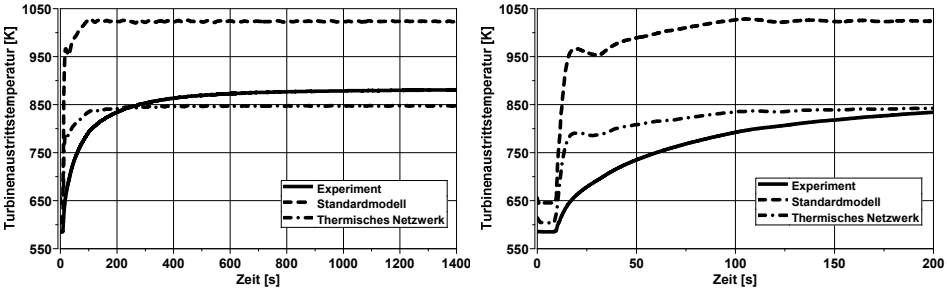


Abbildung 5: Validierung T_4, Temperatursprung von $T_3 = 400\,^{\circ}\mathrm{C}$ auf $800\,^{\circ}\mathrm{C}$, (a) von 0–1400 s, (b) von 0–200 s

Dies kann mit der fehlenden thermischen Masse und der damit einhergehenden fehlenden thermischen Trägheit erklärt werden. Darüber hinaus sind hier die Initialbedingungen der Simulation ausschlaggebend für den Verlauf der einzelnen Temperaturen. Ohne Trägheit folgt der Verlauf der Temperatur nach der Turbine dem der Temperatur vor der Turbine, welcher als Randbedingung vorgegeben ist. Die Ergebnisse des thermischen Netzwerks sind wesentlich näher an den Messdaten mit Abweichungen von ca. $-25\,\mathrm{K}$. Beim transienten Verlauf in der rechten Darstellung wird ebenfalls ein schnellerer Temperaturaufbau erzeugt, obwohl hier thermische Trägheiten modelliert wurden. Hier wurden die Massen des Turboladers verwendet, da das Turboladermodell für die weitere Integration in das Motormodell konzipiert wird. In den Messdaten sind wesentlich höhere Trägheiten vorhanden aufgrund der langen Messstrecken und der Isolierung, die hier nicht berücksichtigt wurden. Die verbleibenden stationären Abweichungen können mit der Modellierung der Thermoelemente, die hier nicht vorgenommen wurde, weiter reduziert werden. Dies muss jedoch noch geprüft werden. Darüber hinaus sind die Annahmen, die in der beschriebenen Vorgehensweise enthalten sind, ebenfalls ein möglicher Einflussfaktor.
Ein weiterer Parameter, der relevant ist und von Wärmeströmen beeinflusst wird, ist die Verdichteraustrittstemperatur. Die Informationskette ist dabei ebenfalls relevant bei der Übergabe der Randbedingungen an die folgenden Submodelle. Hierbei zu nennen ist der Ladeluftkühler, der entsprechend nur abweichende Werte weitergeben kann und ggf. daraus eine abweichende Füllung des Zylinders resultiert.

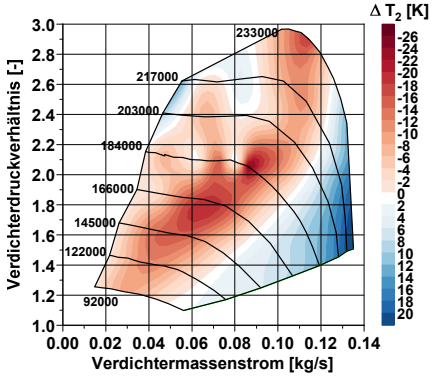
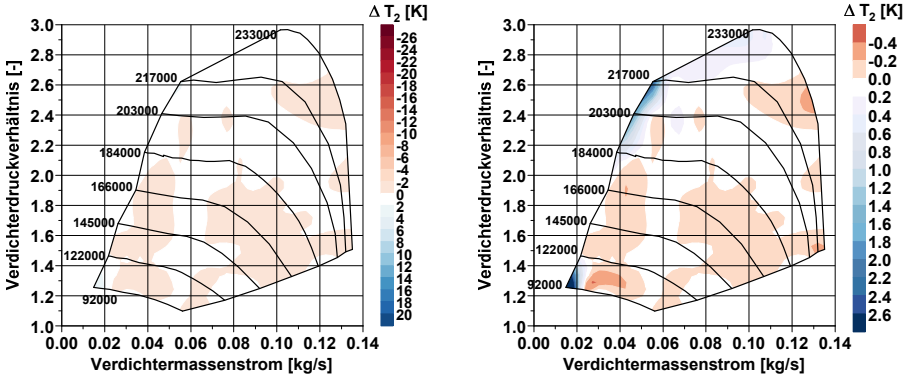


Abbildung 6: Abweichung des Standardmodells: ΔT_2 = Messung − Rechnung in K



(a) **(b)**

Abbildung 7: Abweichung des thermischen Netzwerkmodells: ΔT_2 = Messung − Rechnung in K, (a) mit Skalierung wie in Abbildung 6 und (b) in vergrößerter Darstellung

In Abbildung 6 sind die Ergebnisse des Standardmodells dargestellt. Die Abweichungen bewegen sich zwischen −26 K und +20 K in weiten Teilen des Kennfeldes. In der Kennfeldmitte neigt das Standardmodell dazu, die Temperaturen zu überschätzen und in Richtung der Widerstandsgrenze hoher Drehzahlen zu unterschätzen. Insgesamt fallen die Abweichungen gegenüber T_4 wesentlich kleiner aus, und dies lässt sich wie folgt erklären: Zum einen sind die entsprechenden Wärmeströme aus der Messung in den berechneten isentropen Verdichterwirkungsgraden enthalten und zum anderen werden die Drehzahlen, wie im folgenden Abgleich

gezeigt wird, nicht genau getroffen. Dadurch wird die Leistungsbilanz verfälscht und es ergeben sich auch unterschiedliche Enthalpiedifferenzen im Verdichter, die wiederum zu abweichenden Verdichtungsendtemperaturen führen.
In Abbildung 7a zeigt das thermische Netzwerk ein wesentlich besseres Ergebnis. Bei gleicher Skalierung lassen sich kaum Abweichungen feststellen. In der angepassten Skalierung in Abbildung 7b lässt sich eine maximale Abweichung von +2,6 K feststellen. Kennfeldweit liegen die Abweichungen bei ±1 K, was als ein sehr gutes Ergebnis betrachtet werden kann.

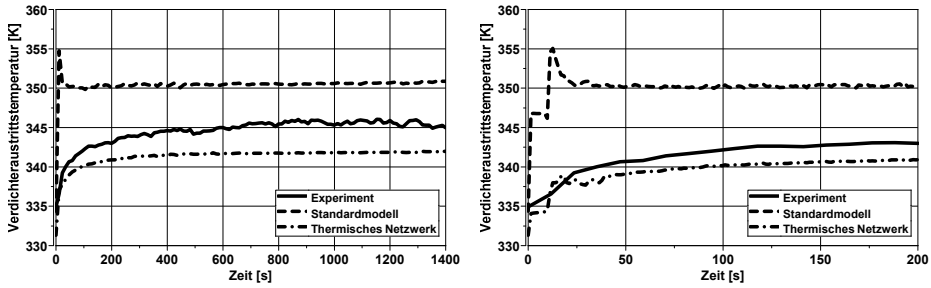


Abbildung 8: Validierung T_2, Temperatursprung von $T_3 = 400\,^{\circ}\mathrm{C}$ auf $800\,^{\circ}\mathrm{C}$, (a) von 0–1400 s, (b) von 0–200 s

In Abbildung 8a und b ist die Validierung der Verdichteraustrittstemperatur im transienten Fall dargestellt. Das Standardmodell zeigt im stationären Bereich bei 1400 s eine Abweichung von 5 K. Im rechten Diagramm kann der dynamische Einschwingvorgang betrachtet werden. Erhebliche Abweichungen gegenüber den Messdaten können festgestellt werden. Das thermische Netzwerk zeigt eine wesentlich bessere Übereinstimmung beim Verlauf und trifft die eingeschwungene Temperatur mit einer Abweichung von 3 K. Stationär wie dynamisch wird das reale Verhalten besser abgebildet. Gerade bei Beschleunigungsphasen im Motor wird der Turbolader wesentlich genauer modelliert.
Ein wesentlicher Parameter für die korrekte Darstellung der Leistungsbilanz ist die Turboladerdrehzahl. In Abbildung 9 sind die Ergebnisse des Standardmodells illustriert. Es ergeben sich Abweichungen zwischen $-8000\,\mathrm{min}^{-1}$ und $+40\,000\,\mathrm{min}^{-1}$. Nur bei hohen Drehzahlen existiert ein Bereich, in dem die Drehzahlen unterschätzt werden. Kennfeldweit werden die Drehzahlen sonst überschätzt. In Abbildung 10a sind kaum Abweichungen zu erkennen. In der angepassten Skalierung (b) können die Abweichungen besser bewertet werden. Mit der vorgestellten Korrektur und Darstellung der Thermik kann die Abweichung auf max. $\pm 4000\,\mathrm{min}^{-1}$ und kennfeldweit auf $\pm 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ reduziert werden. Damit wird die Leistungsbilanz

wesentlich genauer dargestellt, was sich beispielsweise in geringeren Differenzen bezüglich der Verdichteraustrittstemperaturen oder den korrekten, am Prüfstand ermittelten Betriebspunkten zeigt.

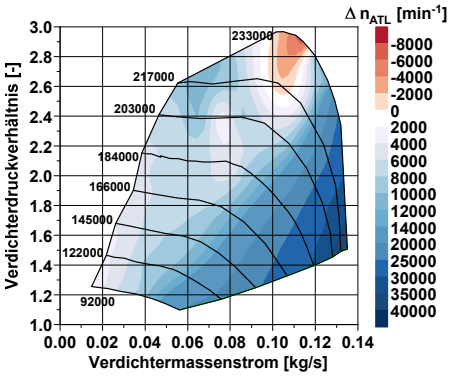
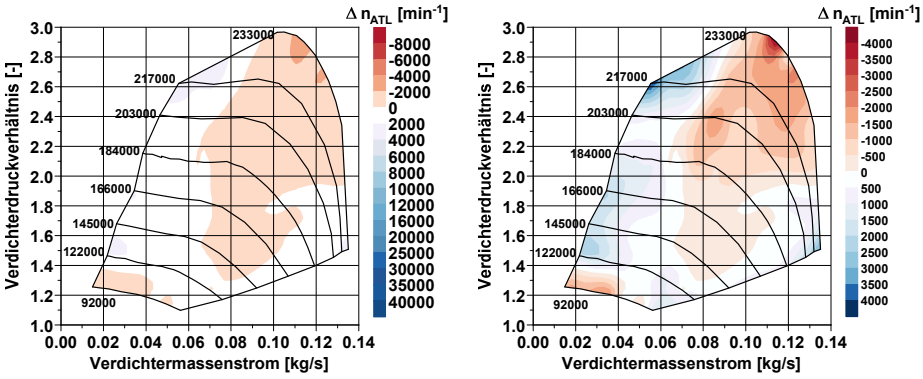


Abbildung 9: Abweichung des Standardmodells: Δn_{ATL} = Messung − Rechnung in min^{-1}



(a) **(b)**

Abbildung 10: Abweichung des thermischen Netzwerkmodells: Δn_{ATL} = Messung − Rechnung in min^{-1}, (a) mit Skalierung wie in Abbildung 9 und (b) in vergrößerter Darstellung

In Abbildung 11a ist der Temperatursprung für die Validierung der Turboladerdrehzahlen abgebildet. In der linken Abbildung zeigt das Standardmodell Abweichungen im stationären Zustand bei 1400 s von ca. $-10000\,\mathrm{min}^{-1}$. Dagegen ist das

thermische Netzwerk mit $-3000\,\mathrm{min}^{-1}$ wesentlich genauer. In der Abbildung 11b zeigt sich im dynamischen Verhalten kein großer Unterschied zwischen Standardmodell und thermischem Netzwerk, bis auf den geringeren Offset im stationären Verhalten. Jedoch wurde festgestellt, dass die Initialbedingungen des Experiments in der Simulation nicht genau getroffen werden, obwohl sie im Modell fest vorgegeben wurden. Dies könnte damit erklärt werden, dass die Anfangswerte zwar korrekt sind, aber gewisse, initiale Wärmeübergänge die Anfangsdrehzahl dennoch beeinflussen.

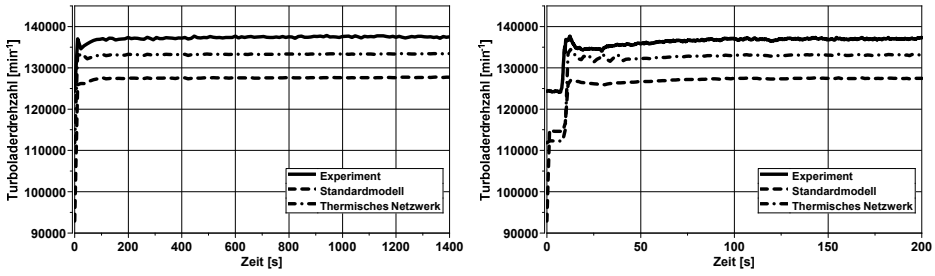


Abbildung 11: Validierung n_{ATL}, Temperatursprung von $T_3 = 400\,^{\circ}\mathrm{C}$ auf $800\,^{\circ}\mathrm{C}$, (a) von 0–1400 s, (b) von 0–200 s

Schlussfolgerung und Fazit

Der leistungsbasierte Ansatz wurde in früheren Untersuchungen in Bezug auf die Korrektur der isentropen Wirkungsgrade validiert und zeigte gute Ergebnisse. In der vorliegenden Untersuchung wurde ein Ersatzmodell herausgearbeitet mit einigen Annahmen bzw. Vereinfachungen, da das zugrunde liegende Gleichungssystem linear abhängig ist. Mit der Korrektur der Wärmeströme, der Berechnung der Emissionsgrade, der konvektiven sowie der konduktiven Wärmeübergänge wurde die Bedatungsgrundlage für ein Turboladermodell geschaffen, wie es in konventionellen 1D-Simulationstools Verwendung findet. Der stationäre Abgleich wurde mit einem 600 °C-Kennfeld durchgeführt. Nach stationärer Rechnung der einzelnen Betriebspunkte zeigte das thermische Netzwerkmodell mit der vorgestellten Bedatungsmethode eine deutliche Verbesserung bei der Verdichteraustrittstemperatur, der Turboladerdrehzahl und vor allem bei der Turbinenaustrittstemperatur. Der transiente Abgleich wurde anhand eines Temperatursprungs von 400 °C auf 800 °C durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten ebenfalls deutlich bessere Übereinstimmungen mit den experimentellen Daten bei allen drei betrachteten Validierungsgrößen. Bei der stationären Herangehensweise ist der Aufwand der Bedatung vergleichsweise gering. Es wird lediglich ein Kennfeld benötigt, welches auch simu-

liert wird, sodass das Kosten-Nutzen-Verhältnis günstig ist. Im transienten Fall ist die Bedatung aufwendiger, zumindest wenn der gesamte Betriebsbereich abgedeckt werden soll, da die einzelnen stationären Fälle korrekt abgebildet sein sollten. Mindestens drei Kennfelder werden bei dem Temperatursprung benötigt (bei der T_3-Auflösung von 200 °C), im Einzelnen 400 °C, 600 °C und 800 °C. Darüber hinaus ist die thermische Trägheit ein wesentlicher Parameter, der für die korrekte transiente Abbildung bekannt sein muss bzw. optimiert werden sollte. Weiter sollten Thermoelemente mit entsprechenden Modellen explizit modelliert werden, um die realen Messung besser abzubilden. In zukünftigen Untersuchungen wird das Modell in der Motorumgebung eingesetzt und überprüft werden. Dazu werden im Rahmen einer Dissertation bereits durchgeführte Versuchsdaten verwendet und sollen es ermöglichen, die Systemgrenze zu erweitern.

Literatur

[1] Savic, B.; Gao, X.; Baar, R.: „Turbocharger Heat Transfer Determination with a Power Based Phenomenological Approach and a CHT Validation“. In: *Journal of Turbomachinery* 141.2 (Jan. 2019). doi: 10.1115/1.4041806.

[2] Reuter, S.: „Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung“. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2010. url: https://www.tib.eu/de/suchen/id/TIBKAT%3A644428767.

[3] Baar, R.; Biet, C.; Boxberger, V.; Mai, H.; Zimmermann, R.: „Möglichkeiten der direkten Bestimmung des isentropen Wirkungsgrads“. In: *Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 2013.

[4] Baar, R.; Biet, C.; Boxberger, V.; Mai, H.; Zimmermann, R.: „New Evaluation of Turbocharger Components based on Turbine Outlet Temperature Measurements in Adiabatic Conditions“. In: *15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. Honululu, 2014.

[5] Zimmermann, R.; Biet, C.; Baar, R.: „Proceedings of the 2nd Conference on Engine Processes“. In: Hrsg. von Baar Roland; Sens, M. Berlin: Universitätsverlag der TU Berlin, 2015. Kap. Experimental modeling of adiabatic turbocharger conditions to investigate the isentropic turbine efficiency, S. 18–29. isbn: 978-3-798-32768-9.

[6] Savic, B.; Zimmermann, R.; Jander, B.; Baar, R.: „New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger Directly from Hot Gas Test Data“. In: *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and hermodynamics*. European Turbomachinery Society, 2017. doi: 10.29008/ETC2017-258.

[7] Zimmermann, R.; Baar, R.; Biet, C.: „Determination of the isentropic turbine efficiency due to adiabatic measurements and the validation of the conditions via a new criterion“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 232.24 (Sep. 2016), S. 4485–4494. doi: 10.1177/0954406216670683.

[8] Baar, R.; Savic, B.; Zimmermann, R.: „Der Verbrennungsmotor – ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft,“ in: Hrsg. von Tilo Ross, A. H. Springer Vieweg, 2017. Kap. Ein neues Verfahren zur Bedatung von aerodynamischen, thermischen und mechanischen Turboladermodellen, S. 37–59. isbn: ISBN 978-3-658-19291-4.

[9] Malobabic, M.: *Das Betriebsverhalten leitschaufel- und bypassgeregelter Pkw-Abgasturbolader*. 1989. url: https://books.google.de/books?id=Dv8xGwAACAAJ.

[10] Gao, X.; Savic, B.; Baar, R.: „13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging 2018“. In: Institution of Mechanical Engineers (IMechE), 2018. Kap. CHT Simulation on a turbocharger turbine and with resolution of the ambiant convective heat flow, S. 389–404. isbn: 978-1-510-87387-2.

[11] Gao, X.: „Model of Aerodynamics and Heat Transfer of a Turbocharger“. Diss. Technische Universität Berlin, 2019. doi: 10.14279/depositonce-9140.

[12] *Turbocharger Nomenclature and Terminology*. doi: 10.4271/j922_201106.

[13] *Turbocharger Gas Stand Test Code*. doi: 10.4271/j1826_199503.

Biographische Notiz

Bojan Savic war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Er forschte von 2014 bis 2019 in den Bereichen Abgasturboaufladung und Motorprozesssimulation, woraus sich sein Promotionsthema ableitet. Herr Baar wird ihm als Doktorvater und Mentor, besonders auf dem Gebiet der Abgasturboaufladung, immer in guter Erinnerung bleiben.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Improving the modeling of turbocharger heat transfer using a 1D/3D-FEM simulation method

Xunan Gao

A new 1D/3D-FEM (finite element method) simulation model has been established for a turbocharger based on the ordinary 1D model by building a 3D FEM model for the turbine housing and compressor housing. The turbocharger aerodynamic characteristics, the heat transfer, and the shaft friction loss were modeled separately. The 1D/3D-FEM model was validated by measurement and CHT (conjugate heat transfer) simulation, treating these three aspects sequentially. As a final step, a comparison was carried out between the newly established 1D/3D-FEM model and the ordinary 1D model. A significant improvement in predicting the turbine outlet temperatures was achieved by the 1D/3D-FEM model. Nevertheless, no obvious advantages in predicting the turbo speed and compressor outlet temperatures were observed.

Introduction

Turbocharging plays an important role in achieving increasingly stringent fuel efficiency goals for automotive systems. The matching of a turbocharger with the engine is a critical step in the engine development process. For this task, 1D simulation tools are usually employed because of the relatively short computational time they require. The modeling of a turbocharger relies on the turbine and compressor characteristic maps, which are measured on a hot gas test bench under conditions recommended by standards, such as SAE J922 and SAE J1826. Due to the high turbine inlet gas temperature, heat transfer has a great influence on the measured turbocharger maps. As a result, these maps can not reflect the actual aerodynamic performance of the turbocharger. Furthermore, since the maps only contain the heat transfer effects under standard characterization conditions, significant errors in estimating turbocharger quantities may be incurred under different thermal conditions. Therefore, to improve the modeling of the turbocharger, two aspects have to be examined closely:

- a deep insight into the turbocharger heat transfer phenomena and
- the heat transfer effects included in the 1D simulation.

Regarding the first aspect, Bohn et al. [1] established a complex 3D CHT simulation model for the complete turbocharger, which enables to quantify the heat flux. Gao et al. [2] performed a complete-CHT simulation for a radial turbine by modeling the ambient domain, which aims to improve the resolution of the external convection. Baar et al. [3] and Savic et al. [4] proposed and further developed a power-based criterion for turbochargers, which facilitates quantification of the total heat losses and thereby the direct determination of isentropic efficiencies from non-adiabatic measurement data.
Regarding the second aspect, Burke et al. [5] and Olmeda et al. [6] considered the heat transfer effects using a thermal network model. The work transfer processes of turbochargers were regarded as adiabatic, while the heat transfer was located before and after the work transfer processes. Here, care must be taken when specifying the area ratios of internal convective surfaces and selecting the internal convection correlations. Burke et al. [5] assumed that 85% of the total turbine convective area was located before the expansion process and 15% after it, while Olmeda et al. [6] located all the heat transfer before the turbine expansion process and after the compressor compression process.
This study introduces a new 1D/3D-FEM simulation method that is based on the usual 1D model for the turbocharger. It combines the 1D model for the turbocharger flow field with a 3D FEM model for the turbine housing and compressor housing. The turbocharger aerodynamic characteristics, the heat transfer, and the friction losses are modeled separately by appropriate approaches. The details of the 1D/3D-FEM model are presented in the following sections.

Measurement setup

In this study, the measurement was conducted for a waste-gate turbocharger of a 1.4-liter TSI engine from Volkswagen AG on the hot gas test bench at the Technische Universität Berlin. First, the measurement was carried out under adiabatic conditions. The turbocharger surfaces and measurement pipes were fully insulated. Also, the boundary conditions recommended by [7] were employed to minimize the effects of heat transfer. The quality of the adiabatic measurement was evaluated by the power-based criterion mentioned above. After that, the diabatic measurement was conducted under the standard conditions according to SAE J922 and J1826 but with different turbine inlet gas temperatures ($T_3 =$ 400 °C, 600 °C, 800 °C, 950 °C). Nineteen thermocouples were installed on the turbocharger housing to record metal temperatures. A detailed description of the measurement was presented by Savic et al. [8]. The measurement data is used for validation pruposes or serv as boundary conditions for the simulations.

Model setup

The 1D/3D-FEM model was built using the commercially available code GT-SUITE v2017. To adjust the boundary conditions more easily, only the turbocharger and its connecting pipes were modeled. For reference purposes, figures 1 and 2 show the overview of the usual 1D model and the newly established 1D/3D-FEM turbocharger model, respectively. Table 1 shows a comparison of the two models with regard to the major components and factors.

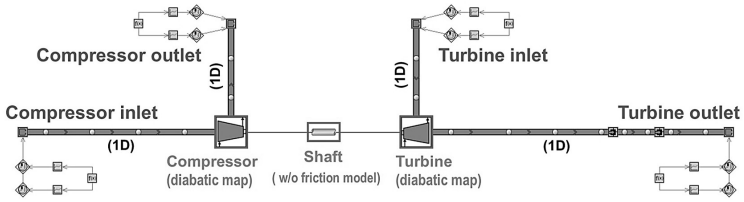


Figure 1: Usual 1D turbocharger model

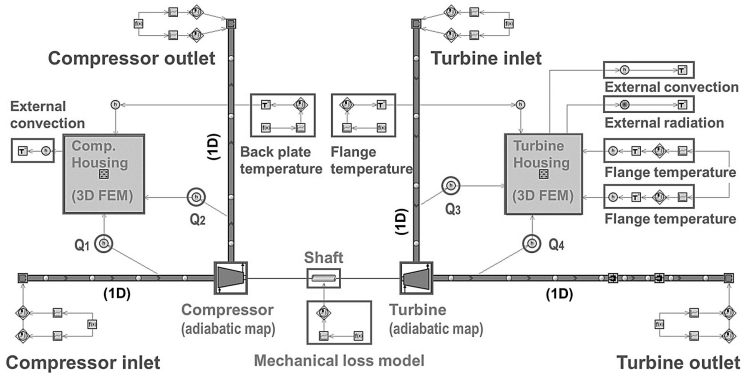


Figure 2: The new 1D/3D-FEM turbocharger model

The usual 1D model utilizes diabatic turbine and compressor maps, thus ignoring the heat transfer and assuming the turbine effective power to be equal to the compressor power. As a result, the effects of heat transfer and mechanical losses are embedded in the maps. No further information is available to separate them.
By contrast, the proposed 1D/3D-FEM model treats each of these effects separately. Specifically, the turbine and compressor aerodynamic characteristics are represented by adiabatic maps. The heat transfer is modeled by establishing 3D FEM models for the solid domains, which are thermally connected to the internal

and external flow field, where the heat transfer parameters are calibrated by 3D CHT simulation. The mechanical efficiency, which is associated with the friction losses, is represented by an empirical correlation. A detailed description of each component is given in the following sections.

Table 1: Comparison of the usual 1D and the 1D/3D-FEM models

	Usual 1D model	**1D/3D-FEM model**
Turbine & Compressor	Diabatic map	Adiabatic map
Shaft	W/o friction loss model	Friction loss model
Heat transfer	(Not modeled)	Modeled (3D FEM model)
Flow field	1D pipes	1D pipes

Geometric simplification

In the 1D/3D-FEM model, the aerodynamic performance of turbine and compressor is represented by adiabatic maps. To model the heat transfer before and after the expansion and compression processes, two 1D pipes thermally connected with the 3D FEM models are added for the turbine and compressor, respectively. Figure 3 shows the original geometry and the simplified flow fields of the turbine and the compressor. Here, the simplification is carried out in a similar way as it was done by Serrano et al. [9]. Table 2 presents the parameters for the simplified turbocharger flow field.

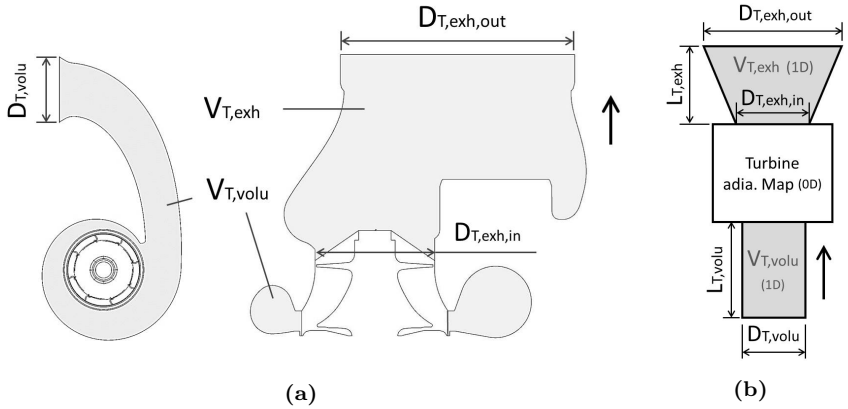


Figure 3: Geometric simplification of the turbine flow field – a) original geometry; b) simplified model

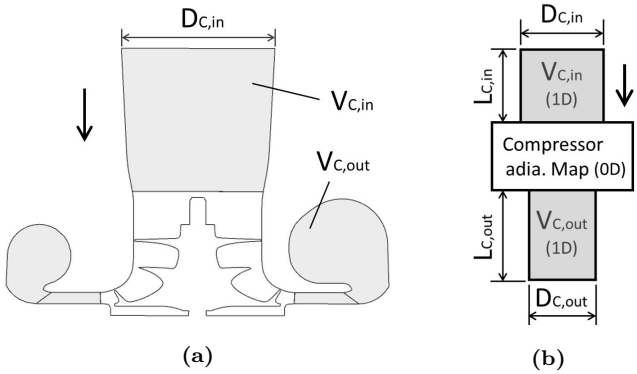


Figure 4: Geometric simplification of the compressor flow field – a) original geometry; b) simplified model

The diameters (i.e., $D_{\mathrm{T,volu}}$, $D_{\mathrm{T,exh,in}}$, $D_{\mathrm{T,exh,out}}$, $D_{\mathrm{C,in}}$, $D_{\mathrm{C,out}}$) are directly measured. The lengths of the 1D pipes (i.e., $L_{\mathrm{T,volu}}$, $L_{\mathrm{T,exh}}$, $L_{\mathrm{C,in}}$, $L_{\mathrm{C,out}}$) are calculated by keeping the volume of the corresponding flow channel consistent with that of the real geometry. The work transfer processes are represented by the adiabatic turbine and compressor maps, which reflect the aerodynamic performance of the turbocharger. The generation of the adiabatic maps is discussed in the next section.

Table 2: Parameters of the simplified turbocharger flow channel

Parameter	**Value**
$V_{\mathrm{T,volu}}$, $D_{\mathrm{T,volu}}$	(measured)
$V_{\mathrm{T,exh}}$, $D_{\mathrm{T,exh,in}}$, $D_{\mathrm{T,exh,out}}$	(measured)
$L_{\mathrm{T,volu}}$	$4 \cdot V_{\mathrm{T,volu}} / \pi D_{\mathrm{T,volu}}^2$
$L_{\mathrm{T,exh}}$	$12 \cdot V_{\mathrm{T,exh}} / \pi (D_{\mathrm{T,exh,in}}^2 + D_{\mathrm{T,exh,out}}^2 + D_{\mathrm{T,exh,in}} \cdot D_{\mathrm{T,exh,out}})$
$V_{\mathrm{C,in}}$, $D_{\mathrm{C,in}}$	(measured)
$V_{\mathrm{C,out}}$, $D_{\mathrm{C,out}}$	(measured)
$L_{\mathrm{C,in}}$	$4 \cdot V_{\mathrm{C,in}} / \pi D_{\mathrm{C,in}}^2$
$L_{\mathrm{C,out}}$	$4 \cdot V_{\mathrm{C,out}} / \pi D_{\mathrm{C,out}}^2$

Generation of turbocharger adiabatic maps

In a 1D model, the turbocharger maps are usually specified by a set of data points. A preprocession must then be conducted to generate continuous maps that cover a wide range of speed, pressure ratio, efficiency, and mass flow rate by interpolation and extrapolation. The reliability of the obtained map highly depends on the range of the data points.
In theory, the turbocharger adiabatic map can be obtained by the adiabatic measurement as described above. However, usually only a low number of speed lines can be recorded. This is because, with a cold turbine inlet gas temperature, a larger amount of mass flow is required by the turbine to drive the shaft, which results in a higher turbine pressure ratio. At high turbo speeds, the resultant turbine pressure ratio may exceed the limitation of the test bench. For this reason, in this study the adiabatic measurement data was used just for validation purposes. For the turbine, the adiabatic turbine map was derived from the CFD simulation under adiabatic conditions. The simulation model was validated by Gao et al. [2]. By contrast, the adiabatic compressor map can hardly be obtained by CFD simulation. This is because, at operating points close to the surge line, the flow field is highly unsteady, which makes it hard for the steady-state CFD simulation to reach convergence. Therefore, it is recommended to generate the compressor adiabatic map by correcting the diabatic measurement data using the power-based criterion mentioned above. It facilitates a quantification of the total heat flow of turbine and compressor directly from the diabatic measurement data. A detailed description of the correction was presented by Gao [10]. Figure 5 presents a comparison of measured and corrected isentropic compressor efficiencies. For reference, the corresponding CFD simulation results are also included. The corrected isentropic compressor efficiency is in good agreement with the CFD simulation. Therefore, the corrected compressor map was used for the 1D/3D-FEM simulation.

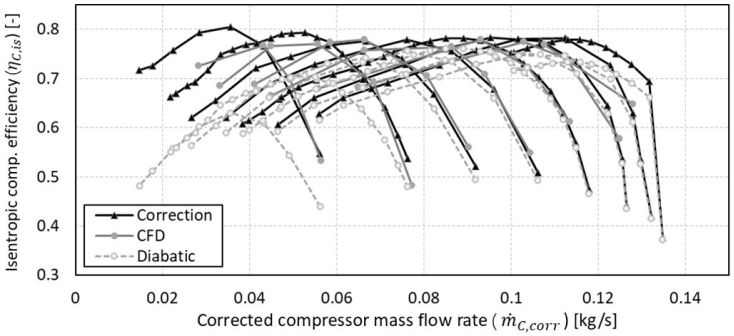


Figure 5: Corrected isentropic compressor efficiency

Establishing the FEM model for solid domains

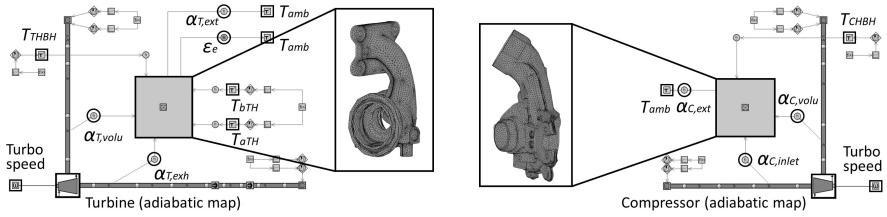
The turbine housing and compressor housing are represented by 3D-FEM models. The intention is to model heat conduction, convection and radiation in a more accurate way. Each of the heat transfer relations can be specified and calibrated individually.

Table 3: Properties of the 3D-FEM models

Component	**Element number**	**Surface port**	**Boundary condition**	**Data**
Turbine housing	169 081	Convection (internal, volute)	$\alpha_{\mathrm{T,volu}}$	specified
		Convection (internal, exhaust)	$\alpha_{\mathrm{T,exh}}$	specified
		Convection (external)	$\alpha_{\mathrm{T,ext}}$, T_{amb}	specified
		Radiation (external)	ε_e, T_{amb}	specified
		Flange (bTH)	$T_{b,\mathrm{TH}}$	measured
		Flange (aTH)	$T_{a,\mathrm{TH}}$	measured
		Flange (THBH)	T_{THBH}	measured
Compressor housing	139 878	Convection (inlet)	$\alpha_{\mathrm{C,inlet}}$	specified
		Convection (volute)	$\alpha_{\mathrm{C,volu}}$	specified
		Convection (external)	$\alpha_{\mathrm{C,ext}}$, T_{amb}	specified
		Flange (CHBH)	T_{CHBH}	measured

To achieve good compatibility with the 1D components, a built-in tool of GT-SUITE, GEM3D, was employed to generate the 3D FEM model for the solid domains. Since the turbocharger adiabatic maps contain no information about shaft friction losses, in this step the 1D/3D-FEM models were established separately for the turbine and the compressor. The shaft was replaced by a boundary condition of constant speed, with which the operating conditions can be easily adjusted ac-

cording to the measurement data. Figure 6 represents the 1D/3D-FEM models employed for turbine and compressor, respectively.
Table 3 shows the properties of the 3D FEM models for turbine and compressor. The flange temperatures $T_{b,\mathrm{TH}}$, $T_{a,\mathrm{TH}}$ and T_{THBH} as well as the ambient temperature T_{amb} are measured directly. In addition, four heat transfer parameters for the turbine and three for the compressor have to be specified.



(a) **(b)**

Figure 6: Separate 1D/3D-FEM models – a) turbine; b) compressor.

Determination of heat transfer parameters

The heat transfer parameters listed in table 3 are determined for the turbine and the compressor. On the turbine side, the convective heat transfer coefficient $\alpha_{\mathrm{T,ext}}$ and the equivalent emissivity ε_e are related to the external heat transfer, while $\alpha_{\mathrm{T,volu}}$ and $\alpha_{\mathrm{T,exh}}$ are related to the internal heat transfer. For the turbine external heat transfer, the general characterization procedure for the heat transfer parameters $\alpha_{T,\mathrm{ext}}$ and ε_e proposed by Gao et al. [11] was employed. The idea behind it is to deduce the combination of $\alpha_{\mathrm{T,ext}}$ and ε_{e} that gives the minimum error in predicting the turbine housing temperatures under all the different turbine inlet temperatures. The predicted turbine housing temperatures are obtained by CHT simulation using ANSYS CFX 18.2. This procedure was further simplified by the author and is therefore capable of different turbocharger operating scenarios. For the turbine internal heat transfer, the convective heat transfer coefficients $\alpha_{\mathrm{T,volu}}$ and $\alpha_{\mathrm{T,exh}}$ were calculated based on the estimated heat transfer coefficients α_{col} of the corresponding 1D pipes. As the first step, α_{col} was calculated at every time step using the Colburn analogy given in equation 1:

$$\alpha_{\mathrm{col}} = \frac{1}{2} \cdot C_{\mathrm{f}} \cdot \rho \cdot u \cdot c_p \cdot Pr^{-\frac{2}{3}}, \quad \text{with } C_{\mathrm{f}} = \frac{\tau}{\rho \cdot \frac{u^2}{2}}, \tag{1}$$

where C_f is the Fanning friction factor, ρ is the density of the working gas, u is the bulk gas velocity, and c_p is the specific heat capacity at constant pressure. Pr is the Prandtl number. τ is the local shear stress.

Since the turbine geometry was significantly simplified, the calculated convective heat transfer coefficients were calibrated by CHT simulation using the heat transfer multipliers. The eventual convective heat transfer coefficients for the turbine volute ($\alpha_{\mathrm{T,volu}}$) and the turbine exhaust ($\alpha_{\mathrm{T,exh}}$) are given by equations 2 and 3, respectively.

$$\alpha_{\mathrm{T,volu}} = \alpha_{\mathrm{col,T,volu}} \cdot K_{\alpha,\mathrm{T,volu}} \tag{2}$$

$$\alpha_{\mathrm{T,exh}} = \alpha_{\mathrm{col,T,exh}} \cdot K_{\alpha,\mathrm{T,exh}} \tag{3}$$

where $\alpha_{\mathrm{col,T,volu}}$ and $\alpha_{\mathrm{col,T,exh}}$ are the preliminary, estimated heat transfer coefficients calculated by equation 1. $K_{\alpha,\mathrm{T,volu}}$ and $K_{\alpha,\mathrm{T,exh}}$ are the heat transfer multipliers for the turbine volute and the turbine exhaust, respectively.

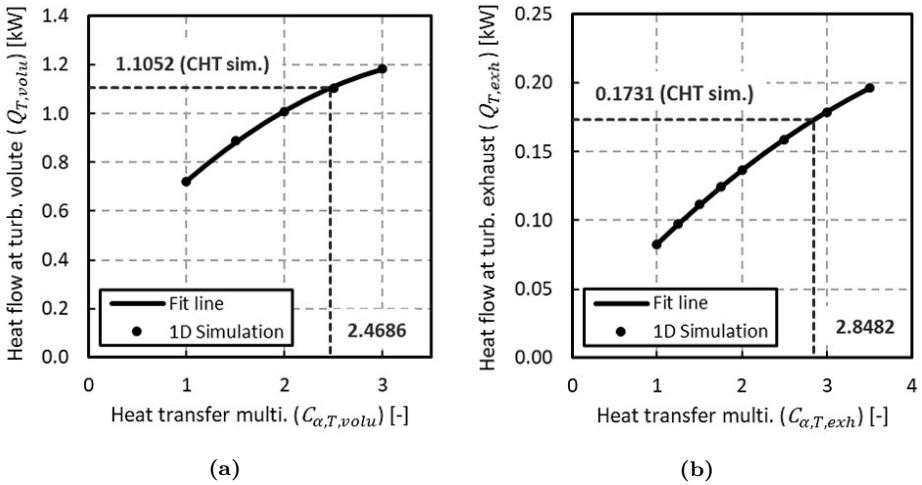


Figure 7: Determination of heat transfer multipliers for the turbine – a) turbine volute; b) turbine exhaust

To determine the heat transfer multipliers, CHT simulation and 1D simulation were conducted for a representative operating point ($n_{\mathrm{TC}} = 184\,408$ rpm, $\Pi_{\mathrm{T}} = 2.313$) with a turbine inlet temperature of $T_3 = 600\,^{\circ}\mathrm{C}$. This operating point was selected because it is in the middle of the turbine operating range, and $T_3 = 600\,^{\circ}\mathrm{C}$ is the standard characterization thermal condition of a turbocharger. The calibration was carried out by adjusting $K_{\alpha,\mathrm{T,volu}}$ and $K_{\alpha,\mathrm{T,exh}}$ to make the simulated heat flow at the volute and the exhaust pipe equal to those of the CHT simulation. As shown in figure 7, the heat transfer multipliers were determined to be 2.4686 for the volute ($K_{\alpha,\mathrm{T,volu}}$) and 2.8482 for the exhaust pipe ($K_{\alpha,\mathrm{T,exh}}$).

On the compressor side, the external convective heat transfer coefficient $\alpha_{\mathrm{C,ext}}$ was calculated by empirical equations. For this, the turbocharger was geometrically simplified as shown in figure 8, where the compressor is represented by a horizontal cylinder.
Then, the dimensionless, area-averaged Nusselt number ($\overline{Nu}_D$) could be calculated by the Churchill-Bernstein correlation as given by equation 4, which is applicable to the estimation of the area-averaged Nusselt number of a cylinder in crossflow.

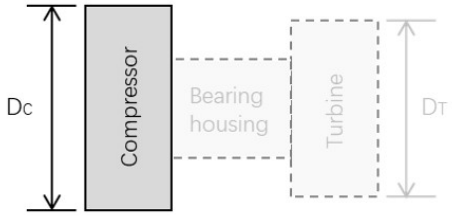


Figure 8: Geometric simplification of the compressor

$$\overline{Nu}_{D,\mathrm{FC}} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot {Re_D}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282\,000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \tag{4}$$

where Re_D is the Reynolds number based on the diameter of the simplified compressor.
Finally, the compressor external convective heat transfer coefficient $\alpha_{\mathrm{C,ext}}$, which is given by equation 5, was calculated to be $54.862\,{}^{\mathrm{W}}/_{\mathrm{m^2 \cdot K}}$.

$$\alpha_{\mathrm{C,ext}} = \overline{Nu}_{D,\mathrm{FC}} \cdot \frac{k}{D_{\mathrm{C}}} \tag{5}$$

To keep the 1D/3D-FEM model as simple as possible, the compressor radiation heat transfer was not modeled. For the compressor internal heat transfer, the convective heat transfer coefficients $\alpha_{\mathrm{C,inlet}}$ and $\alpha_{\mathrm{C,volu}}$ were calculated in a similar way as it was done for the turbine. The heat transfer multipliers $K_{\alpha,\mathrm{C,inlet}}$, $K_{\alpha,\mathrm{C,volu}}$ were determined to be 0.4358 and 6.4330, respectively.

Shaft friction loss model

The bearing system of the turbocharger in this study consists of two journal bearings and a thrust bearing. The mechanical efficiency reflects their ability to transfer the turbine mechanical power to the compressor mechanical power.

The friction losses of a turbocharger shaft are strongly dependent on shaft speed, bearing structures, lubrication oil temperature and pressure, as well as the operating conditions of the turbocharger. They cannot be easily measured due to the small size and the extremely high speed of the shaft. One possible way is to measure the total enthalpy rise of the lubrication oil, which is assumed to be effected only by shaft friction during the adiabatic measurement. However, since the measured volume flow rates of the lubrication oil were missing for some operating points, the friction losses were quantified by calculating the difference of effective powers of the turbine and compressor (equation 6) using the adiabatic measurement data. The turbocharger mechanical efficiency was then calculated according to equation 7.

$$W_{\mathrm{f}} = \dot{m}_{\mathrm{T}} \cdot c_{p,\mathrm{T}} \cdot (T_3 - T_4) - \dot{m}_{\mathrm{C}} \cdot c_{p,\mathrm{C}} \cdot (T_2 - T_1) \tag{6}$$

$$\eta_{\mathrm{m,mea}} = \frac{P_{\mathrm{C,eff}}}{P_{\mathrm{T,eff}}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{C}} \cdot c_{p,\mathrm{C}} \cdot (T_2 - T_1)}{\dot{m}_{\mathrm{T}} \cdot c_{p,\mathrm{T}} \cdot (T_3 - T_4)} \tag{7}$$

To establish a simple friction loss model for the 1D simulation, a correlation of turbocharger mechanical efficiency was developed using dimensionless parameters as shown in equation 8. The structure of the correlation is based on a study done by Serrano et al. [12] for a small turbocharger.

$$\eta_{\mathrm{m,corr}} = k_1 \cdot \left[1 - e^{-k_2 \cdot Re_{\mathrm{shaft}}^{k_3} \cdot Pr^{k_4}}\right] + (1 - k_1) \cdot \left[1 - e^{-k_5 \cdot \left(\frac{\Delta p}{p}\right)^{k_6}}\right], \tag{8}$$

where the dimensionless parameters (i.e., Re_{shaft}, Pr and $\Delta p/p$) were selected to take the effects of shaft speed, lubrication oil temperature, and thrust-bearing friction into account. The coefficients k_1 to k_6 in the correlation equation 8 were determined by minimizing the sum of squared errors (SSE) between the estimated values and the adiabatic measurement data as given in equation 9.

$$SSE = \sum_{i=1}^{z} (\eta_{\mathrm{m},i,\mathrm{corr}} - \eta_{\mathrm{m},i,\mathrm{mea}})^2 \tag{9}$$

where z is the number of operating points of the adiabatic measurement, $\eta_{\mathrm{m},i,\mathrm{corr}}$ is the estimated mechanical efficiency according to equation 8, and $\eta_{\mathrm{m},i,\mathrm{mea}}$ is the measured mechanical efficiency derived from equation 7. Table 4 shows the resultant coefficients k_1 to k_6.

Table 4: Coefficients of the mechanical efficiency correlation

Item	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6
Value	0.000299	-0.333301	0.391271	0.304440	0.758287	-4.382851

Validation

In the previous sections, the 1D/3D-FEM model was established by generating adiabatic turbocharger maps and by sequentially building the heat transfer model and the friction loss model. To correctly evaluate each factor, the validation was conducted in three steps. Table 5 shows an overview of the validation procedure.

Table 5: Validation of the 1D/3D-FEM model

Item	**Model**	**Rep. output** (at different T_3)	**Reference**
Map preprocession	Separate	$P_{\mathrm{T,eff}}$, $P_{\mathrm{C,eff}}$	CHT simulation
Heat transfer model	Separate	$Q_{\mathrm{T,volu}}$, $Q_{\mathrm{T,exh}}$, $Q_{\mathrm{T,ext}}$, $Q_{\mathrm{C,inlet}}$, $Q_{\mathrm{C,volu}}$	CHT simulation
Friction loss model	Complete	n_{TC}	Measurement

In the first step, the separate models for turbine and compressor shown in figure 2 were used. The turbocharger adiabatic maps after preprocession were validated by comparing the simulated effective turbine power with the CHT simulation results. In the second step, the heat transfer model was validated by comparing the simulated heat flow rate with the CHT simulation at different positions. $Q_{T,volu}$ and $Q_{\mathrm{T,exh}}$ represent the heat flow rates before and after the turbine expansion process, respectively. $Q_{\mathrm{T,ext}}$ is the turbine external heat flow rate. $Q_{\mathrm{C,inlet}}$ and $Q_{\mathrm{C,volu}}$ are the heat flow rates before and after the compressor compression process, respectively. Also, separate models were employed. In the third step, the friction loss model was validated by comparing the simulated turbo speed with the measurement data. Here, the complete 1D/3D-FEM turbocharger model shown in figure 2 was used. A detailed example of the validation procedure for the 1D/3D-FEM model is given by Gao [10].

Comparison with the usual 1D turbocharger model

The proposed 1D/3D-FEM model was compared with a usual 1D turbocharger model to evaluate its performance in a 1D turbocharger simulation. The usual 1D model consists of a turbine part and a compressor part using standard turbocharger maps as well as a shaft part as shown in figure 1. The standard maps were measured under conditions recommended by SAE J922 and SAE J1826 ($T_3 = 600\,^{\circ}\mathrm{C}$). Comparisons were conducted with regard to the estimated turbo speeds, turbine outlet temperatures, and compressor outlet temperatures.

Estimate of turbo speeds

Simulations were carried out at different turbine inlet temperatures (T_3 = 400 °C, 600 °C, 800 °C and 950 °C). The boundary conditions were specified according to the measurement data. Figure 9 shows the comparison of the estimated turbo speeds between the 1D/3D-FEM model and the usual 1D model. The y-axis indicates the deviation of simulated turbo speeds from measurement data as given by equation 10.

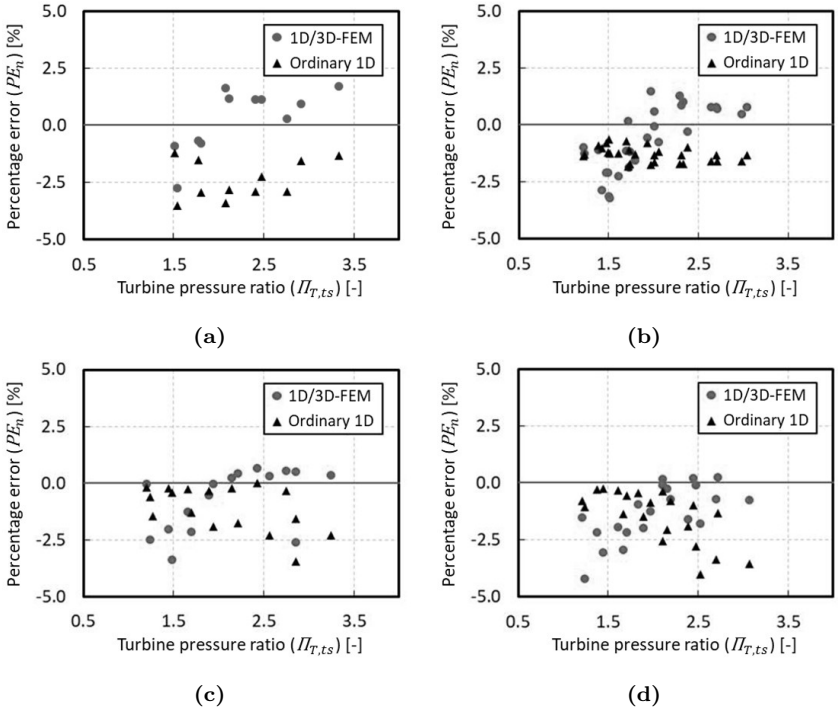


Figure 9: Comparison between simulated turbo speeds of 1D/3D-FEM and usual 1D models – a) 400 °C; b) 600 °C; c) 800 °C; d) 950 °C.

The percentage error of turbo speeds PE_n is given by

$$PE_n = \frac{n_{\mathrm{TC,sim}} - n_{\mathrm{TC,mea}}}{n_{\mathrm{TC,mea}}}, \tag{10}$$

where $n_{\mathrm{TC,sim}}$ is the simulated turbo speed and $n_{\mathrm{TC,mea}}$ is the measured turbo speed. Figure 9 shows that the deviations between simulated and measured turbo speeds are always at the same level.

Estimate of compressor outlet temperatures

Figure 10 shows the deviation of the simulated compressor outlet temperatures from the measurement data at different T_3. Plotted against the y-axis is the error of simulated compressor outlet temperature ($\Delta T_2 = T_{2,\mathrm{sim}} - T_{2,\mathrm{mea}}$), where $T_{2,\mathrm{sim}}$ is the simulated compressor outlet temperature of the 1D/3D-FEM model or the usual 1D model and $T_{2,\mathrm{mea}}$ is the measured compressor outlet temperature.

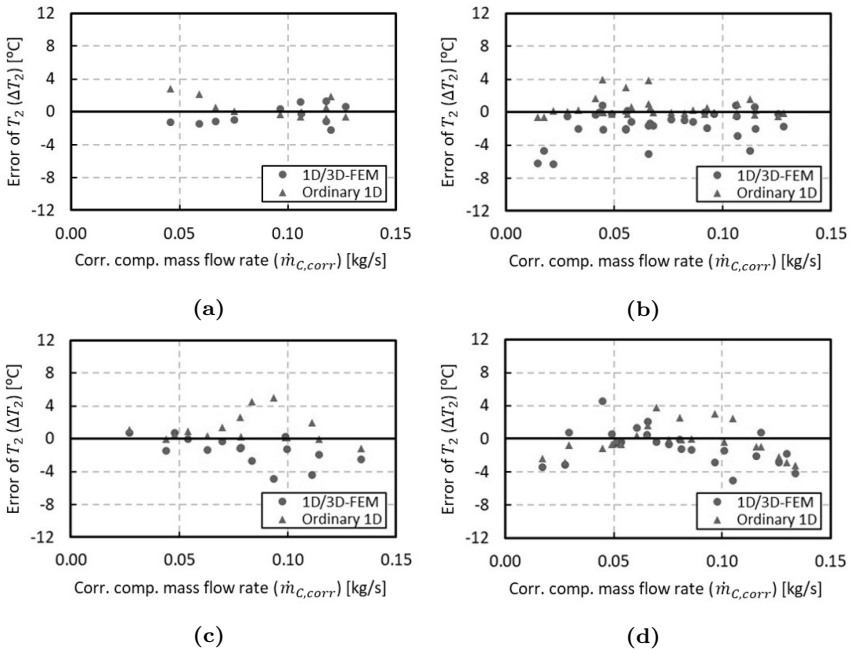


Figure 10: Comparison of simulated compressor outlet temperatures between 1D/3D-FEM and usual 1D models – a) 400 °C; b) 600 °C; c) 800 °C; d) 950 °C.

As shown in figure 10, the 1D/3D-FEM model has no clear advantage in predicting the compressor outlet temperature compared with the ordinary 1D model. Therefore, it can be concluded that for the compressor the modeling of heat transfer in the 1D simulation is unnecessary in the setting investigated in this study. Nevertheless, for turbochargers with different configurations this conclusion may not hold, since the bearing housing of the turbocharger in this study is water-cooled, which significantly reduces the heat flow from the turbine to the compressor.

Estimate of turbine outlet temperatures

Figure 11 presents the comparison of simulated turbine outlet temperatures (T_4) of the 1D/3D-FEM model and the usual 1D model with the measurement data at different T_3. It is clear that by using the proposed 1D/3D-FEM model, the deviation between simulation and measurement data is greatly reduced. A good agreement of the simulated and measured T_4 can be observed at high turbo speeds at all T_3. Nevertheless, at high turbine inlet temperatures (i.e., 800 °C and 950 °C), the deviation increases with decreasing turbo speed.

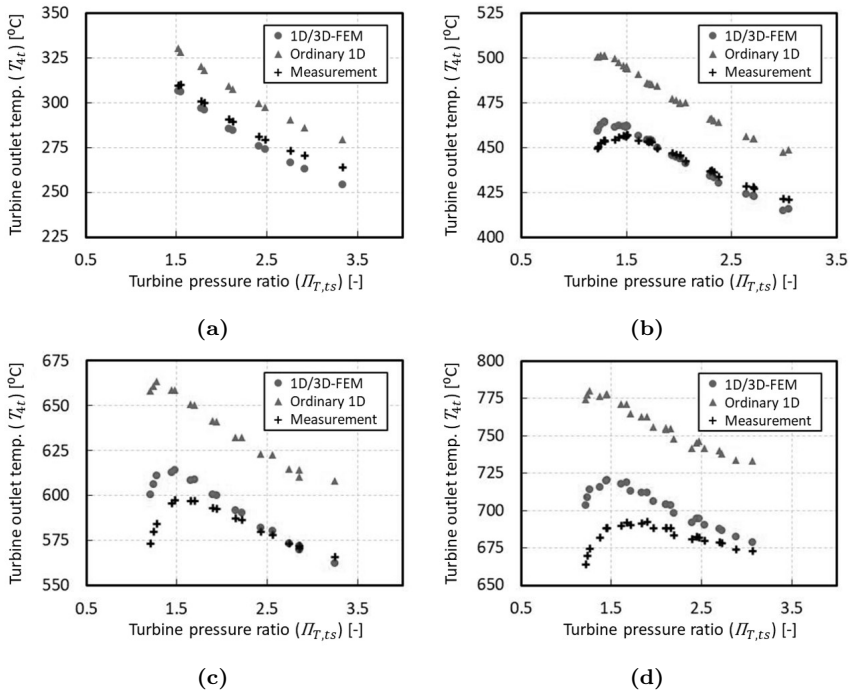


Figure 11: Comparison of simulated turbine outlet temperatures between 1D/3D-FEM model and usual 1D model – a) 400 °C; b) 600 °C; c) 800 °C; d) 950 °C.

In part this is because the turbine mechanical power becomes low at these operating points while the heat losses remain almost unchanged. The heat transfer accounts for a considerable proportion of the total enthalpy drop. Even a small error in the modeling of heat transfer may lead to a large change in the estimated turbine outlet temperatures.

Moreover, it is worth mentioning that the measurement of T_4 is also a critical factor because of the complex flow field downstream of the turbine, which is characterized by a large temperature gradient. This makes it difficult to accurately record temperature values by conventional means. To address this issue, a special mixing device developed by Baar et al. [7] was installed between the turbine outlet and the measuring position of T_4 to homogenize the flow field. However, despite being thermally insulated, a considerable heat loss occurs in the mixing device. This leads to an error in recording the actual turbine outlet temperature. At low pressure ratios, the turbine outlet temperatures are relatively high, which intensifies the heat loss. In conclusion, the actual values of T_4 are somewhat higher than the measured values. The difference between them decreases with the turbine pressure ratio. The heat transfer behavior of the mixing device needs to be investigated in more detail in future studies.

Conclusions

This study focuses on improving the modeling of heat transfer within a 1D turbocharger simulation. A new 1D/3D-FEM simulation approach was introduced, which combines 1D pipes for the flow channels and 3D FEM parts for the turbine housing and compressor housing. Accordingly, the work transfer and heat transfer were modeled separately. The newly established 1D/3D-FEM model was then compared with the usual 1D model. The 1D/3D-FEM model has an obvious advantage in capturing the turbocharger heat transfer phenomenon, giving a better estimate of the turbine outlet temperature. Furthermore, since the heat transfer parameters of the FEM models were determined independently of the structural type and thermal condition of the turbocharger, the 1D/3D-FEM model is applicable to different configurations as well as in different application scenarios. Nevertheless, the implementation of the 1D/3D-FEM model also has some effects or drawbacks to be considered.

- To calibrate and validate the heat transfer model, a CHT simulation is necessary. which in turn should be validated against measurement data. This inevitably increases the simulation efforts.
- The simulation cost significantly increases due to the modeling of the FEM components. This would become particularly serious for transient simulations. However, one of the most attractive features of the 1D/3D-FEM model is the possibility to represent the thermal inertia of solid components accurately in the transient simulation. For this reason, a balance needs to be struck between computational cost and accuracy.

Acknowledgment

The author would like to thank ANSYS Germany GmbH for their support.

References

[1] Bohn, D.; Heuer, T.; Kusterer, K.: "Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Turbo Charger: Part I - Numerical Results". In: *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference - Volume 3: Turbo Expo 2003*. Atlanta, USA: ASME, 2003, pp. 715–722. ISBN: 0-7918-3686-X. DOI: 10.1115/GT2003-38445.

[2] Gao, X.; Savic, B.; Baar, R.: "CHT-Simulation on a Turbocharger Turbine with Resolution of the Ambient Convective Heat Flow". In: *13th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*. London, UK, 2018, pp. 389–403. ISBN: 978-0-9956263-3-1.

[3] Baar, R.; Biet, C.; Zimmermann, R.: "Experimental Modelling of Adiabatic Turbocharger Conditions to Investigate the Isentropic Turbine Efficiency". In: *2nd Conference on Engine Processes*. Berlin, Germany, 2015.

[4] Savic, B.; Gao, X.; Baar, R.: "Turbocharger Heat Transfer Determination With a Power-Based Phenomenological Approach and a Conjugate Heat Transfer Validation". In: *Journal of Turbomachinery* 141.2 (2019), p. 021011. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4041806.

[5] Burke, R.; Vagg, C.; Chalet, D.; Chesse, P.: "Heat Transfer in Turbocharger Turbines under Steady, Pulsating and Transient Conditions". In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 52 (2015), pp. 185–197. ISSN: 0142-727X. DOI: 10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2015.01.004.

[6] Olmeda, P.; Dolz, V.; Arnau, P.; Reyes-Belmonte, M. A.: "Determination of Heat Flows inside Turbochargers by means of a One Dimensional Lumped Model". In: *Mathematical and Computer Modelling* 57.7-8 (2013), pp. 1847–1852. ISSN: 0895-7177. DOI: 10.1016/j.mcm.2011.11.078.

[7] Baar, R.; Biet, C.; Boxberger, V.; Mai, H.; Zimmermann, R.: "Möglichkeiten der direkten Bestimmung des isentropen Turbinenwirkungsgrads". In: *18. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, Germany, 2013.

[8] Savic, B.; Zimmermann, R.; Jander, B.; Baar, R.: "New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger Directly from Hot Gas Test Data". In: *12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics and Thermodynamics*. Stockholm, Sweden, 2017. DOI: 10.29008/ETC2017-258.

[9] Serrano, J. R.; Arnau, F. J.; Novella, R.; Reyes-Belmonte, M. Á.: "A Procedure to Achieve 1D Predictive Modeling of Turbochargers under Hot and Pulsating Flow Conditions at the Turbine Inlet". In: SAE Technical Paper, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-1080.

[10] Gao, X.: "Model of Aerodynamics and Heat Transfer of a Turbocharger". Doctoral Thesis. Berlin, Germany: Technische Universität Berlin, 2019. DOI: 10.14279/depositonce-9140.

[11] Gao, X.; Savic, B.; Baar, R.: "A Numerical Procedure to Model Heat Transfer in Radial Turbines for Automotive Engines". In: *Applied Thermal Engineering* 153 (2019), pp. 678–691. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.014.

[12] Serrano, J. R.; Olmeda, P.; Tiseira, A.; García-Cuevas, L. M.; Lefebvre, A.: "Theoretical and Experimental Study of Mechanical Losses in Automotive Turbochargers". In: *Energy* 55 (2013), pp. 888–898. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/J.ENERGY.2013.04.042.

Biographical note

Xunan Gao received his doctorate degree from Technische Universität Berlin in 2019 after obtaining his Master's degree from Tongji University. Since 2015, his research has been focused on the area of turbocharging and CFD simulation. He is very grateful for the support and highly professional guidance that was given by Professor Baar.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Potenzial der Ladelufttemperatur auf die Leistungsdichte des aufgeladenen Ottomotors

Samir Kadunic

In dieser Arbeit wird das Potenzial der Ladeluftkühlung zur Erhöhung der Leistungsdichte des aufgeladenen Ottomotors untersucht. Als Versuchsträger dient ein aufgeladener Vierzylinder-Reihen-Ottomotor mit einem Hubraum von 1,4 l. Zunächst wird in experimentellen Versuchen der Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Volllastkurve untersucht. Anschließend wird mittels Prüfstandversuchen und Motorprozesssimulation das Potenzial der Ladelufttemperatur auf Steigerung der Nennleistung des Versuchsträgers dargestellt.

Steigerung der Volllast

Die Versuche zur Steigerung der Volllast gliedern sich in zwei Abschnitte. Zunächst wird der Einfluss der Ladelufttemperatur auf die mögliche Anhebung der Volllastkurve untersucht. Anschließend wird bei konstanter Volllast diskutiert, inwieweit durch eine Ladelufttemperaturabsenkung der Wirkungsgrad entlang der Volllastkurve verbessert werden kann. Die Betriebsgrenzen für diese Versuche werden wie folgt definiert:

- Maximaler Zylinderdruck $p_{\mathrm{Z,max}} = 80\,\mathrm{bar}$
- Maximale Abgastemperatur vor der Turbine $T_{\mathrm{AbgvT}} = 1000\,^{\circ}\mathrm{C}$
- Die Klopfgrenze[1] bestimmt sich durch den zulässigen Scheitelwert der durch Klopfen entstehenden Druckschwankung $p_{\mathrm{s,max}}$[2] und einer Klopffrequenz von zwei Prozent der Arbeitsspiele

Um die thermische Belastung der Auslassventile und der Abgasturbine zu begrenzen, wird in Serienapplikationen bei hohen Drehzahlen an der Motorvolllast häufig eine Anreicherung des Gemisches appliziert [1; 2], was auch in der Serienapplikation des Versuchsträgers der Fall ist. Daher wird für diesen Versuch auch eine betriebspunktabhängige Anreicherung des Gemisches zugelassen.

[1] Die hier applizierte Klopfgrenze wird als „Klopfgrenze TUB“ definiert. Der Schwellwert der Klopfgrenze liegt niedriger als bei der Serienapplikation.
[2] $p_{\mathrm{s,max}} = 0{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Drehzahl in } \mathrm{min}^{-1}$.

Anhebung der Volllastkurve

Der Einfluss der Ladelufttemperatur auf die erreichbare Motorvolllast ist in Abbildung 1 dargestellt. Die Volllastlinie bei $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$ ist über den gesamten Drehzahlbereich durch das Motorklopfen begrenzt. Die Volllastkurven bei den übrigen Ladelufttemperaturen sind zumindest teilweise auch durch den zulässigen maximalen Zylinderdruck begrenzt, wobei mit abnehmender Ladelufttemperatur die Zylinderdruckgrenze erst bei immer niedrigeren Drehzahlen erreicht wird. Bei der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ tritt die Klopfgrenze als limitierende Größe nur noch bei Drehzahlen kleiner als $3000\,\mathrm{min}^{-1}$ auf.

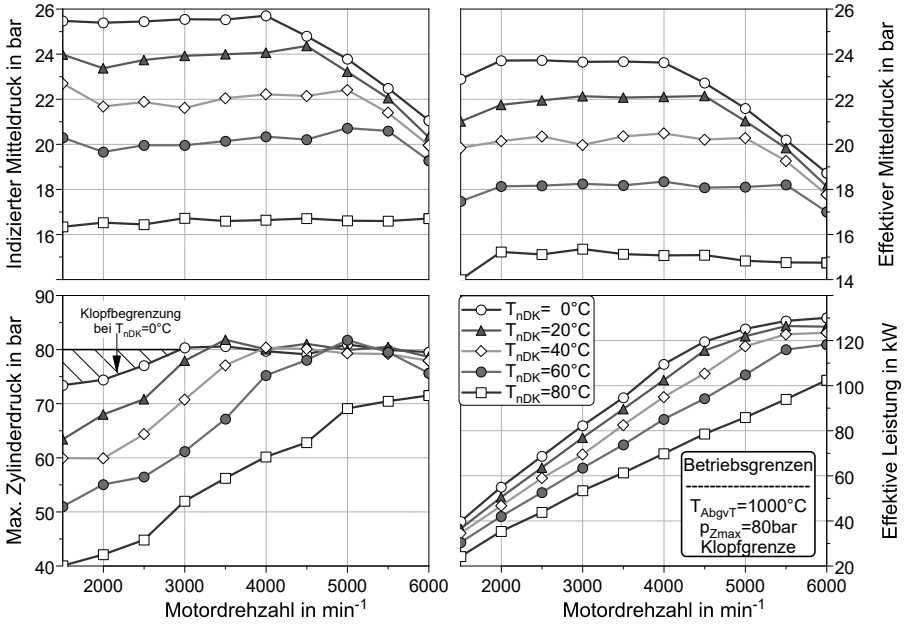


Abbildung 1: Einfluss der Ladelufttemperatur auf indizierten und effektiven Mitteldruck, maximalen Zylinderdruck und effektive Leistung

Bei $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ wird beim hier eingesetzten Versuchsträger die Ladeluft vor dem Eintritt in den Turboladerverdichter durch einen mechanisch angetriebenen Kompressor vorverdichtet. Erkennbar ist dies für alle Ladelufttemperaturen daran, dass von $n = 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ zu $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ der indizierte Mitteldruck ansteigt, der effektive Mitteldruck aber abfällt, weil der Motor die Kompressor-Antriebsleistung aufzubringen hat.

Der Restgasanteil ist für die Lastlinie bei $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$ und die beiden unteren Drehzahlen $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ und $2000\,\mathrm{min}^{-1}$ geringer als bei den übrigen Lastlinien, wie in Abbildung 2 dargestellt. Der Grund dafür liegt bei beiden Betriebspunkten in einer positiven Ladungswechselarbeit. Demnach ist während des Ladungswechsels der zeitliche Mittelwert des Drucks im Einlasskanal höher als der entsprechende Druck im Auslasskanal, was sich günstig auf die Restgasausspülung auswirkt. Insbesondere während der sogenannten Ventilüberschneidung verbessert dies die Verdrängung von Restgas durch Frischgas [3]. Dieser Effekt wird bei $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ durch das Mitwirken des mechanischen Kompressors noch verstärkt.

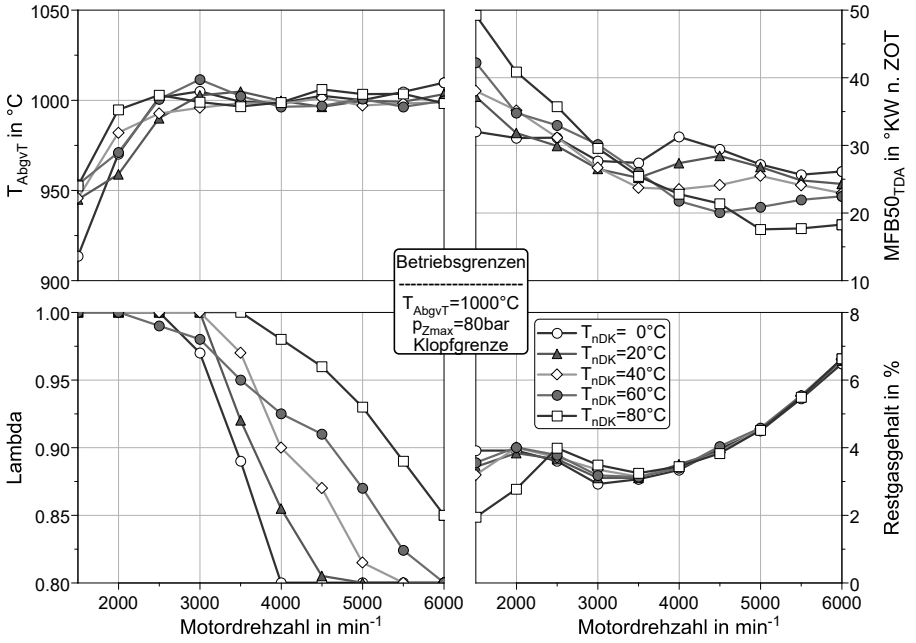


Abbildung 2: Abgastemperatur, Lambda, Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) und Restgasgehalt an der Volllast in Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur

Die für alle untersuchten Werte der Ladelufttemperatur jeweils über alle Motordrehzahlen gemittelte erzielbare Last zeigt eine signifikante Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur, wie in Abbildung 3 dargestellt. Gerade hin zu niedrigen Ladelufttemperaturen konnte gezeigt werden, dass die wesentliche Begrenzung neben der Abgastemperatur vor der Turbine vor allem der zulässige maximale Zylinder-

druck ist. Demnach ließe sich bei Anhebung des maximal zulässigen Zylinderdrucks die Volllast noch weiter erhöhen.

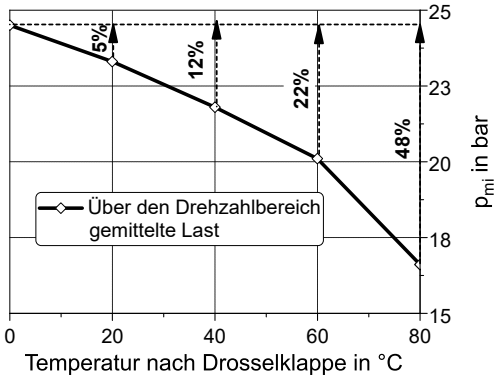


Abbildung 3: Einfluss der Ladelufttemperatur auf die durchschnittliche Last bei variablem Lambda und zulässigem max. Zylinderdruck von $p_{Z,max} = 80\,\text{bar}$

Motorwirkungsgrad und thermische Turbinenbelastung bei konstanter motorischer Volllast

Wird bei sonst konstanten Eingangsbetriebsparametern die Ladelufttemperatur abgesenkt, vergrößert sich der Abstand zu den Motorbetriebsgrenzen. Unter Beibehaltung der Last und der Betriebsgrenzen können dadurch die Betriebsparameter Zündzeitpunkt und Luftverhältnis wirkungsgradgünstiger eingestellt und die thermische Belastung der Turbine gesenkt werden. Das Potenzial der Ladelufttemperaturabsenkung zur Wirkungsgradverbesserung und zur Reduzierung der Abgastemperatur vor der Turbine wird exemplarisch[3] anhand der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Volllastlinien bei $T_{nDK} = 60\,°C$ und $80\,°C$ gezeigt.

Steigerung des Motorwirkungsgrads bei einer Referenz-Volllast ausgehend von $T_{nDK} = 80\,°C$

Zunächst wird die Volllastlinie (Referenz-Volllast) ermittelt, welche gerade noch bei einer Ladelufttemperatur von $80\,°C$ ($T_{nDK} = 80\,°C$) erreicht werden kann. Diese Volllastlinie dient als Referenz und wird für die übrigen Temperaturen reproduziert. Hierzu wurde der indizierte Mitteldruck bei jeder Temperatur so eingestellt,

[3] Aufgrund der Begrenzung durch den zulässigen max. Zylinderdruck beschränkt sich das verbleibende Wirkungsgradpotenzial, ausgehend von noch niedrigeren Ladelufttemperaturen, auf den Dichtegewinn durch Ladeluftkühlung. Dieses Potenzial ist relativ gering.

dass der effektive Mitteldruck der Referenzvolllast wie bei $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$ erreicht wurde. Die Messwerte sind in Abbildung 4 dargestellt.

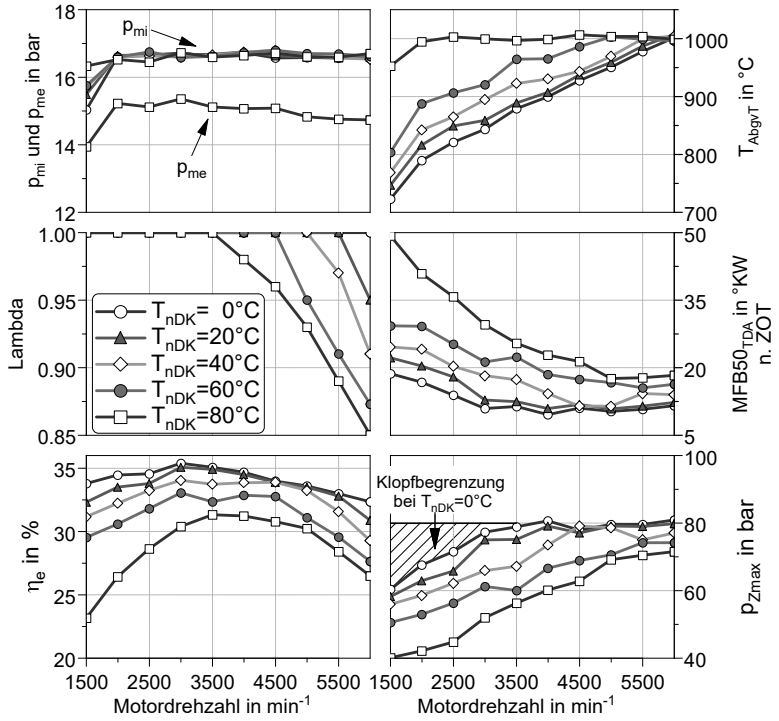


Abbildung 4: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Wirkungsgrad, Abgastemperatur vor der Turbine und wichtige Motorbetriebsgrößen bei Volllast $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$

Bei einer Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ kann über das gesamte Drehzahlband auf eine Gemischanreicherung (auf $\lambda < 1$) verzichtet werden. Vom thermodynamisch erwünschten Zündzeitpunkt bzw. Verbrennungsschwerpunkt muss klopfbedingt erst bei Drehzahlen $n < 2500\,\mathrm{min}^{-1}$ abgewichen werden. Die Abgastemperatur vor der Turbine kann in Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur stark gesenkt werden. Die größte Absenkung ist bei $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ und $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ möglich. Bei diesem Betriebspunkt liegt bei allen Ladelufttemperaturen ein stöchiometrisches Gemisch vor. Neben der niedrigen Ladelufttemperatur resultiert die Absenkung der Abgastemperatur vor der Turbine aus der möglichen Frühverstellung des Zündzeitpunkts und damit aus der Lage des Verbrennungsschwerpunktes.

Der größte Wirkungsgradzuwachs wird bei geringster untersuchter Ladelufttemperatur ($T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$) und niedrigster Drehzahl ($n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$) erreicht. Der Zündzeitpunkt kann aufgrund des geschaffenen Abstands zur Klopfgrenze weit in Richtung „früh“ verschoben werden und liegt damit in einen viel wirkungsgradgünstigeren Bereich. Dadurch wird für einen konstanten effektiven Mitteldruck (p_{me}) eine geringere Füllung bzw. ein niedrigerer Ladedruck benötigt. Aus diesem Grund kann auf die Verdichtungsarbeit des mechanisch angetriebenen Kompressors verzichtet werden. Begünstigt wird dieser Effekt durch die grundsätzliche Dichtesteigerung der dem Motor zugeführten Ladeluft bei Ladeluftkühlung.
Insbesondere bei der Ladelufttemperatur von $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$ fällt auf, dass die Klopfgrenze im Vergleich zu den vorangegangenen Versuchen (Anhebung der Volllast) trotz geringerer Last schon bei einem niedrigeren maximalen Zylinderdruck erreicht wird.

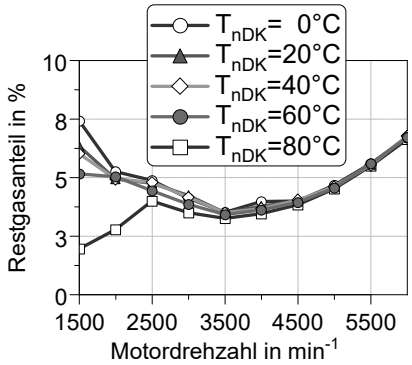


Abbildung 5: Restgasanteil in Abhängigkeit von Drehzahl und T_{nDK} bei Volllast $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$

Der Grund dafür liegt im relativ hohen Restgasanteil, wie in Abbildung 5 beschrieben. Durch den Verzicht auf die zusätzliche Verdichtung durch den mechanischen Kompressor ist die Restgasausspülung beeinträchtigt, wodurch die Klopfneigung zunimmt.

Steigerung von Motorwirkungsgrad bei einer Referenzvolllast ausgehend von $T_{\mathrm{nDK}} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$

Wird ausgehend von der Volllastlinie zu $T_{\mathrm{nDK}} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$ unter Beibehaltung des effektiven Mitteldrucks die Ladelufttemperatur abgesenkt, lassen sich signifikante Steigerungen im effektiven Wirkungsgrad erzielen und die Abgastemperatur vor der Turbine erheblich senken, siehe Abbildung 6. Das größte Potenzial bietet auch

hier die tiefste untersuchte Ladelufttemperatur ($T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$) in Kombination mit der niedrigsten Drehzahl ($n = 1500\,\mathrm{min}^{-1}$). In diesem Betriebspunkt wird eine Steigerung des Wirkungsgrades um 27 % erzielt. Gleichzeitig sinkt die Abgastemperatur vor der Turbine um 135 K.

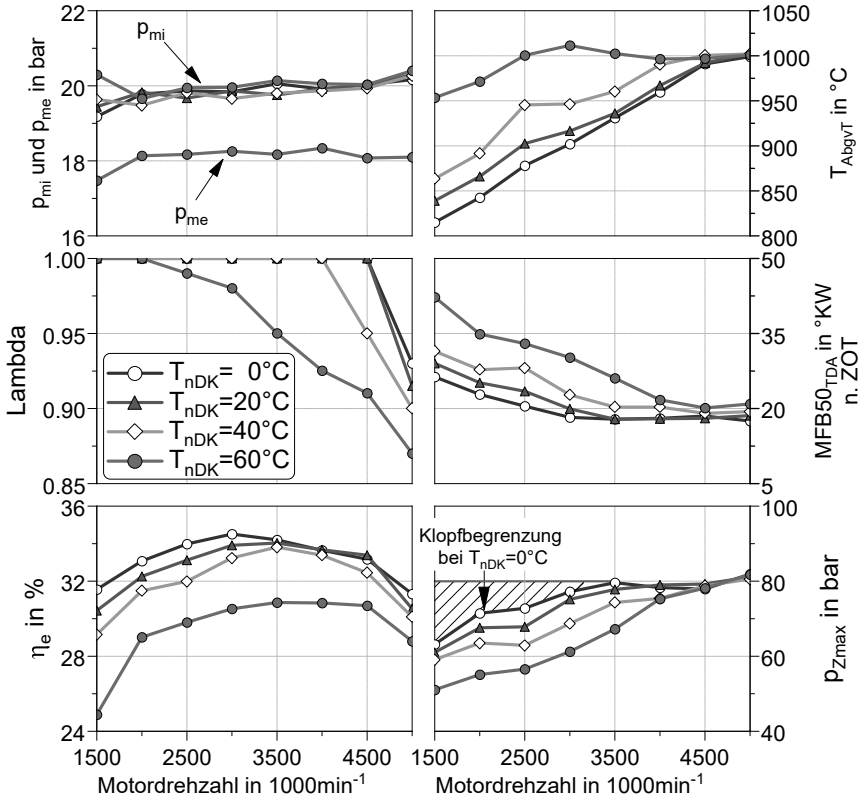


Abbildung 6: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Wirkungsgrad, Abgastemperatur vor der Turbine und wichtige Motorbetriebsgrößen bei Volllast $T_{\mathrm{nDK}} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$

Im Vergleich zur Volllast der vorangegangenen Versuche (Anhebung der Volllast) wird bei der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ die Klopfgrenze bereits bei geringeren Werten für den maximalen Zylinderdruck erreicht. Der Grund hierfür liegt in dem höheren Restgasanteil, dargestellt in Abbildung 7, bei niedrigen Motordrehzahlen $n < 2500\,\mathrm{min}^{-1}$.

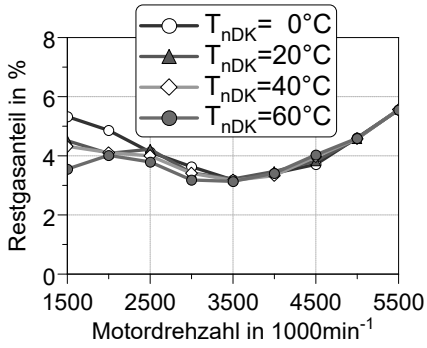


Abbildung 7: Restgasanteil in Abhängigkeit von Drehzahl und T_{nDK} bei Volllast $T_{\mathrm{nDK}} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$

Der über alle untersuchten Motordrehzahlen gemittelte Wirkungsgrad ist für beide Lastlinien in Abbildung 8 dargestellt. Zusammenfassend lässt sich hier ebenfalls feststellen, dass das Erreichen des maximal zulässigen Zylinderdrucks auch in diesem Versuch eine weitere Wirkungsgradsteigerung verhindert hat, insbesondere bei niedrigen Ladelufttemperaturen.

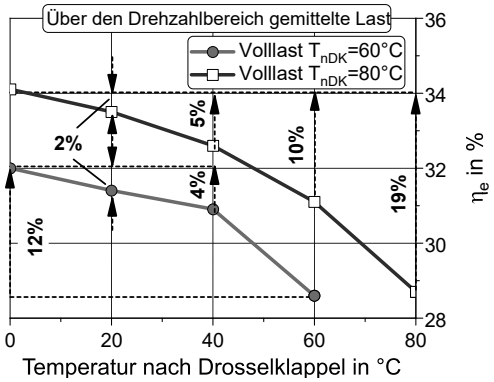


Abbildung 8: Einfluss der Ladelufttemperatur auf den durchschnittlichen effektiven Wirkungsgrad bei den Volllastlinien $T_{\mathrm{nDK}} = 60\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $80\,^{\circ}\mathrm{C}$

Steigerung der Nennleistung und des maximalen Zylinderdrucks bis zur Klopfgrenze

Die bisherigen Untersuchungen haben gezeigt, dass für relativ hohe Ladelufttemperaturen ($T_{\mathrm{nDK}} = 40\,^{\circ}\mathrm{C}$ bis $60\,^{\circ}\mathrm{C}$) die erzielbare Last vorrangig durch die zulässige Abgastemperatur vor der Turbine und das Motorklopfen begrenzt ist. Die Untersuchungen haben auch ergeben, dass für moderate Ladelufttemperaturen ($T_{\mathrm{nDK}} < 40\,^{\circ}\mathrm{C}$) und insbesondere hohe Drehzahlen die Last nicht mehr durch das Motorklopfen begrenzt ist, sondern durch die zulässigen Grenzen für die Abgastemperatur vor der Turbine und den maximalen Zylinderdruck. Beide Limitierungen sind teilweise frei wählbar, da durch beanspruchungsgerechte Konstruktion und Werkstoffwahl die thermische und mechanische Bauteilfestigkeit beeinflussbar sind.
Die brennverfahrensseitige obere Lastgrenze bildet beim Ottomotor zunächst nur die Klopfgrenze. Um das Potenzial der Ladelufttemperatur zur Erhöhung der brennverfahrensseitigen Lastgrenze zu ermitteln, wird die Last bei den folgenden Versuchen bis zur Klopfgrenze, unabhängig vom auftretenden maximalen Zylinderdruck, erhöht. Als Grenze der thermischen Belastung wird die Abgastemperatur vor der Turbine $T_{\mathrm{AbgvT}} = 1000\,^{\circ}\mathrm{C}$ beibehalten. Das Ziel dieser Untersuchungen ist es, das mittels Ladelufttemperaturabsenkung erreichbare Volllastplateau und die erzielbare Leistungsdichte im Nennleistungspunkt zu ermitteln.

Steigerung des Mitteldruckniveaus an der Volllast

Das für aufgeladene Pkw-Ottomotoren charakteristische Volllastplateau beschreibt den Abschnitt der Volllastkurve über der Motordrehzahl, in dem die Last praktisch konstant ist. Neben der absoluten Höhe dieses Lastniveaus sind dessen Lage und Breite über der Drehzahl entscheidend für die Güte [4; 5] eines aufgeladenen Motors und damit die Fahrbarkeit im Fahrzeug.
Die vorangegangenen Versuche haben gezeigt, dass für Drehzahlen $n > 3500\,\mathrm{min}^{-1}$ bei niedrigen Ladelufttemperaturen der Abstand zur Klopfgrenze nicht ausgeschöpft wird. Bei niedrigeren Drehzahlen zeigte sich, dass die Förderleistung der Aufladeaggregate teilweise die erzielbare Last begrenzte. Daher soll nachfolgend exemplarisch das Potenzial der Ladelufttemperatur zur Erhöhung des indizierten Mitteldrucks und der effektiven Leistung bei den Drehzahlen $n = 3500\,\mathrm{min}^{-1}$ (Abbildung 9) und $n > 4500\,\mathrm{min}^{-1}$ (Abbildung 10) betrachtet werden.

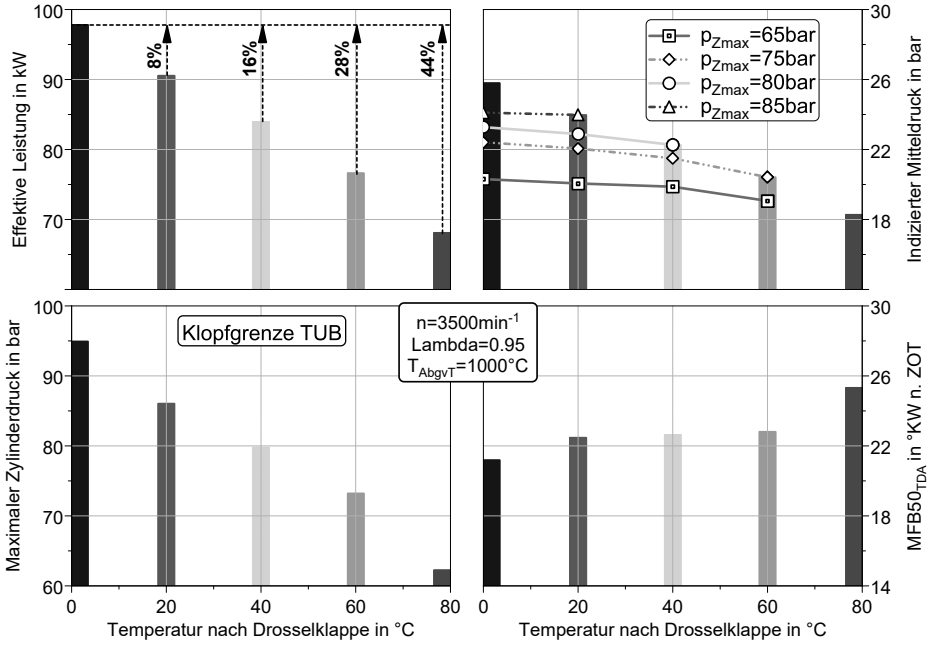


Abbildung 9: Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Verschiebung der Klopfgrenze und die erzielbare Leistung bzw. Last bei $n = 3500\,\mathrm{min}^{-1}$

Mit diesen Versuchen wurden folgende Ergebnisse erzielt:

- Mit sinkender Ladelufttemperatur wird die Klopfgrenze bei beiden Drehzahlen erst bei höheren Werten des maximalen Zylinderdrucks erreicht. Diese Druckgrenze scheint linear abhängig von der Ladelufttemperatur zu verlaufen.
- In Abbildung 9 und Abbildung 10 (Teildiagramm oben rechts) sind die erzielbaren Lastzunahmen in Abhängigkeit vom maximal zulässigen Zylinderdruck dargestellt. Das Potenzial zur Laststeigerung durch Absenken der Ladelufttemperatur ist auch bei konstantem maximalen Zylinderdruck signifikant.
- Der maximale indizierte Mitteldruck wird bei der niedrigsten hier betrachteten Ladelufttemperatur ($T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$) erzielt. Unter den gewählten Betriebsbedingungen (λ, T_{AbgvT}) wird bei beiden Drehzahlen eine maximale Last von fast $p_{\mathrm{mi}} = 26\,\mathrm{bar}$ erreicht.

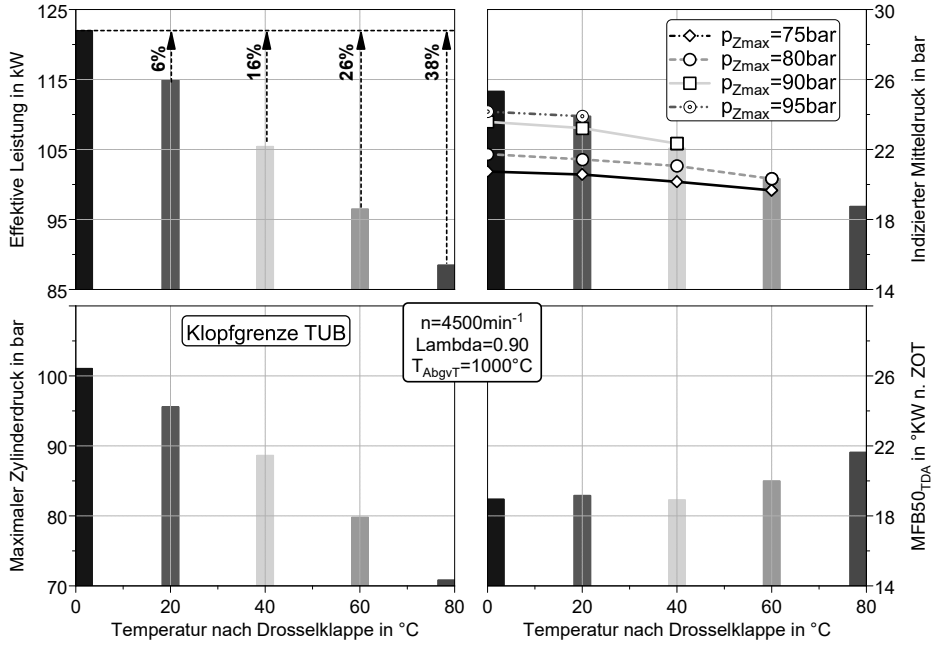


Abbildung 10: Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Verschiebung der Klopfgrenze und die erzielbare Leistung bzw. Last bei $n = 4500\,\mathrm{min}^{-1}$

Steigerung der Nennleistung

Zur Ermittlung des Potenzials der Ladelufttemperatur zur Steigerung der Nennleistungsdichte wird zunächst die Nenndrehzahl festgelegt. Aus den bisher erzielten Ergebnissen (siehe Abbildung 1) ist keine für alle Ladelufttemperaturen eindeutig gültige Nenndrehzahl ableitbar. Je nach Ladelufttemperatur könnten zwei unterschiedliche Drehzahlen als Nenndrehzahl definiert werden ($n = 5500\,\mathrm{min}^{-1}$ und $n = 6000\,\mathrm{min}^{-1}$). Der Restgasgehalt ist bei $n = 6000\,\mathrm{min}^{-1}$ signifikant höher (siehe Abbildung 2). Dies erhöht die Klopfneigung unabhängig von der jeweiligen Ladelufttemperatur der Frischladung und würde somit den Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Steigerung der Leistungsdichte verzerren. Um ein möglichst hohes Potenzial der Ladelufttemperaturabsenkung hinsichtlich der Leistungssteigerung ausweisen zu können, wird daher $n = 5500\,\mathrm{min}^{-1}$ als Nenndrehzahl definiert. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Abbildung 11 dargestellt.

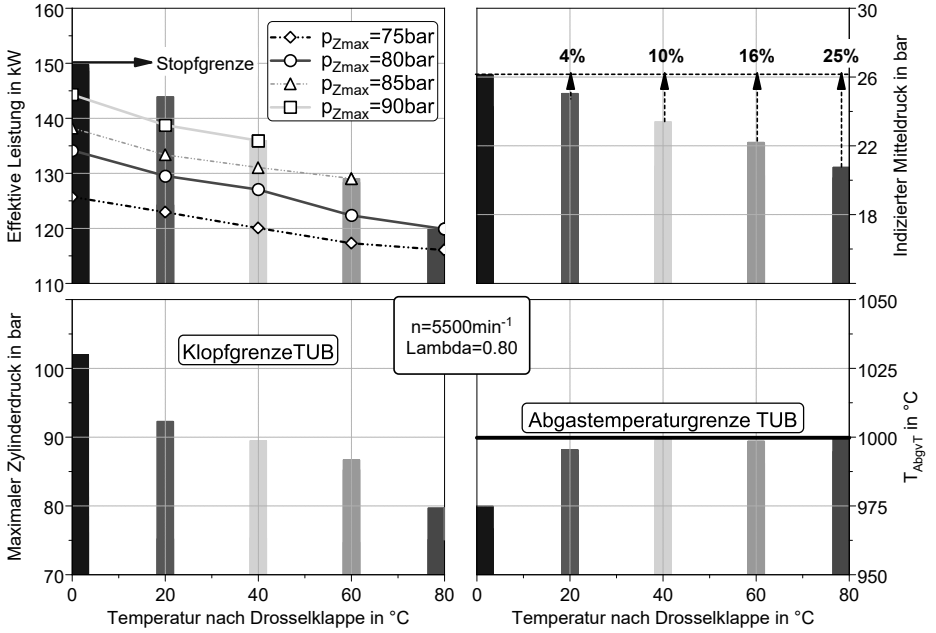


Abbildung 11: Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Verschiebung der Klopfgrenze und die erzielbare Leistung bzw. Last bei $n = 5500\,\mathrm{min}^{-1}$

Es wurden folgende Ergebnisse erzielt:

- Die Leistungsdichte nimmt in erster Näherung linear mit der Ladelufttemperaturabsenkung zu. Bei einer Ladelufttemperatur von $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ wird eine Leistungsdichte von $108\,{}^{\mathrm{kW}}/_{\mathrm{l}}$ erzielt.
- Die Klopfgrenze wird bei $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ erst bei $p_{\mathrm{Z,max}} \approx 103\,\mathrm{bar}$ erreicht, was einen um mehr als 20 bar höheren max. Zylinderdruck gegenüber einem Betrieb bei der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 80\,^{\circ}\mathrm{C}$ erlaubt.
- Der indizierte Mitteldruck bei $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ liegt mit $p_{\mathrm{mi}} = 26\,\mathrm{bar}$ auf gleichem Niveau wie bei den Drehzahlen $n = 3500\,\mathrm{min}^{-1}$ und $n = 4500\,\mathrm{min}^{-1}$ (siehe Abbildung 9 und Abbildung 10). Das bedeutet, dass bei ausreichend niedriger Ladelufttemperatur und keiner Begrenzung für den maximalen Zylinderdruck ein konstantes Volllastniveau von $p_{\mathrm{mi}} = 26\,\mathrm{bar}$ über ein breiteres Drehzahlband darstellbar wäre.

- Die isobaren (max. Zylinderdruck) Leistungslinien (Abbildung 11 Teildiagramm links oben) verdeutlichen zwei Tatsachen: Erstens nimmt die Leistung ungefähr linear mit dem zulässigen maximalen Zylinderdruck zu. Zweitens hängt die absolute Höhe des zulässigen maximalen Zylinderdrucks von der Ladelufttemperatur ab. Könnte im Fahrzeug eine konstant[4] niedrige Ladelufttemperatur realisiert werden, dann wäre es möglich, die zulässige mechanische Bauteilbelastung in Abhängigkeit der definierten Ladelufttemperatur festzulegen. Die Ladelufttemperatur würde so zu einem Freiheitsgrad bei der Auslegung von aufgeladenen Ottomotoren.

Bei der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ wird die thermische Belastungsgrenze nicht ausgeschöpft, die Abgastemperatur vor der Turbine liegt 25 K unter der Temperaturgrenze. Durch Ausnutzung dieses Abstands könnte unter Anpassung des Zündzeitpunkts die Last noch weiter gesteigert werden. Allerdings hat bei diesem Betriebspunkt der Turboladerverdichter bereits die Stopfgrenze erreicht. Eine weitere Erhöhung des Luftmassenstroms und der Last ist daher mit diesem Aufladeaggregat alleine nicht mehr möglich. Eine weitere Steigerung der Last könnte auch durch die Rücknahme der Anreicherung erreicht werden. Diese Maßnahme wurde im Rahmen dieser Studie nicht experimentell untersucht.

Steigerung der Nennleistung durch zusätzliche Fremdaufladung

Um das Potenzial der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ zur Steigerung der Leistungsdichte bei konstanten Randbedingungen darstellen zu können, muss die thermische Belastungsgrenze für die Abgastemperatur vor der Turbine bis zu ihrem zulässigen Maximalwert ($T_{\mathrm{AbgvT}} = 1000\,^{\circ}\mathrm{C}$) ausgeschöpft werden. Da der hierfür erforderliche Luftmassenstrom nicht durch die motoreigenen Aufladeaggregate gefördert werden kann, wird der Versuchsträger zusätzlich durch ein „motorfremdes“ Aggregat aufgeladen.
Als Fremdaufladung wird ein mechanischer Kompressor verwendet, der nicht durch den Versuchsträger angetrieben wird. Der durch die Fremdaufladung geförderte Luftmassenstrom wird nach dem Turboladerverdichter eingeleitet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 12 dargestellt. Unter Einsatz der Fremdaufladung wird bei der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ eine Leistungsdichte von 115 $\mathrm{kW/l}$ erzielt.

[4] Das heißt, die Ladelufttemperatur ist hinreichend unabhängig vom Motorbetriebspunkt und den Umgebungsbedingungen, wie z. B. der Außenlufttemperatur.

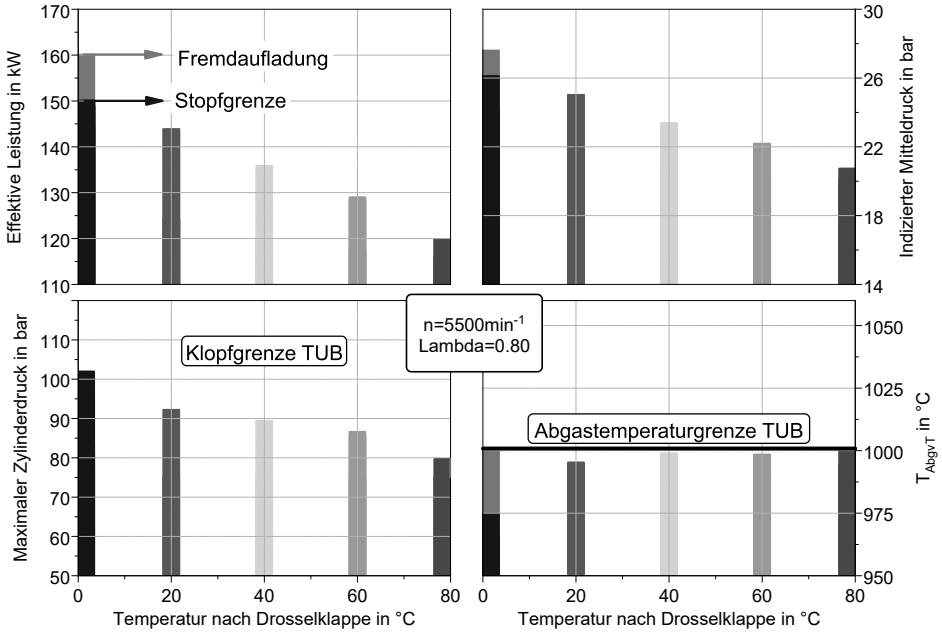


Abbildung 12: Potenzial der Ladelufttemperatur zur Steigerung der Leistungsdichte bei zusätzlicher Fremdaufladung

Steigerung der Nennleistung durch zusätzliche Fremdaufladung und Anhebung der Klopfgrenze auf den Serienstand

Um das Grenzpotenzial der Ladelufttemperatur zur Steigerung der Leistungsdichte möglichst seriennah darstellen zu können, wurde die Klopfschwelle auf die Klopfgrenze der Serienapplikation[5] erhöht. Die damit erzielten Ergebnisse sind in Abbildung 13 dargestellt. Durch Anwendung dieser seriennahen Klopfgrenze lässt sich bei einer Ladelufttemperatur von $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ die Leistungsdichte auf $122\,\mathrm{kW/l}$ steigern.

[5] Unter Einsatz des Seriensteuergeräts wurde die darin applizierte Klopfschwelle am Prüfstand mithilfe des Indiziersystems ermittelt. Die Klopfschwelle der Serienapplikation erlaubt bei dieser Drehzahl eine Klopfamplitude von $PS = 5{,}5\,\mathrm{bar}$. Durch Anwendung dieses Kriteriums verdoppelt sich die zulässige Klopfamplitude.

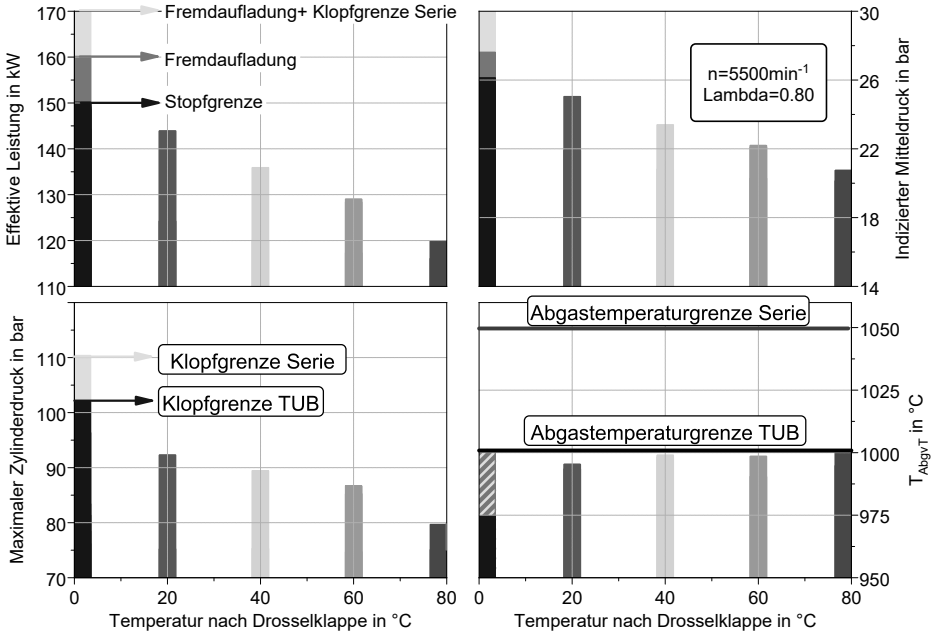


Abbildung 13: Potenzial der Ladelufttemperatur auf die Steigerung der Leistungsdichte bei zusätzlicher Fremdaufladung und Anwendung der Serienklopfgrenze

Die Abgasturbine des Versuchsträgers ist für Turbineneintrittstemperaturen bis zu 1050 °C ausgelegt. Um das Potenzial der Ladelufttemperatur zur Steigerung der Leistungsdichte voll ausschöpfen zu können, müsste die Last bis an diese thermische Belastungsgrenze angehoben werden. Am zur Verfügung stehenden Motorprüfstand lässt sich die Last aus zwei Gründen aber nicht weiter steigern. Erstens ist auch die Aufladegrenze der Fremdaufladung bereits ausgeschöpft. Zweitens ist die Serienabgasturbine in Kombination mit ihrem Wastegate nicht für den erforderlichen Massenstrom ausgelegt. Der Abgasturbolader würde eine zu hohe Drosselwirkung ausüben, womöglich würde in seinem engsten Querschnitt sogar die Schallgeschwindigkeit erreicht werden, sodass eine weitere Steigerung des Gesamtmassenstroms unmöglich wäre.

Simulationsstudie zum Grenzpotenzial des Brennverfahrens

Um das Potenzial der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ zur Steigerung der Leistungsdichte unter Ausnutzung der Serienklopfgrenze und der in der Serie zulässi-

gen Abgastemperatur vor der Turbine ($T_{\mathrm{AbgvT}} = 1050\,^{\circ}\mathrm{C}$) bestimmen zu können, wird mithilfe der Motorprozess-Simulations-Software GT-Power der Versuchsträger als mit einer zweistufigen ATL-Aufladung ausgerüstet simuliert. Theoretische Vorbetrachtungen hatten nämlich ergeben, dass der notwendige Ladedruck für die gewünschte Spreizung des Massenstroms effektiver mit zwei Abgasturboladern darzustellen ist als mit einem Abgasturbolader und einem mechanischen Kompressor. Die Charakteristiken der beiden dazu ausgewählten Abgasturbolader sind in Abbildung 14 abgebildet. Der kleinere Verdichter (schwarz) liefert einen ausreichend hohen Ladedruck auch schon bei geringen Massendurchsätzen, sodass ein akzeptables Low-End Torque erreicht wird. Der größere Verdichter (grau) weist dagegen mit seinen hohen Massenströmen das für den oberen Motorleistungsbereich erforderliche Luftfördervermögen auf. Zudem verfügt die größere Abgasturbine über ein genügend großes Schluckvermögen, um noch vertretbare Drosselverluste zu gewährleisten.

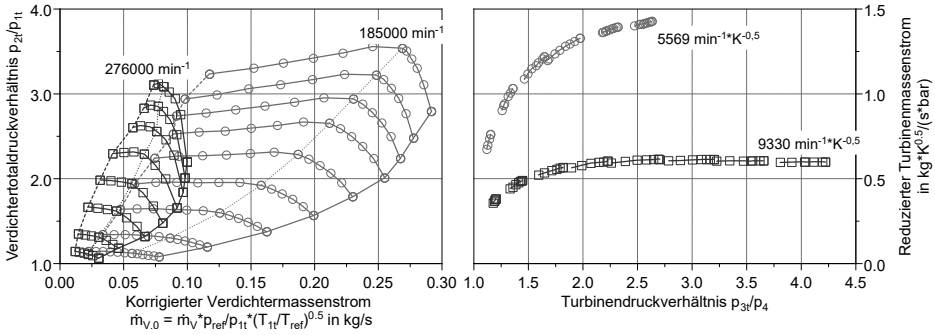


Abbildung 14: Verdichterkennfeld (links) und Turbinenkennfeld (rechts) der ausgesuchten Aufladeaggregate

Die Modellierung des Brennverlaufs erfolgt im hier verwendeten Programmsystem zur Motorprozesssimulation mittels Wiebe-Brennverlauf [5]. Die Kenngrößen der Wiebe-Brennverläufe (MFB50, Brenndauer und Formparameter) wurden aus Zylinderdruckverläufen mithilfe der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse ermittelt.

Der zulässige maximale Zylinderdruck entspricht den am Prüfstand ermittelten Grenzwerten unter Einhaltung der Klopfgrenze aus der Serienapplikation. Das Luftverhältnis (siehe Abbildung 15) für die Variante der zweistufigen Aufladung entspricht den Werten der Prüfstandsversuche.

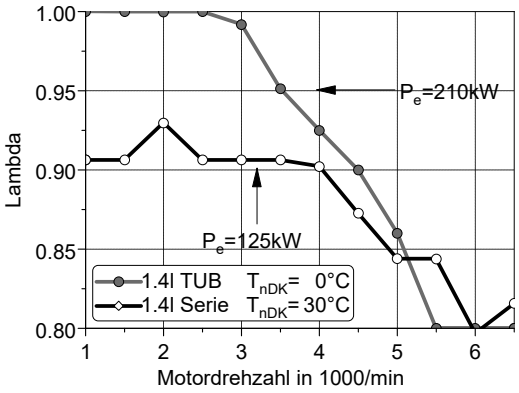


Abbildung 15: Luftverhältnis in Abhängigkeit von der Motordrehzahl für die Serienapplikation und die leistungsgesteigerte Variante

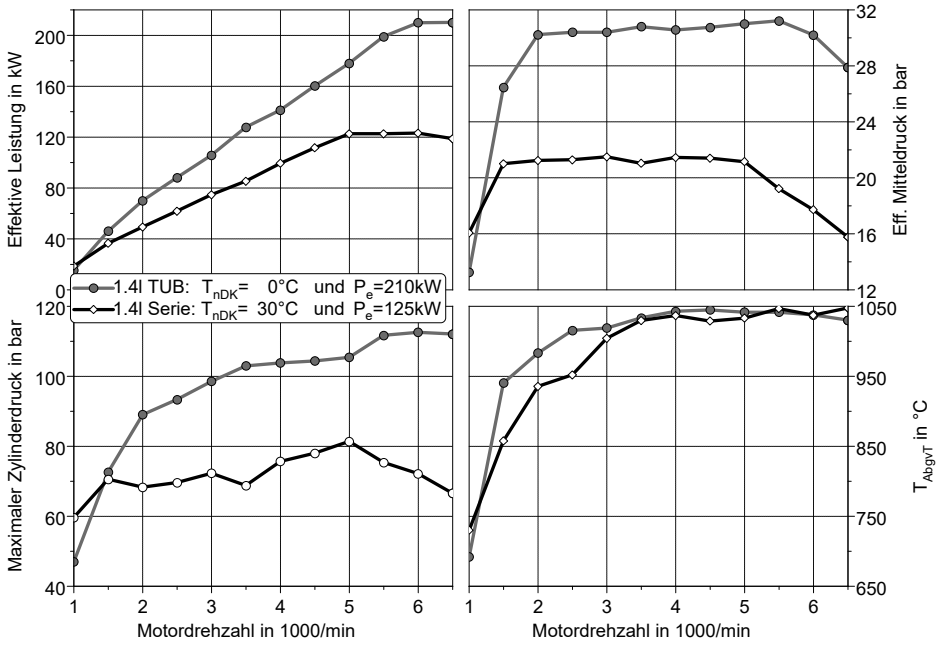


Abbildung 16: Simulation des Grenzpotenzials der Ladelufttemperatur $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ zur Steigerung der Leistungsdichte im Vergleich zur Serienapplikation

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 16 dargestellt. Unter Ausnutzung der zulässigen thermischen Turbinenbelastung und Steigerung des maximalen Zylinderdrucks bis zum Erreichen der Klopfgrenze ergibt die Simulation bei einer Ladelufttemperatur von $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ bei diesem Brennverfahren eine Leistungsdichte von bis zu 151 kW/l. Dies entspricht einer Nennleistung von 210 kW bei einer Drehzahl von $n = 6000\,\mathrm{min}^{-1}$.
Mithilfe der zweistufigen Abgasturboaufladung ist zudem das maximale Volllastdrehmoment über einen weiten Drehzahlbereich abrufbar. Die Aufladung mittels mechanischen Kompressors der Serienapplikation kann lediglich bei der niedrigsten Drehzahl von $n = 1000\,\mathrm{min}^{-1}$ einen Lastvorteil erzielen.

Zusammenfassung

Die vorangegangenen experimentellen Versuche zur Bestimmung der Erhöhung der Leistungsdichte durch Absenkung der Ladelufttemperatur wurden bei der Drehzahl $n = 5500\,\mathrm{min}^{-1}$ durchgeführt. In der Simulation wird bei dieser Drehzahl eine effektive Leistung von $P_{\mathrm{e}} = 200\,\mathrm{kW}$ erzielt, was einer Leistungsdichte von 144 kW/l entspricht.

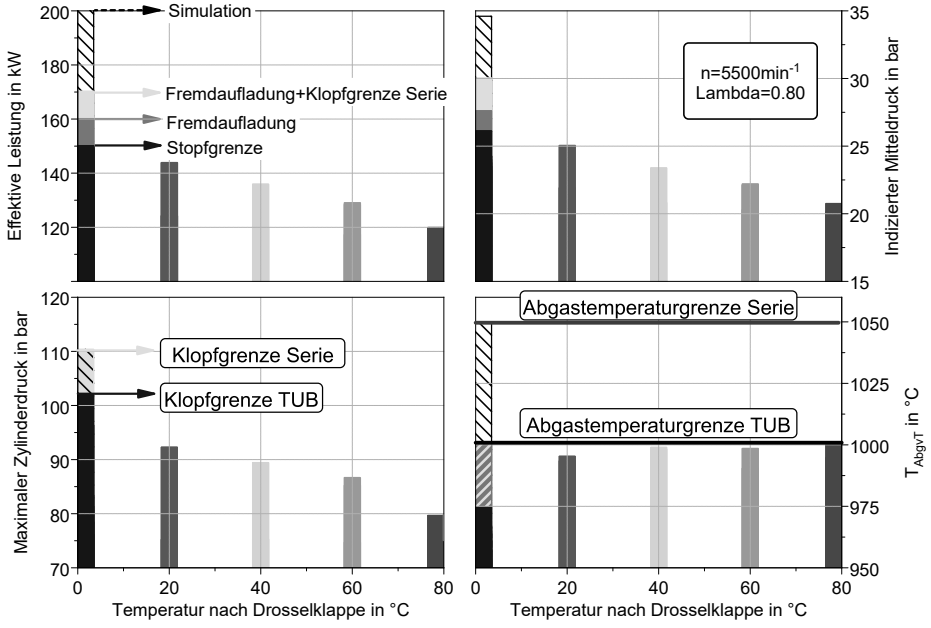


Abbildung 17: Grenzpotenzial der Ladelufttemperatur auf die Steigerung der Nennleistungsdichte

Werden die Resultate der Prüfstandsversuche durch die Ergebnisse der Motorprozesssimulation ergänzt, zeigt sich, dass unter Ausnutzung der thermischen Turbinenbelastung und Steigerung des Spitzendrucks bis zur Klopfgrenze bei einer Ladelufttemperatur von $T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ ein indizierter Mitteldruck von fast $p_{\mathrm{mi}} = 35\,\mathrm{bar}$ seitens des Brennverfahrens realisierbar wäre.
Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine sehr niedrige Ladelufttemperatur ($T_{\mathrm{nDK}} = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$) die Klopfgrenze hin zu hohen max. Zylinderdrücken verschiebt. Dadurch lässt sich prinzipiell eine Literleistung ($151\,\mathrm{kW/l}$) darstellen, die sowohl den heutigen Serienstand als auch die für die absehbare Zukunft prognostizierten Literleistungen übertrifft.

Literatur

[1] Merker, G.; Schwarz, C., Hrsg.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009. ISBN: 978-3-8348-9344-4.

[2] Kadunic, S.; Scherer, F.; Baar, R.; Friedrich, I.: „Cool2Power – Increased petrol engine power and efficiency through an AC driven intercooling system“. In: *11th International Conference of Turbochargers and Turbocharging*. London, 2014.

[3] Habermann, K.: „Untersuchungen zum Brennverfahren hochaufgeladener Pkw-Ottomotoren“. Dissertation. RWTH Aachen, 2000.

[4] van Basshuysen, R.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-658-01408-7.

[5] Vibe, I.: *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1970. ISBN: 978-3-658-01408-7.

Biografische Notiz

Samir Kadunic war als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet von Roland Baar tätig. In 2014 wurde er an der Technischen Universität Berlin zum Thema „Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Motorbetrieb und ihr Potenzial zur Steigerung von Wirkungsgrad und Leistungsdichte des aufgeladenen Ottomotors“ promoviert. Roland Baar war der Vorsitzende des Promotionsausschusses. Samir Kadunic hat die fachliche und persönliche Unterstützung von Roland Baar für seine Mitarbeiter*innen und Studierenden sehr geschätzt.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

3D-CFD optimisation of a T-piece junction in an engine inlet air path

Yang Liu, Anselm Hopf, Richard Burke

The optimisation of the inlet air path in multi-stage engine boosting systems is complex because of package constraints. However, the design of the intake path has consequences for the engine efficiency due to pressure losses incurred but also because it affects the performance of the turbomachinery. By applying Computational Fluid Dynamics (CFD) to the individual components, the inflow of the turbocharger can potentially be optimised to improve turbocharger efficiency. In this paper, the intake of a two-stage boosting system comprising a low-pressure electrically driven compressor (EDC) and a high-pressure turbocharger compressor is examined. In particular, the design of a T-piece junction that links both the output from the EDC and from the EDC bypass to the turbocharger compressor is found to be a key component that affects airflow pressure drop. Both parametric and non-parametric CFD optimisation approaches were used; the optimisation targets were minimising the pressure drop and swirl along the air path towards the turbocharger inlet. The optimised T-piece junction achieved a 15 % pressure drop reduction, and the compressor efficiency in the low-speed region has been improved from 68 % to 70 %.

Introduction

Boosting technology has more than 100 years of history [1]. Superchargers and turbochargers are widely used to downsize engines and reduce vehicle emissions. Single-stage turbochargers with high compression ratios can deliver high-density intake air, but its operation is limited in mass-flow range and upper turbo speed. In order to overcome these drawbacks without losing transient performance, two-stage sequential boosting systems are becoming more popular. This approach combines the advantages of a smaller turbocharger, i.e. high pressure ratio at low mass flows and lower turbo lag, with the higher efficiency and higher peak power of a larger turbocharger [2]. Vehicle hybridisation and electrification technologies have become the most significant trends in powertrain development. Nowadays, the electrification of powertrains is the accepted roadmap for automotive vehicles.

The adoption of 48 V systems facilitates the use of technologies such as electric boosting and integrated starter-generators. The introduction of these technologies gives new opportunities for engine air-path design as an electrical energy source may now be used in addition to the conventional mechanical and exhaust thermal power sources used in super- and turbochargers [3].
For two-stage boosting systems, the airflow conditions on an engine inlet and outlet side significantly affect the system efficiency and emissions [4; 5]. In a typical two-stage system, flow splitters or so-called T-pieces are used to allow air to flow through or to bypass one of the boosting components. These pipe sections, therefore, have two flow paths that need to be optimised with regard to pressure losses and fit into the available package space. Computational Fluid Dynamics (CFD) is widely used for fluid simulation and optimisation, helping to optimise the fluid domain and to accurately determine the flow [6; 7]. This is usually achieved by using a parametric optimisation method that seeks to minimise the pressure loss in the piping network. However, when the turbomachinery is also taken into account, swirl in the flow can also impact on the compressor efficiency [8].
This paper investigates parametric and non-parametric CFD-based topology optimisation methods [9] to design a mixing pipe section in the inlet air path of a two-stage boosting system. The T-piece junction receives flow from either an electrically driven compressor or through a bypass leg and delivers flow to a turbocharger compressor. The optimisation seeks to maximise the efficiency of the compressor.

Intake air path description

The simulation and optimisation are focused on a T-piece junction in a two-stage turbocharged engine inlet air path. Figure 1 shows the fundamental structure of the engine inlet air path, the T-piece junction between the electrically driven compressor (EDC) and the compressor (C) of the turbocharger.

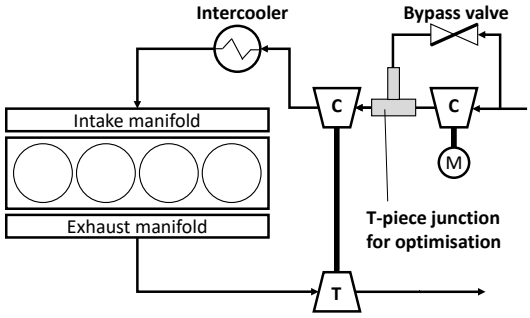


Figure 1: System layout highlighting the T-piece junction to be optimised

Figure 2 shows the fluid domain including the flow path extracted by ANSYS. There are two load cases that need consideration resulting in a multi-objective optimisation problem with one final design for the T-piece junction.

1. EDC bypassed case (turbocharger only shown in the graph), which is connected with high engine-speed operation
2. Two-stage case (EDC and turbocharger), which is connected with low engine-speed operation

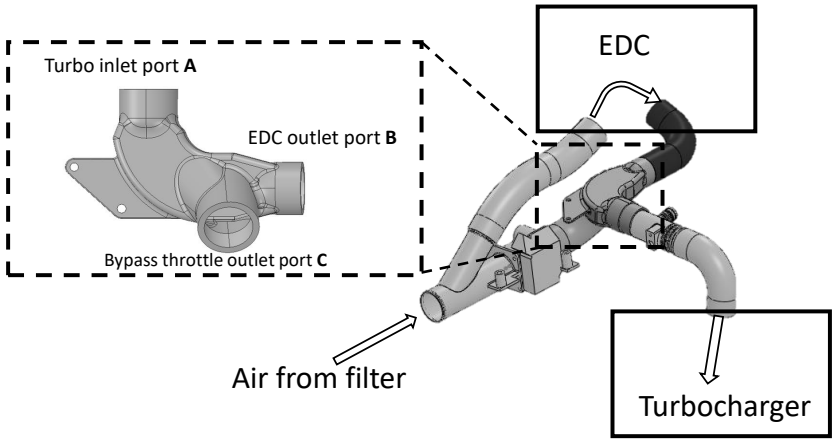


Figure 2: Fluid domain and flow path

The boundary conditions for each of the operating points are taken from a 1D engine performance model. These boundary conditions are summarised in table 1 together with the ports and flow directions indicated in figure 2.

Table 1: Simulation boundary setup

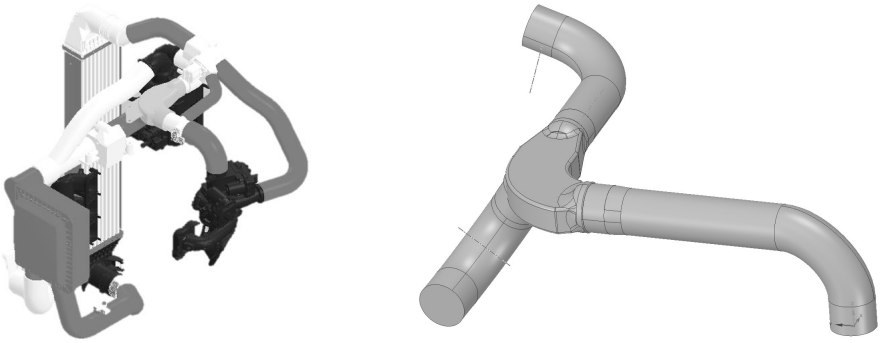
	Boundary status	**Pressure**	**Mass flow**
	-	Pa	$^{kg}/_{s}$
Turbo inlet (A)	Outlet	relative -5 300	0.0939
EDC outlet (B)	Inlet2	absolute 97 000	0.0405
Bypass outlet (C)	Inlet1	absolute 97 000	0.0534

Methodology

In this section, the configuration of the model will be presented to illustrate how the intake geometry and the compressor were modelled. This will be followed by the optimisation approach, contrasting the non-parametric topology optimisation approach with the parametric method. Finally, the configuration of the CFD and an analysis of mesh sensitivity will be presented.

3D-model configuration

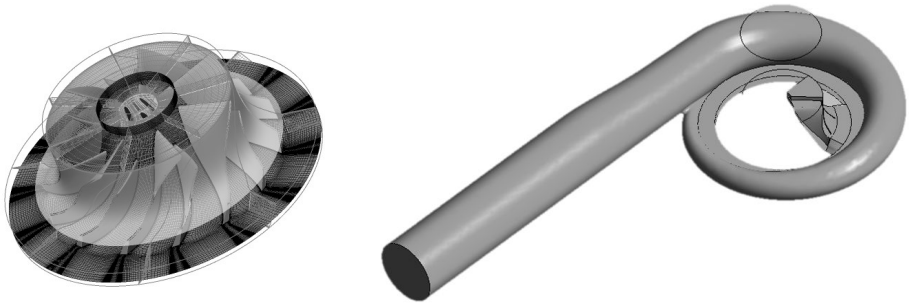
Firstly, ANSYS Fluent was used to generate a baseline model with reference airflow characteristics. The result is compared with each optimisation result to evaluate the effective reduction of the pressure drop within the T-piece junction.
Figure 3a shows the whole air-path system CAD model (excluding the base engine) and the extracted components that are necessary around the T-piece junction. In order to further simplify the model, the EDC inlet pipes and small flow areas (pressure control valve etc.) were deleted. The resulting fluid domain of the baseline model for the start of the CFD simulation is shown in figure 3b.



(a) **(b)**

Figure 3: (a) Complete intake air-path design and (b) simplified air-path fluid domain for simulation and optimisation

A compressor model was connected to the T-piece outlet. This is required to estimate how any change in pressure drop or swirl flow resulting from the optimisation would impact the turbocharger compressor efficiency or isentropic power. Figure 4 shows the model of the turbo compressor (blade geometry (a) and volute (b)) in ANSYS.



(a) **(b)**

Figure 4: (a) Compressor blade geometry and (b) volute model

Optimisation approaches

The focus of this paper is the optimisation of one intake path component using 3D simulation software. ANSYS and Tosca Fluid are the two software systems employed. ANSYS is used for modelling and ANSYS Fluent as CFD simulation solver. Tosca Fluid is used for optimising the T-piece shape with CFD topology optimisation. The research in this paper covers the three stages shown in figure 5, which are modelling, optimisation, and the outcome of the work.

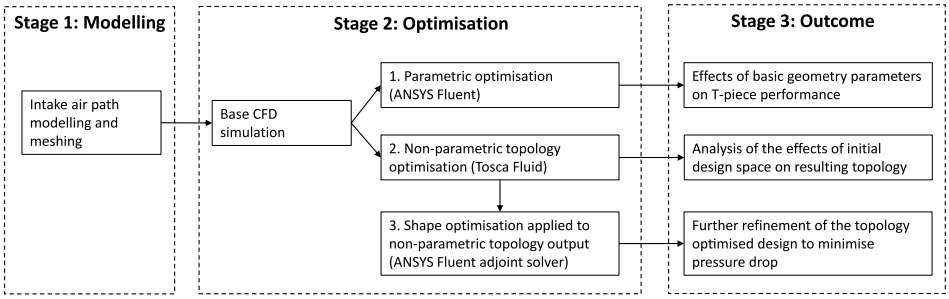
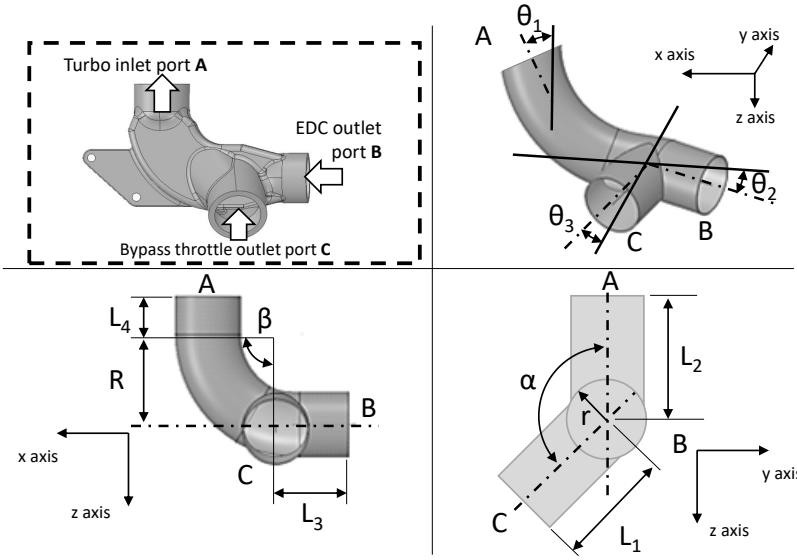


Figure 5: Overview of the approach using different optimisation methods

In this work, three different 3D simulation methods were used in the optimisation stage:

Parametric optimisation (ANSYS Fluent): Parameterisation is a common method in geometry optimisation. As the original T-piece was not a parameterised design, it was simplified and parameterised as a group of pipes. Figure 6 shows the parameters defined for simplifying the T-piece junction. However, due to the limits of the design space for the whole air-path system only part of the full range was considered. The impact of the parameters on the shape of the T-piece is exemplified in table 2. Design of Experiments (DoE) is then used to explore the design space defined by these parameters.

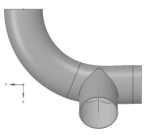
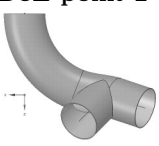
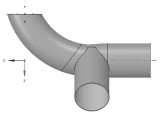
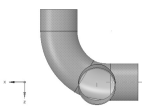


L_1	distance from C port face to x axis	α	angle between A and C port legs
L_2	distance from A port face to x axis	β	angle of A port curvature arc
L_3	distance from B port face to origin	Θ_1	A port face angle with z axis
L_4	length of A port stub	Θ_2	B port angle with x axis
R	radius of A port curvature	Θ_3	C port angle with y axis
r	port inner radius		

Figure 6: Parameterisation of the T-piece junction

Non-parametric topology optimisation (Tosca Fluid): The next optimisation approach is the CFD topology optimisation, which is the key part of this research, combining ANSYS Fluent and Tosca Fluid simulation. A so-called design space has to be defined, e.g. in a CAD system, and then imported and meshed with ANSYS. This step includes the setup of boundary conditions. Tosca Fluid will act as optimisation solver working together with ANSYS Fluent as CFD solver.
During the optimisation run, the finite volumes of the design space will be switched on or off by the algorithm, which finally controls whether flow is running through a volume cell or not. This methodology can be explained with a look at the nature of a river delta. Zones of backflow and recirculation have been eliminated by the accumulation of sand, so-called sedimentation. Tosca Fluid is using the same bionic idea and is thus called bionic optimisation method [10]. The result of the optimisation run is a stepped brick model, which is smoothed afterwards. The process is shown in figure 7, which is an example of an engine exhaust port design. After the optimised fluid model has been generated, further CFD simulation is done in ANSYS Fluent to validate if the new model works well. Finally, the model is slightly modified and refined to reduce complexity for the manufacturing process.

Table 2: Examples of T-piece junction parameterisation

	Standard	**DoE point 2**	**DoE point 3**	**DoE point 4**
				
$\boldsymbol{\alpha}$	125	125	125	95
$\boldsymbol{\beta}$	90	90	73.7	90
$\boldsymbol{\Theta_2}$	0	30	0	0
$\boldsymbol{\Theta_3}$	0	30	0	0
$\boldsymbol{L_1}$	66	66	96	66
$\boldsymbol{L_2}$	101	101	70	101
$\boldsymbol{L_3}$	57.5	57.5	87.5	57.5
$\boldsymbol{L_4}$	0	0	0	30
$\boldsymbol{R}$	101	101	107.86	74.25

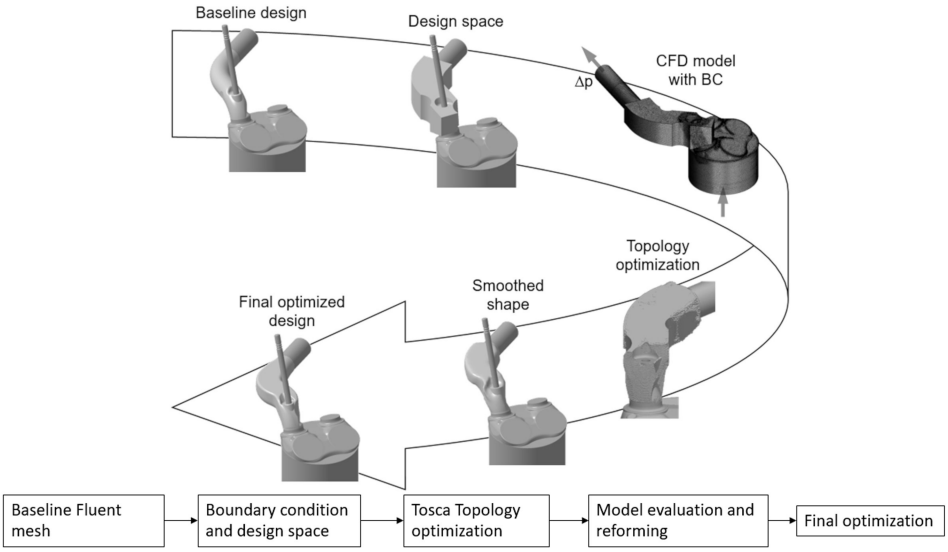


Figure 7: Tosca Fluid working process exemplified for a cylinder port [10]

Adjoint solver shape optimisation applied to non-parametric topology output (ANSYS Fluent adjoint solver): The adjoint solver is an add-on application in ANSYS Fluent. It can help to optimise the outer surface of the target geometry. The surface changes during shape optimisation are usually very small, which is suitable for optimisation in the final stage. Here, the adjoint solver is used as a second step after topology optimisation done with Tosca Fluid. Figure 8 shows the work process of the adjoint solver. Firstly, an initial ANSYS Fluent result has to be solved. Then the user needs to input the variables that need to be optimised, define the surface region and morphing method. Based on the calculated adjoints and their sensitivities, the application will generate a new mesh with a different shape. After that, it evaluates the targets set by the user and decides if the optimisation needs to be iterated further until it gets to the optimum point.

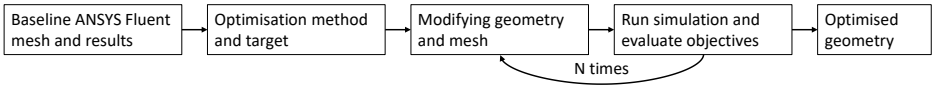


Figure 8: ANSYS adjoint solver working process

CFD configuration and mesh sensitivity

The configuration of the CFD solver is the same for the parametric, non-parametric and adjoint solver optimisations. ANSYS Fluent is used for all simulations; the configuration of the solver is detailed in table 3.

Table 3: CFD setup for the simulations

Parameter	Value
Analysis type	Steady
Time steps	Conservative auto
Inlet type	Mass flow
Outlet type	Static pressure
Inlet temperature	298 K static
Turbulence model	k-ω SST
Wall	No-slip, adiabatic
Convergence criteria	RME 5e-6
Advanced scheme	High resolution

The mesh size used is different for the parametric and non-parametric optimisation, and therefore two mesh independence studies were conducted. As the parametric approach consists of a Design-of-Experiments approach to create a surrogate model on which the optimisation is performed, a finer mesh can be used as the number of CFD calculations is known in advance. For the non-parametric optimisation, the 3D calculation is the cost function of the optimisation, and therefore a coarser mesh with fewer cells is required. In the context of this paper, the mesh independence studies are not intended to find the minimum number of cells required for the simulation, but rather to ensure that the number of cells that have been chosen is suitable to deliver stable results.
For the parametric optimisation, only the T-piece is simulated. The results of the mesh convergence study are shown in table 4. In the simulation, 2 056 883 cells have been used. When comparing this for mesh sizes ranging from 400 k to 4.4 M, the mass flow in the EDC and bypass legs as well as the compressor efficiency only vary by a maximum of $\pm 1\,\%$.

Table 4: Mesh convergence study of T-piece junction for the baseline model

Number of cells	Norm. EDC mass flow rate	Norm. bypass mass flow rate	Norm. comp. efficiency
474 902	−0.3 %	+0.2 %	+0.2 %
538 550	−1.0 %	+0.6 %	+0.1 %
666 869	−0.2 %	+0.1 %	+0.0 %
2 056 883	1	1	1
2 818 081	+0.2 %	−0.1 %	+0.0 %
3 454 607	−0.4 %	+0.2 %	+0.0 %
4 442 091	−0.1 %	+0.0 %	+0.2 %

For the non-parametric optimisation using Tosca Fluid, the mesh size is considerably smaller. Firstly, a lower number of cells is used, and secondly the simulation space comprises both the T-piece and the compressor. It should be noted that during the simulation the exact number of cells changes because the geometry changes at each iteration. The mesh convergence study is conducted for the final iteration in the optimisation and the result is shown in table 5. The simulation has used 996 183 cells. When comparing this for mesh sizes ranging from 500 k to 2.3 M, the mass flow in the EDC and bypass legs as well as the compressor efficiency only varies by a maximum of ±0.9 %.

Table 5: Mesh convergence study of T-piece junction for non-parametric model

Number of cells	Norm. EDC mass flow rate	Norm. bypass mass flow rate	Norm. comp. efficiency
495 503	−0.3 %	+0.3 %	−0.1 %
548 494	+0.1 %	−0.1 %	0.0 %
668 317	+0.3 %	−0.2 %	+0.1 %
996 183	1	1	1
1 400 509	−0.2 %	+0.2 %	−0.5 %
1 757 780	−0.1 %	+0.1 %	−0.7 %
2 329 651	−0.4 %	+0.4 %	−0.9 %

Results and discussion

In this section, the baseline results will be presented first. Then the results from the three optimisation methods will be shown, complemented with a discussion that contrasts the different results.

Simulation with compressor model

This section presents the CFD results for the baseline fluid model (including the turbocharger compressor) shown in figure 3. Based on the boundary conditions described above, the fluid streamlines are shown in figure 9. The turbo compressor was operated at 80 kRPM; the mass flows and pressure predicted by the simulation for this configuration are given in table 6. The introduction of the compressor has caused a 0.005 $^{kg}/_{s}$ (5 %) difference in airflow compared with the case without the compressor (table 1). The pressures at the compressor inlet and outlet are 94.29 kPa and 132.93 kPa respectively, which corresponds to a pressure ratio of 1.41. As there are two inlet flow types in this model (from port B and port C), ANSYS cannot generate the efficiency based on its single-inlet compressor efficiency algorithm. Therefore, the compressor isentropic efficiency is calculated based on Newton's law (equation 1). In this case, the isentropic compressor efficiency is 76.96 %.

$$\mu = \frac{T_{01} \cdot \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{02} - T_{01}} \tag{1}$$

Table 6: Simulation results for baseline air path

Port name	**Mass flow**	**Pressure**
-	$^{kg}/_{s}$	kPa
Port A	0.0941	132.93
Port B	0.0347	97
Port C	0.0594	97

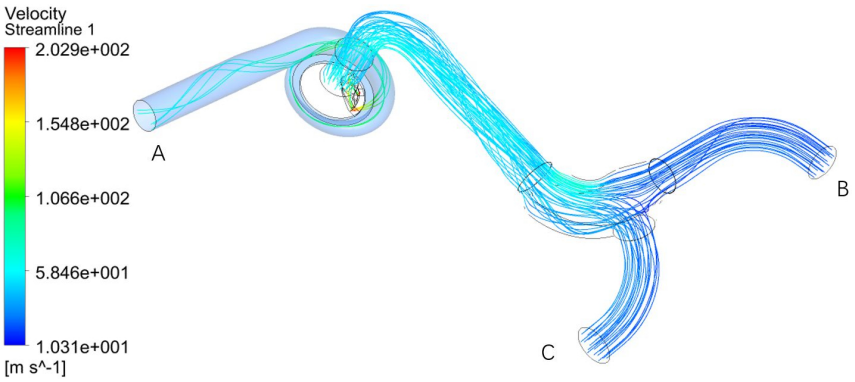


Figure 9: Fluid streamlines for the baseline design

Parametric optimisation

Based on the parameterisations shown in figure 6 and table 2, different geometry designs were calculated with ANSYS Fluent. Figure 10 shows the pressure distribution within the cross section of the turbocharger compressor port for the different T-piece geometries. Different cases were analysed using the ANSYS Workbench parameterisation block; the internal algorithm can output the relationships between different parameters.

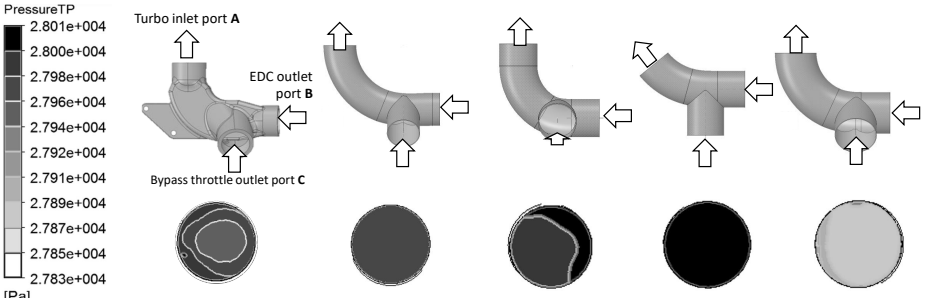


Figure 10: Turbo port pressure contour related to different geometry parameters

Table 7 shows the degree of correlation, which describes the dependency between different parameters and target pressure drop, ranged from -1 to 1. It can be seen that the parameters L_2 and Θ_1 are the most important parameters that affect the pressure drop. However, these two parameters greatly change the locations of the adjacent pipes, making the air path interfere with other components (non-feasible design).

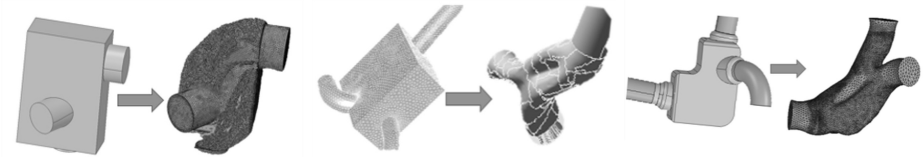
Table 7: Simulation results for baseline air path

Factor name	Factor description	Degree of correlation pressure drop (C to A)
L_2	Distance from A port face to X axis	−0.84
Θ_1	A port face angle to Z axis	+0.52
Θ_2	B port face angle to X axis	+0.39
Θ_3	C port face angle to Y axis	−0.25

The parameterisation method demonstrates that the T-piece geometry design has the potential to reduce the flow pressure drop and that the flow domain geometry greatly affects the flow properties. However, this kind of design is just an initial step. It changes the whole engine air-path design, which increases the costs and design complexity.

Non-parametric topology optimisation

Based on the model shown in figure 3, the Tosca model was generated with the Tosca Fluid software, which is an optimisation tool working together with ANSYS Fluent. The final geometry calculated with Tosca Fluid depends on the boundary conditions and the defined design space. In this paper, all Tosca Fluid simulations are based on the same boundary conditions. A series of design spaces were investigated. The different design spaces play a major role in the generation of T-piece shapes. Tosca Fluid calculates the flow velocity vectors based on the boundary conditions for each design space. If the size of the design space is beyond reality or the connection regions at inlet and outlet abruptly change direction, unexpected results are generated. Examples are shown in figure 11. In figure 11a, the cutting is insufficient. The fluid domain still has a big space to be optimised. In figure 11b, the connection between inlet, outlet and design space is not matched. Figure 11c shows the accepted choice at the current stage.



(a) **(b)** **(c)**

Figure 11: Effects of design space on final results: (a) insufficient cutting, (b) poor geometry of connections between ports and T-piece, (c) acceptable result

In Tosca Fluid, the final shape generated depends on many different initial parameters set in advance. The most important parameter is the cut-off value, which determines how much of the fluid volume will be cut off based on the optimisation result. A higher cut-off value will make the final geometry smaller. Figure 12 shows the T-piece shape under different cut-off values ranging from 0.5 to 0.56. It can be observed that the surface in figure 12a is not smooth. There are still small furrows and sharp corners on the surface, which should be avoided in CFD simulations. In figure 12c, the geometry is over-cut. There are some holes in the surface, which are unacceptable in general fluid domains. The T-piece with a cut-off value of 0.53 was selected for the subsequent CFD simulations (see figure 12b).

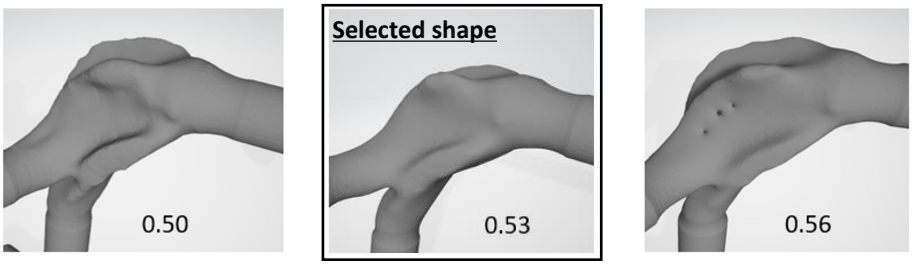


Figure 12: T-piece generated with different cut-off values

The Tosca-optimised T-piece air path was mated with the same compressor under the same boundary conditions as previously used. In the Tosca model, the mass flow rates at port B and C are 0.0461 kg/s and 0.0481 kg/s respectively. The pressures at compressor inlet and outlet is 95.52 kPa and 136.3 kPa; the pressure ratio is 1.43. The compressor efficiency is 77.76 %, which corresponds to a 1 % increase compared with the baseline.

Table 8: Comparison of simulation results between baseline model and optimised model

Port name	**Baseline**		**Tosca-optimised**	
	Mass flow	**Pressure**	**Mass flow**	**Pressure**
-	(kg/s)	(kPa)	(kg/s)	(kPa)
Port A	0.0941	132.93	0.0942	136.3
Port B	0.0347	97	0.0461	97
Port C	0.0594	97	0.0481	97

Based on the two groups of simulations, it can be observed that the T-piece shape does not only impact the drop in airflow pressure and the flow swirl but also the flow distribution between bypass and EDC path. After connecting with the compressor, even the inlet pressure boundary condition is the same, but the resulting air mass flows of the two inlet ports are different.
Figure 13 shows the Tosca-optimised results in terms of streamlines and flow velocities. Compared with the baseline model (see figure 9), the topology-optimised design shows reduced flow velocities, especially towards the outlet of the T-piece junction. Main reasons are a larger radius as well as a reduced main-jet velocity by the larger cross-section near the outlet. At lower local flow speeds the flow follows the radius better.

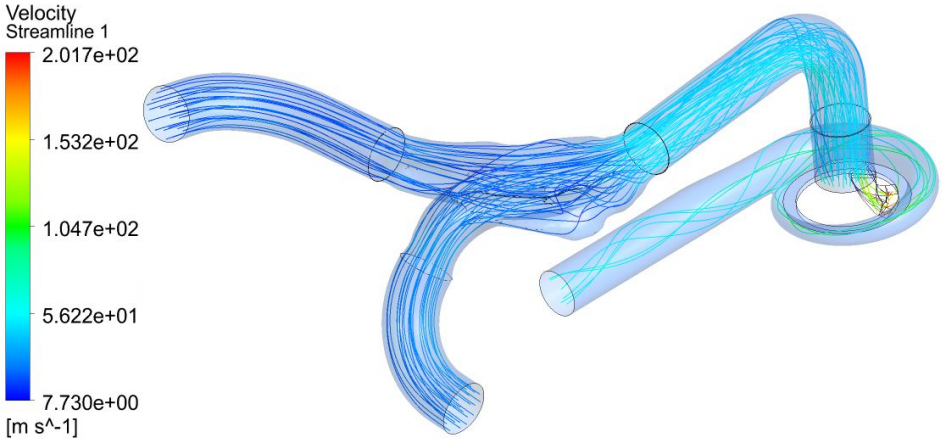


Figure 13: Streamlines in Tosca-optimised T-piece air path and compressor

In order to clarify how the optimised T-piece shape affects the compressor efficiency over RPM, an additional series of simulations of different compressor speeds between 50 kRPM and 140 kRPM were used. In all cases, the EDC port and bypass port inlet pressures were maintained at 97 kPa and the total mass flow rate was 0.09415 $^{kg}/_{s}$, like for the previous simulation.
The relationship between compressor RPM and its efficiency is shown in figure 13a. The Tosca model has a higher efficiency in the low-speed region, with a 2 % improvement achieved at 60 kRPM. This will enable the compressor to deliver a higher boost pressure under the same inlet pressure and total mass flow from bypass port and EDC port. The compressor outlet pressure is shown in figure 14b.

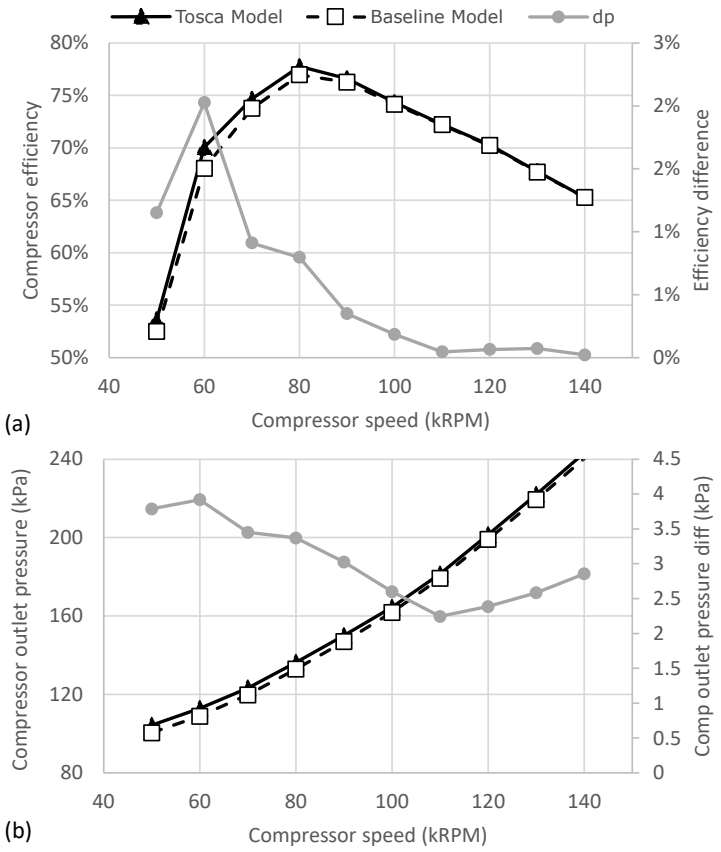


Figure 14: (a) Compressor efficiency, (b) compressor outlet pressure

Adjoint solver shape optimisation

Another optimisation method investigated to improve the T-piece geometry was based on Tosca Fluid and a following adjoint solver optimisation. The results presented in this section are only focused on the air path. The compressor model was not considered.

The adjoint solver is an add-on app in ANSYS Fluent. It can help to optimise the outer fluid surface geometry to optimise the observation set. In this simulation, the adjoint solver was used as the postprocessing tool helping to further optimise the T-piece and to reduce the pressure drop. The final optimised meshing differs only slightly from the original surface produced by the non-parametric optimisation with Tosca Fluid.

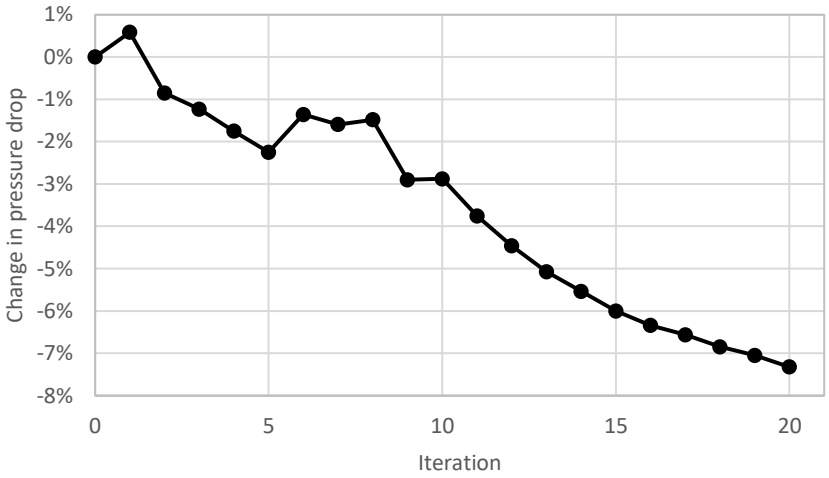


Figure 15: Decrease of evaluated pressure-drop value

There are two optimisation targets: the pressure drop from bypass port to turbocharger compressor inlet and the pressure drop from EDC port to turbocharger compressor inlet. A specific value was used to evaluate how well the optimisation works. The decrease of this value over 20 iterations done is shown in figure 15. The pressure-drop factor is a parameter set in the solver to evaluate how the surface optimisation affects the pressure drop in the two air paths. It can be regarded as a combined and scaled pressure drop value, which considers the pressure drops for both sides. The pressure drops changed from 1637 Pa to 1517 Pa (C to A) and 1674 Pa to 1672 Pa (B to A), i.e. an improvement of up to 100 Pa (7 %). In this application, the additional benefit from this method does not appear to justify the additional effort required.

Summary

This paper describes the investigation of optimising a two-stage turbocharged engine inlet air path. Different methods were used for the optimisation of the design of a T-piece junction on the intake side. The focus was on a non-parametric topology optimisation approach considering both the pressure drop and the efficiency of the turbocharger compressor downstream of the junction. Tosca Fluid and ANSYS Workbench are the two major software tools for the T-piece topology optimisation and CFD simulation. The T-piece junction between the electrically driven compressor and the turbocharger compressor was optimised for lower pressure drop and reduced swirl compared with the baseline design. The pressure drop was reduced by 0.3 kPa (15 %) and the turbocharger compressor efficiency increased by

up to 2 %, which corresponds to a rise from 68 % to 70 %. Further optimisation using the ANSYS Fluent adjoint solver was also investigated – however, the results did not offer a substantial improvement in performance over the non-parametric approach for this application.

Acknowledgements

This work was conducted with funding from the THOMSON project, which has received funding from the Horizon 2020 Programme for research, technological development and demonstration under Agreement no. 724037.

References

[1] Watson, N.; Janota, M.: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London: Macmillan Education UK Imprint Palgrave, 1982. ISBN: 978-1-349-04024-7.

[2] Luttermann, C.; Mährle, W.: "BMW High Precision Fuel Injectionin Conjunction with TwinTurbo Technology: a Combination for Maximum Dynamic and High Fuel Efficiency". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Apr. 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1560.

[3] Burke, R. D.: "A Numerical Study of the Benefits of Electrically Assisted Boosting Systems". In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 138.9 (Apr. 2016). DOI: 10.1115/1.4032764.

[4] Godrie, P.; Zellat, M.; Zellat, M.: "Simulation of flow field generated by intake port-valve-cylinder configurations-comparison with measurements and applications". In: *SAE transactions, Journal of Engines* 103 (3 1994), pp. 803–823. ISSN: 0096-736X.

[5] Verma, I.; Hill, C.; Xu, M.: "Multi-Objective Adjoint Optimization of Flow-Bench Port Geometry". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Apr. 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0772.

[6] Borrvall, T.; Petersson, J.: "Topology optimization of fluids in Stokes flow". In: *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 41.1 (2002), pp. 77–107. ISSN: 0271-2091. DOI: 10.1002/fld.426.

[7] Wang, Z.-X.; Tortorelli, D. A.; Dantzig, J. A.: "Sensitivy Analysis and Optimization of Coupled Thermal and Flow Problems with Applications to Contraction Design". In: *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 23.10 (Nov. 1996), pp. 991–1020. DOI: 10.1002/(sici)1097-0363(19961130)23:10<991::aid-fld422>3.0.co;2-7.

[8] Banchak, R. J.; Stephan, M.; Böhm, M.: "Topology Optimization-Driven Design Development for Automotive Components". In: *Automotive Simulation World Congress*. 2012. ISBN: 978-1-510-84101-7.

[9] Hopf, A.; Bartsch, G.; Krämer, F.; Weber, C.: "CFD Topology and Shape Optimization for Port Development of Integrated Exhaust Manifolds". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE International, Mar. 2017. DOI: 10.4271/2017-01-1339.

[10] Hopf, A.: "CFD Topology and Shape Optimization of Ford Applications using Tosca Fluid". In: *Science in the Age of Experience*. 2018.

Biographic Notes

Yang Liu is a PhD candidate in Automotive Propulsion Systems at the University of Bath. He has worked for the Horizon 2020 Thomson Project supervised by Dr. Richard Burke since 2016. His research topic is engine air-path design for mild hybrid boosting systems. Yang met Prof. Baar and his scientific co-workers within the Thomson project meetings and at academic conferences. Prof. Baar's research output helped Yang a lot with his PhD thesis on turbochargers.

Dr. Anselm Hopf finished his PhD thesis on the boundary element method and FEM with regard to fluid-structure interaction applications at KIT (University of Karlsruhe), Germany. Since 2001 he has worked as a CFD/CAE research engineer for Ford Motor Company at the Ford Research and Innovation Center in Aachen, Germany. His research topics are CFD optimisation methods and the simulation of water jackets and pistons with regard to powertrain cooling. Ford Motor Company was in contact with Prof. Baar within the Horizon 2020 Thomson Project, which was led by Dr. Harald Stoffels on Ford's side. Ford Motor Company misses Prof. Baar as an inspiring and reliable project partner.

Richard Burke is an Associate Professor in Automotive Propulsion Systems at the University of Bath. He worked with Roland Baar during a secondment to TU Berlin in 2013 and during the Horizon 2020 Thomson Project from 2016.
We were in discussions to formalise the relationship between TU Berlin and Bath to create opportunities for student and researcher exchange for the years to come. Roland's inspiring qualities as a role model will be sadly missed.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Auslegung und Regelung eines Pulsationsgenerators für Turbolader-Heißgasprüfstände

Philipp Nachtigal, Holger Mai, Henning Rätz, Jörg Seume, Ole Willers

Turboaufladung ist die aktuelle Schlüsseltechnologie, um die modernen, verbrauchsoptimierten Motoren mit genügend Luft zu versorgen. Daher ist es unerlässlich, die Kennfelder von Abgasturboladern (ATL) in den Entwicklungsphasen möglichst früh und genau vorhersagen und an Prototypen experimentell vermessen zu können. Um das transiente Verhalten des ATL am Motor zukünftig bereits auf den Heißgasprüfständen der ATL-Hersteller berücksichtigen zu können, wurde ein Pulsationsgenerator (Pulse Generator Unit, kurz PGU) entwickelt. Diese PGU erzeugt Druckschwankungen in der Anströmung des ATL, die den Druckoszillationen im Abgasstrang eines Verbrennungsmotors ähnlich sind. Die PGU besteht aus einer kreisförmigen Drosselklappe, die mit ungleichförmiger Geschwindigkeit rotiert werden kann. Durch die Änderung des Geschwindigkeitsprofils pro Umdrehung der Drosselklappe kann der zeitliche Verlauf und die Frequenz der Druckschwingung beeinflusst werden. In diesem Beitrag werden die Auslegung und die Regelung der PGU vorgestellt.

Einleitung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren ist mittlerweile übliche Praxis und wird genutzt, um die Motorleistung und den Prozesswirkungsgrad zu steigern. Bei Kombination der Aufladung mit einer Reduktion des Hubvolumens (Downsizing) und Verlängerung der Getriebeübersetzung (Downspeeding) können der spezifische Kraftstoffverbrauch und die damit verbundenen CO_2-Emissionen wesentlich reduziert werden. Von den verschiedenen Möglichkeiten der Aufladung hat sich im Personenkraftverkehr die Abgasturboaufladung etabliert, bei welcher die notwendige Leistung zur Erhöhung des Ladedrucks aus der im Abgas verbleibenden Restenthalpiedifferenz gegenüber der Umgebung gewonnen wird.
Die Enthalpieübertragung vom Abgas auf die Turbine des Turboladers erfolgt unter idealisierten, adiabaten Bedingungen entsprechend der folgenden Gleichung:

$$H_\mathrm{T} = \dot{m} \cdot \eta_{\mathrm{is,T}} \cdot c_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]. \tag{1}$$

Die wesentlichen Einflussfaktoren auf die übertragene Energie sind: der isentrope Turbinenwirkungsgrad $\eta_{\mathrm{is,T}}$, die Turbineneintrittstemperatur T_3, das Druckverhältnis über der Turbine p_4/p_3 und der Massenstrom $\dot{m}$, welches im Betrieb am Motor alles zeitlich fluktuierende Größen sind.

Betriebsverhalten des ATL am Motor

Beim Betrieb des Turboladers am Verbrennungsmotor hängt das Turbinendruckverhältnis im Wesentlichen von den folgenden Größen ab:

- dem Motorbetriebspunkt (definiert durch Drehzahl und Drehmoment),
- den Ventilöffnungszeiten und
- dem Durchflusswiderstand der Turbine.

Aufgrund des getakteten Ladungswechsels von üblicherweise genutzten Otto- oder Dieselmotoren erfolgt die Anströmung der Turbine nicht gleichförmig, sondern in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunkt pulsierend. In Abbildung 1 ist der Turbineneintrittsdruck für zwei unterschiedliche Drehzahlen bei unterschiedlichen Motorlasten (25 %, 50 % und Volllast) exemplarisch dargestellt. Die Abbildungen veranschaulichen, wie mit steigender Motorlast der Spitzendruck und die Amplitude der Druckpulsation ansteigt. Weiterhin lässt sich erkennen, wie mit steigender Motordrehzahl die einzelnen Druckpulse ineinander übergehen, sodass die Amplituden effektiv kleiner werden. Die maximalen Druckamplituden sind somit im Bereich hoher Lasten bei niedrigen Drehzahlen zu erwarten.

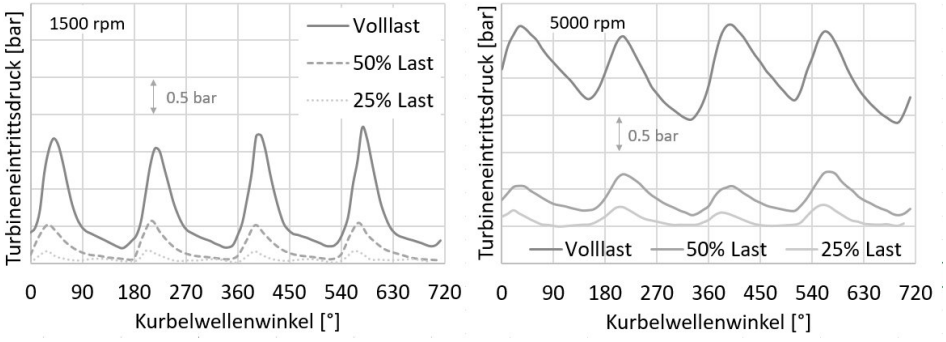


Abbildung 1: Lastabhängiger Druckverlauf am Turbineneintritt über 2 volle Kurbelwellenumdrehungen bei $1500\,\mathrm{min}^{-1}$ (links) und $5000\,\mathrm{min}^{-1}$ (rechts) [Veränderte Abbildung nach [1], S. 286–304]

Die Frequenz der Druckpulsation, die im Folgenden als Pulsfrequenz bezeichnet wird, lässt sich nach folgender Gleichung berechnen:

$$f_{\text{pulse}} = \frac{n_{\text{ICE}}}{60\,\text{s/min}} \cdot \frac{\text{Zylinderzahl}}{i}, \quad \text{mit } i = 2 \text{ beim 4-Takt-Motor.} \tag{2}$$

Bei einem 4-Takt-4-Zylinder Motor entspricht die Pulsfrequenz der doppelten Motordrehzahl, da pro halber Kurbelwellenumdrehung ein Zylinderauslass öffnet.
Um die Form der Druckpulse zu charakterisieren, wird neben der Amplitude der Druckpulsation eine dimensionslose Kennzahl eingeführt, welche die relative Position des Druckmaximums pos_{max} im Vergleich zur Periodendauer $T = f_{\text{pulse}}^{-1}$ beschreibt.

$$pos_{\text{max}} = t_{p,\text{max}} \cdot f_{\text{pulse}} \tag{3}$$

Nach Analyse der Druckverläufe aus Abbildung 1 ergibt sich folgende Übersicht für die Lage der Druckmaxima:

Tabelle 1: Relative Position des Druckmaximums pos_{max}

	1500 min^{-1}	**5000 min^{-1}**
25 % Last	0,22	0,36
50 % Last	0,19	0,33
Volllast	0,31	0,33

Abhängig von der Motordrehzahl und der Motorlast liegt das Druckmaximum im Bereich vom 0,2-fachen bis 0,4-fachen der Periodendauer mit einer Häufung bei $pos_{\text{max}} \approx 0{,}3$. Um am Heißgasprüfstand ähnliche Druckverläufe wie am Motor erzeugen zu können, ist es daher notwendig, das Druckmaximum drehzahlabhängig zu verschieben.
Um beurteilen zu können, welche Drehzahlen im Fahrbetrieb am häufigsten auftreten und somit für das Betriebsverhalten des Turboladers besonders relevant sind, wurde von [2, S. 4] ein typisches Fahrprofil eines Mittelklassefahrzeugs analysiert, welches bis 2017 zur Emissionsmessung im NEFZ-Zyklus genutzt wurde. Das Ergebnis ist in Abbildung 2 dargestellt. Die Größe der Kreise entspricht dabei der Häufigkeit der jeweiligen Betriebspunkte. Erkennbar ist, dass der Motor fast ausschließlich im Teillastbereich und bei Motordrehzahlen kleiner als 2500 min^{-1} betrieben wird. Auch in dem ab 2017 eingesetzten WLTP-Fahrzyklus liegt ein Großteil der gefahrenen Drehzahlen im Bereich unter 2500 min^{-1}. Diese Erkenntnis ist wichtig für die Auswahl der priorisiert zu untersuchenden, wesentlichen Betriebsbereiche des Turboladers.

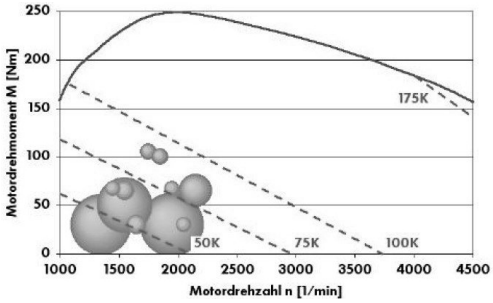


Abbildung 2: Motorkennfeld mit Vollastlinie, Teillasthäufigkeit und Turboladerdrehzahl [2, S. 4], im Original farbig

Die Pulsation des Turbineneintrittsdrucks hat einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und den Wirkungsgrad der Turbine und somit auf den ganzen Turbolader. Die grundlegenden Mechanismen dazu sollen im Folgenden kurz erläutert werden: Bei gegebener Geometrie der Turbinenvolute bleibt der absolute Anströmwinkel zum Turbinenlaufrad für einen gegebenen Betriebspunkt nahezu konstant, was auch durch die Simulationsergebnisse von [3, S. 4] gezeigt wird (siehe Abbildung 3 links). Während eines durch das Öffnen des Motorauslassventils hervorgerufenen Druckstoßes erhöht sich der Massenstrom durch die Turbine und damit die absolute Anströmungsgeschwindigkeit des Laufrades. Da die Drehzahl des Rotors und damit seine Umfangsgeschwindigkeit aufgrund seiner Trägheit jedoch nahezu konstant bleibt (siehe Abbildung 3 rechts), reduziert sich der relative Anströmwinkel, was eine Fehlanströmung des Laufrades zur Folge hat. Aufgrund der Fehlanströmung verschlechtert sich die Arbeitsübertragung durch die Turbine und damit der Wirkungsgrad, was zur Folge hat, dass auch dem Verdichter weniger Leistung zur Verfügung steht.

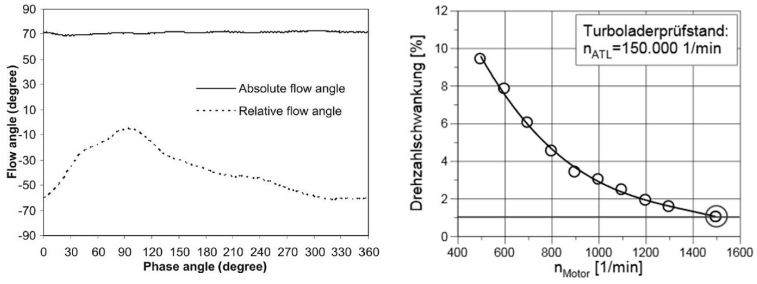


Abbildung 3: links: Umfangsgemittelter Anströmwinkel während eines Pulses [3, S. 4]; rechts: Pulsbedingte Turbolader-Drehzahlschwankungen [4, S. 7], im Original farbig

Betriebsverhalten des ATL am Heißgasprüfstand

Im Vergleich zum Betrieb des Turboladers unter pulsierenden Bedingungen am Motor ist die Anströmung auf den ATL-Heißgasprüfständen üblicherweise gleichförmig. Somit erfolgt auch die Energieübertragung der Turbine unter stationären Bedingungen und bei konstanten, betriebspunktabhängigen Wirkungsgraden. Von den stationären Kennfeldern der Turbolader, welche an Heißgasprüfständen generiert wurden, kann somit nicht unmittelbar das Betriebsverhalten am Motor abgeleitet werden. Einen Vergleich der Kennfelder zwischen transientem Betrieb (am Motor) zu stationärem Betrieb (auf dem Heißgasprüfstand) haben [5] durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 4 dargestellt und veranschaulicht, dass in den vorliegenden Messungen das erreichbare Verdichterdruckverhältnis im Fahrzeugbetrieb wesentlich geringer ausfällt als auf dem Heißgasprüfstand gemessen [5]. Die Ursachen dafür liegen unter anderem im Versuchsaufbau, in den unterschiedlichen Gasvolumina vor und nach dem Turbolader, in der Position der Druckmessstellen und im instationären Betriebsverhalten des Turboladers am Motor.

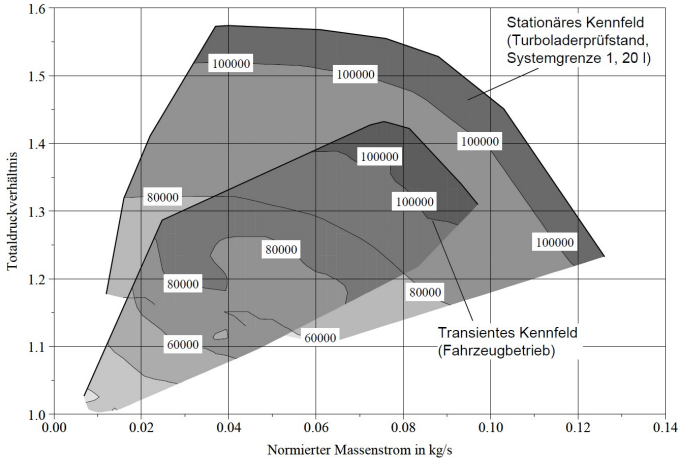


Abbildung 4: Vergleich zwischen stationär am Turboladerprüfstand und transient am Rollenprüfstand ermitteltem Verdichterkennfeld [5, S. 8]

Um das Betriebsverhalten des Turboladers am Motor schon in frühen Entwicklungsphasen auf den Heißgasprüfständen vorhersagen zu können, ist es daher notwendig, die instationären Strömungsbedingungen am Motor auch auf diesen abbilden zu können. Dazu wird ein Pulsationsgenerator benötigt, welcher der stationären Heißgasströmung eine Druckoszillation aufprägt. Am Prüfstand ist es wichtig, die Charakteristik der Pulsform des Motors zu erhalten, um das gleiche transiente Betriebsverhalten zu erreichen. Zusätzlich zu dem im vorherigen Ab-

schnitt eingeführten Parameter zur Lage des Druckmaximums $pos_{\max}$, kann auch die strömungsmechanische Charakteristik der Druckpulse nach Zinner [6] über die Parameter α und β klassifiziert werden.
Der Mengenbeiwert α beschreibt dabei das Verhältnis zwischen dem tatsächlichen Massenstrom $\dot{m}_{\text{pulse}}$, der während eines Druckpulses durch eine Düse gegebenen Querschnitts strömt, zu dem stationärem Durchfluss $\dot{m}_{\text{stat}}$, der sich bei äquivalentem, konstanten, mittleren Druck- und Temperaturverlauf einstellen würde.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{\text{pulse}}}{\dot{m}_{\text{stat}}} \tag{4}$$

Durch die Unterteilung des Druckverlaufs während eines Pulses über das Rechteckverfahren in Zeitschritte x mit jeweils konstantem Druck, lässt sich α entsprechend umschreiben zu [7, S. 69]:

$$\alpha = \frac{x^{-1} \cdot \sum_x \dot{m}_x}{\dot{m}_{\text{stat}}} \tag{5}$$

Unter pulsierenden Bedingungen strömt stets weniger Fluid durch einen gegebenen Turbinenquerschnitt, als sich bei äquivalenten, zeitgemittelten Strömungsbedingungen einstellen würde. Das bedeutet, dass α unter pulsierenden Bedingungen immer kleiner als eins ist.
Der sogenannte Energiebeiwert β beschreibt das Verhältnis der Enthalpie bei pulsierender Strömung zur Enthalpie bei stationärer Strömung bei jeweils gleichem, mittlerem Massenstrom pro Periode.

$$\beta = \frac{H_{\text{pulse}}}{H_{\text{stat}}} = \frac{x^{-1} \cdot \sum_x h_{\text{pulse},x} \cdot \dot{m}_{\text{T},x}}{h_{\text{stat}} \cdot \dot{m}_{\text{T}}(t)} \tag{6}$$

Da unter pulsierenden Bedingungen ein verhältnismäßig größerer Masseanteil während des hohen Enthalpiegefälles (bei hohen Temperaturen und Drücken) durch die Turbine strömt als dem zugehörigen Zeitverhältnis entsprechen würde, ist β stets größer als eins. Je größer die Druckamplituden bei pulsierender Beaufschlagung werden, umso stärker weichen α und β von eins ab.
Um im Vergleich zwischen Messungen am Prüfstand und Messungen am Motor ähnliche Kennfelder zu erhalten, ist es daher wichtig, die Form und Charakteristik der Druckpulse möglichst gleich zu halten. Für die Messungen am Prüfstand müssen dazu möglichst motorähnliche Druckpulse erzeugt werden. Die Beeinflussung der Form des Druckpulses am Heißgasprüfstand wird im Folgenden als Pulse-Shaping bezeichnet und im Abschnitt Regelung des Pulsationsgenerators im Detail beschrieben.

Möglichkeiten und Herausforderungen zur Erzeugung von Druckpulsationen am Heißgasprüfstand

Untersuchungen zum Verhalten des Turboladers unter pulsierenden Randbedingungen wurden auch in der Vergangenheit schon vermehrt durchgeführt.
Bereits 1990 verbauten Winterbone et al. [8] einen Pulsationsgenerator im Heißgasprüfstand. Dieser bestand aus einem rotierenden Zylinder mit seitlichen Aussparungen, durch welche periodisch Luft in einen umschließenden, größeren Zylinder entweichen konnte.

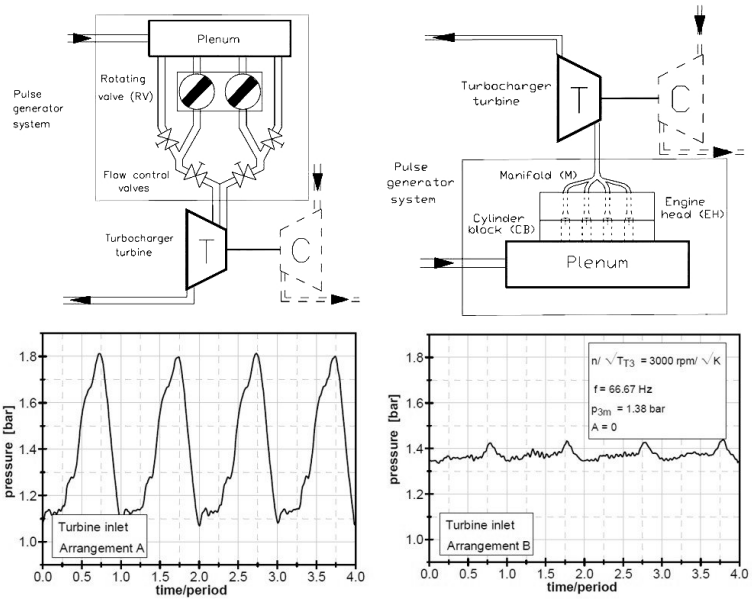


Abbildung 5: Aufbau der Pulsationsgeneratoren am ICEG[1] Prüfstand und erzeugte Pulsformen am Turbineneintritt bei $f_{\text{pulse}} = 67\,\text{Hz}$ [9, S. 5 ff.], im Original farbig

Capobianco und Marelli [9] verwenden in ihren Untersuchungen zur Erzeugung der Druckpulsation zwei rotierende Kugelventile, welche durch Elektromotoren angetrieben werden, womit Pulsfrequenzen von 10 bis 200 Hz erzeugt werden können (Abbildung 5 links). In einem zweiten Aufbau wird ein modifizierter Zylinderkopf genutzt, welcher vor dem Turbineneintritt montiert wird und bei welchem durch einen variablen Ventiltrieb Druckpulse mit veränderlichem Profil eingestellt werden

[1]ICEG steht für Internal Combustion Engine Group, ein Programm der Universität Mailand.

können (Abbildung 5 rechts). Die mit den beiden verschiedenen Pulsationsgeneratoren erzeugten Druckverläufe am Turbineneintritt sind ebenfalls in Abbildung 5 dargestellt.
Karamanis et al. [10, S. 360] hingegen nutzen als Pulsgenerator zwei gegenläufig rotierende Scheiben, welche spezielle Ausschnitte zur Erzeugung des Pulsprofils enthalten. Der Vorteil dieser Konstruktion ist, dass über eine Variation der Form der Ausschnitte die Pulsform variiert werden kann.
Auch am Heißgasprüfstand der Technischen Universität Berlin verwenden Zimmermann und Hakansson [11, S. 16] einen modifizierten, elektrisch angetriebenen Zylinderkopf mit variablem Ventiltrieb zur Erzeugung der Druckpulsation.
Eine Übersicht über Vor- und Nachteile der verschiedenen Bauarten von Pulsationsgeneratoren hat Reuter [7, S. 36] in seiner Dissertation erstellt.

Aufbau Pulsationsgenerators

Im folgenden Abschnitt soll der in Zusammenarbeit mit der Kratzer Automation AG entwickelte Pulsationsgenerator (im Folgenden als Pulse Generator Unit, kurz PGU bezeichnet) vorgestellt werden. Die PGU soll am Heißgasprüfstand der Leibniz Universität Hannover direkt vor dem Turbolader eingebaut werden. Wichtig bei der Wahl der Position ist, ein möglichst kurzes Rohrstück zwischen Austritt der PGU und Eintritt in die Turbine zu verwenden, um die erzeugten Druckoszillationen nicht im dazwischenliegenden Rohrvolumen zu stark zu dämpfen. Der vereinfachte Aufbau der geplanten Messstrecke mit den wesentlichen Druck- und Temperaturmessstellen ist in Abbildung 6 schematisch dargestellt.

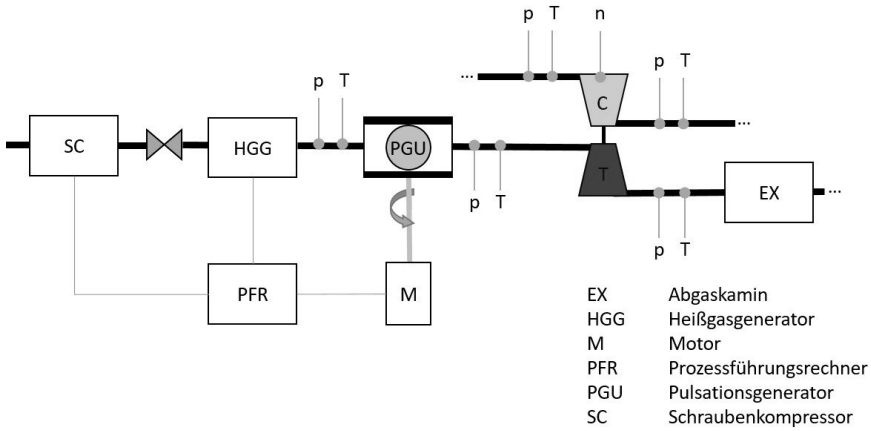


Abbildung 6: Schematischer Aufbau des Heißgasprüfstandes mit der Position des Pulsationsgenerators (PGU)

Die neu entwickelte PGU soll so robust wie möglich aufgebaut und für den Dauereinsatz am Heißgasprüfstand geeignet sein. Daher wurde entschieden, die Pulsation durch eine rotierende Drosselklappe zu erzeugen, da der Aufbau vergleichsweise einfach ist und für jegliche Baugrößen und Betriebsarten adaptiert werden kann. Um jedoch die Charakteristik der Druckpulsation des Motors abbilden zu können, wird die Drosselklappe nicht gleichförmig rotiert, sondern durch einen hochdynamischen Elektromotor angetrieben, welcher in der Lage sein soll, die Klappe mehrfach pro Motorumdrehung zu be- und auch zu entschleunigen. Ein mögliches, beispielhaftes Fahrprofil ist in Abbildung 9 dargestellt.
Um die Dynamik der PGU zu maximieren, ist es neben der Auswahl eines geeigneten Motors elementar wichtig, die Trägheit des gesamten rotierenden Systems zu minimieren. Um das beschriebene Pulse-Shaping zu ermöglichen, wird ein Motor benötigt, welcher bei minimaler Rotorträgheit ein maximal mögliches Drehmoment erzeugen kann und damit ein bestmögliches Beschleunigungsvermögen aufweist. Die maximal mögliche Beschleunigung des Motors lässt sich in Abhängigkeit von der Motordrehzahl mit folgender Gleichung berechnen:

$$\dot{\omega}(n) = \frac{M_{\mathrm{EM}}(n)}{J_{\mathrm{ges}}} \tag{7}$$

Zu berücksichtigen ist, dass das maximal erzeugbare Drehmoment des Motors mit steigender Drehzahl abfällt. Für den Aufbau des Pulsationsgenerators wurde der wassergekühlte „High Dynamic“ Synchronmotor 1FT7065 der Firma Siemens [12] gewählt, da dieser von den infrage kommenden Motoren das bestmögliche Verhältnis von Rotorträgheit zu Drehmoment aufweist. Das Kennfeld des gewählten Motors ist in Abbildung 7 dargestellt. Bei Drehzahlen von $n < 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ kann der Motor ein maximales Drehmoment von $M_{\mathrm{EM,max}} = 45\,\mathrm{Nm}$ bei einer Rotorträgheit von $J_{\mathrm{EM}} = 6{,}4 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{kgm}^2$ erzeugen.

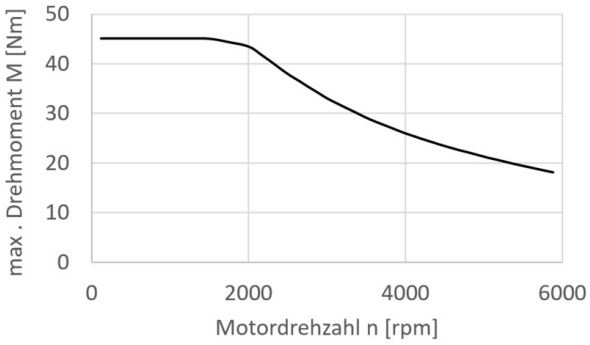
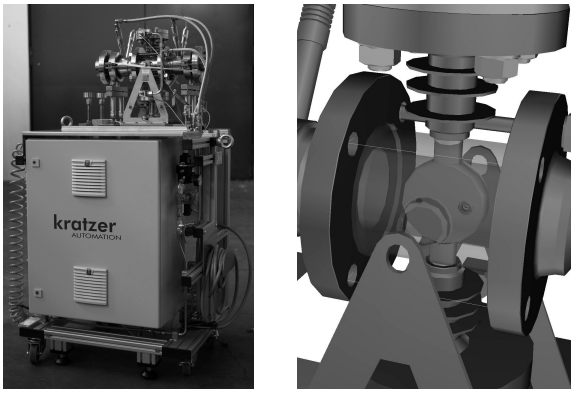


Abbildung 7: Motorkennfeld Siemens 1FT7065 [12]

Zu der Trägheit des Motors muss die Trägheit der Drosselklappe und die Trägheit der verbauten Servolamellenkupplung zur Verbindung beider Bauteile addiert werden. Für den Gesamtzusammenbau ergibt sich entsprechend Gleichung 7 ein maximales Beschleunigungsvermögen des Motors bei Drehzahlen $n < 2000\,\mathrm{min}^{-1}$ von $\dot{\omega}_{\max} = 44\,300\,\mathrm{rad/s^2}$.
Für die Regelung des Motors erfolgt die hochfrequente Vorgabe des Soll-Drehmomentes über ein analoges Spannungssignal, welches der Steuerung des Motors vom Prozessführungsrechner übergeben wird. Die Motorsteuerung wertet das Signal mit einer Taktzeit von mindestens $125\,\mu$s aus, was einer Frequenz von bis zu 8000 Hz entspricht. Dies ist folglich die maximale Frequenz, mit welcher die Motordrehzahl variiert werden kann.
Da die PGU bei Heißgastemperaturen bis 800 °C eingesetzt werden soll, musste bei der Konstruktion die Temperaturdehnung der verwendeten Komponenten berücksichtigt werden. Bei einer gesamten Einbaulänge von PGU und zugehörigem Messrohr zur Erfassung der Turbineneintrittsbedingungen von ca. 1000 mm ergibt sich bei maximaler Turbineneintrittstemperatur von 800 °C ein Längenunterschied von bis zu 14 mm, welcher im Prüfstandsaufbau kompensiert werden muss. Dazu ist die komplette Konstruktion, also PGU, Motor und Kupplung, auf Schienen montiert, welche eine Bewegung der Baugruppe in axialer Richtung zulassen. Die fertige PGU inklusive statischen Druck- und Temperaturmessstellen ist in Abbildung 8 auf der linken Seite dargestellt. Auf der rechten Seite ist eine Detailaufnahme aus dem CAD-Modell abgebildet, welche die Geometrie der verbauten Drosselklappe zeigt.



(a) **(b)**

Abbildung 8: Fertige PGU der Firma Kratzer Automation AG und Detailansicht der Drosselklappe (© Kratzer Automation AG)

Regelung des Pulsationsgenerators

Die Anforderung an den Motor des Pulsationsgenerators, die Drosselklappe pro Motorumdrehung beschleunigen und verzögern zu können, bedarf einer komplexen Regelung. Zur Veranschaulichung des geplanten Betriebsverhaltens ist in Abbildung 9 ein exemplarischer Verlauf des Motordrehmomentes M_{EM} in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung dargestellt. Mit Beginn eines neuen Zyklus zum Zeitpunkt $t = 0$ ist die Klappe komplett geschlossen ($\varphi = 0°$) und bewegt sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0. Bis zum Zeitpunkt t_{acc} wird die Klappe durch den Motor auf die Geschwindigkeit ω_{max} beschleunigt und rotiert nach der Beschleunigungsphase gleichförmig bis in die 90°-Position, ab welcher der Motor die Klappe wieder auf ihre initiale Winkelgeschwindigkeit ω_0 verzögert. Sobald die Klappe wieder ihre ursprüngliche Geschwindigkeit ω_0 erreicht hat, rotiert sie mit dieser Geschwindigkeit bis zur 180°-Position, ab welcher der Zyklus erneut beginnt. Grundsätzlich können auch alle anderen, beliebigen Geschwindigkeitsprofile vorgegeben werden, solange das maximale Drehmoment des Motors ausreicht, um die Klappe in der vorgegebenen Zeit zu beschleunigen und zu verzögern.

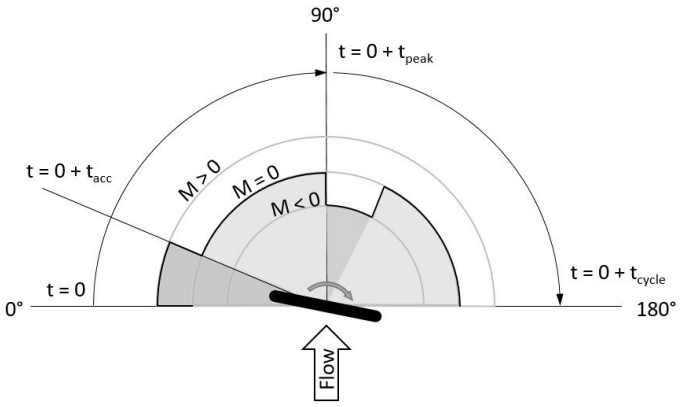


Abbildung 9: Drehmoment des Antriebsmotors in Abhängigkeit von der Lage der Drosselklappe

Um die geforderte Pulsfrequenz und die Position des Druckmaximums relativ zur Periodendauer einzuhalten, ist es notwendig, die in Tabelle 2 aufgeführten Zeiten entsprechend zu regeln.

Tabelle 2: Einzuhaltende Randbedingungen pro Umdrehung der Drosselklappe

Zeit	Beschreibung	Berechnung	Winkel
0	Zyklusbeginn	$t = 0$	$\varphi = 0°$
t_{acc}	Beschleunigungsdauer	abhängig von $M_{\mathrm{EM,max}}$	
$t_{p,\max}$	Zeitpunkt Druckmaximum	$t_{p,\max} = pos_{\mathrm{peak}} \cdot t_{\mathrm{cycle}}$	$\varphi = 90°$
t_{cycle}	Periodendauer	$t_{\mathrm{cycle}} = f_{\mathrm{pulse}}^{-1}$	$\Delta\varphi = 180°$

Damit ergibt sich eine Funktion für die Soll-Winkelgeschwindigkeit, welche als unbekannte Größe nur die Beschleunigungsdauer t_{acc} enthält.

$$t_{\mathrm{acc}}^2 \cdot \frac{\dot{\omega}_{\max}}{2} - t_{\mathrm{acc}} \cdot (\dot{\omega}_{\max} \cdot t_{p,\max}) - \frac{\pi - (\dot{\omega}_{\max} \cdot t_{\mathrm{acc}}^2)}{2} \cdot \frac{t_{p,\max}}{t_{\mathrm{cycle}} - t_{p,\max}} = -\frac{\pi}{2} \quad (8)$$

Unter Verwendung von Gleichung 3 und Umstellung in die Standardform quadratischer Gleichungen ergibt sich folgende Darstellungsweise:

$$\begin{aligned} & t_{\mathrm{acc}}^2 \cdot A + t_{\mathrm{acc}} \cdot 2B + C = 0, \text{ mit} \\ & A = \dot{\omega}_{\max} \cdot \left(1 + \frac{pos_{\max}}{1 - pos_{\max}}\right), \\ & B = -\dot{\omega}_{\max} \cdot \frac{pos_{\max}}{f_{\mathrm{pulse}}}, \\ & C = \pi \left(1 - \frac{pos_{\max}}{1 - pos_{\max}}\right). \end{aligned} \quad (9)$$

Die Beschleunigungsdauer berechnet sich somit zu:

$$t_{\mathrm{acc}} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - AC}}{A}. \quad (10)$$

Die Initialgeschwindigkeit ergibt sich zu:

$$\omega_0 = \frac{\pi - \dot{\omega}_{\max} \cdot t_{\mathrm{acc}}^2}{2} \cdot \frac{f_{\mathrm{pulse}}}{1 - pos_{\max}} \quad (11)$$

Die Regelung erfolgt über den Prozessführungsrechner (PFR), in dem ein Matlab/Simulink Modell in Echtzeit ausgeführt wird, welches den geforderten Verlauf der Winkelgeschwindigkeit mit der aktuell gemessenen Rotorlage vergleicht und daraus die Regelgröße (das notwendige Drehmoment des Motors) berechnet. Die Kommunikation zwischen PFR und PGU erfolgt über einen EtherCAT-Koppler

der Firma Beckhoff mittels analoger Spannungssignale. Der Vorteil der analogen Signalübertragung liegt darin, dass keine zeitliche Synchronisierung der Datenübertragung stattfinden muss und durch Oversampling auch höhere Sollwert-Taktraten als die Taktrate des PFR erreicht werden können.

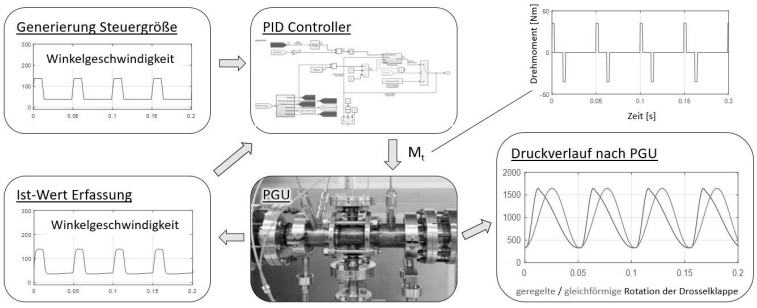


Abbildung 10: Regelung der PGU über ein Matlab Simulink Modell, welches auf dem Prozessführungsrechner des Prüfstandes ausgeführt wird

Simulierte Druckverläufe stromab der PGU

Um die im späteren Versuch abbildbaren Druckverläufe bereits vor den ersten Messungen abschätzen zu können, wurde in Matlab ein Vorauslegungsalgorithmus geschrieben, welcher die realen Trägheiten und die Lagerreibung der verwendeten Komponenten beinhaltet. Zur Umrechnung des Öffnungsverhältnisses der PGU in einen Druck stromab der PGU wurde eine analytisch ermittelte Drosselcharakteristik für eine kreisrunde Drossel verwendet. Als geplantes Geschwindigkeitsprofil wurde der im vorherigen Abschnitt vorgestellte Verlauf der Winkelgeschwindigkeit verwendet. Die mit der PGU erreichbaren Druckverläufe am Austritt der PGU sind in Abbildung 11 dargestellt.

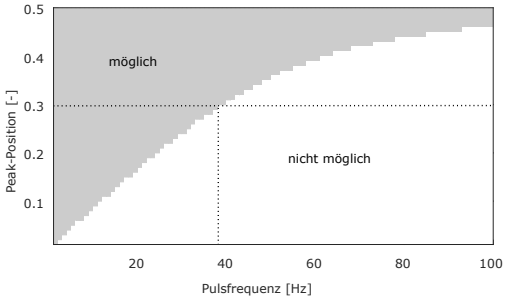


Abbildung 11: Simulierte mögliche Druckverläufe mit der aktuellen Konfiguration

Die als motorähnlich definierte Pulsform mit einer Peak-Position $pos_{\mathrm{peak}} = 30\,\%$ kann bis zu einer Pulsfrequenz von $f_{\mathrm{pulse}} = 38\,\mathrm{Hz}$ mit den verwendeten Komponenten erreicht werden. Bei der Grenzfrequenz beschleunigt der Motor die kompletten ersten 30 % der Zykluszeit. Eine weitere Steigerung ist mit den gegebenen Komponenten nicht möglich. Durch eine Anpassung des Fahrprofils des Motors lassen sich auch andere Pulsformen und -frequenzen realisieren. Die Auswirkungen der einzelnen Fahrprofile auf die Pulsform und wie realitätsnah die instationäre Beaufschlagung der Turboladerturbine mit Hilfe der neuen PGU gestaltet werden kann, wird mittels experimenteller Untersuchungen bewertet. Ganz im Sinne des Ziels, das sich auch Roland Baar gesetzt hatte.

Ausblick

Als nächster Arbeitsschritt folgt die elektrische Inbetriebnahme der PGU, um die Regelung zu parametrisieren und das geplante Geschwindigkeitsprofil abzubilden. Im Anschluss werden Strömungsmessungen bei zunächst geringen Temperaturen durchgeführt, um den Durchflussfaktor k_{V} der PGU zu ermitteln. Im letzten Schritt der Inbetriebnahme wird die PGU dann unter Eintrittstemperaturen bis zu 800 °C und bis zu 6 bar Eintrittsdruck erprobt. Nach erfolgreichem Abschluss der Inbetriebnahme soll die PGU in verschiedenen Projekten am Heißgasprüfstand des TFD eingesetzt werden. Im FVV Projekt 1311 „Abgaspulsation und Turboladerinteraktion“ wird die PGU in ein Hardware-in-the-Loop-System integriert, mit welchem alle für den Turbolader relevanten Betriebsparameter mit einem Echtzeit-Verbrennungsmotor-Modell berechnet und dann in der Prüfstandsautomatisierung als Regelgrößen für den Turbolader verwendet werden. Die in dieser Art aufgenommenen Messdaten sollen mit Messdaten desselben ATLs aus Motormessungen verglichen werden, um den Einfluss der Pulsation auf das Betriebsverhalten spezifizieren zu können.

Literatur

[1] Iosfidis, G.; Walkingshaw, J.; Dreher, B.; Flisinger, D.; Ikeya, N.; Ehrhard, J.: „Tailor-Made Mixed Flow Turbocharger Turbines for best Steady-State and Transient Engine Performance“. In: *Engine processes* 1 (2013), S. 286–304.

[2] Baar, R.: „Die Bedeutung der Qualität von Turboladern für den Betrieb von Dieselmotoren in PKW“. In: *7. Aufladetechnische Konferenz*. 2000, S. 4.

[3] Cao, T.; Xu, L.; Yang, M.; Martinez-Botas, R.: „Radial Turbine Rotor Response to Pulsating Inlet Flows“. In: *Journal of Turbomachinery* 136.7 (Dez. 2013). doi: 10.1115/1.4025948.

[4] Baar, R.; Boxberger, V.; Gern, M.; Zimmermann, R.: „Zwei-Zylinder vs. Vier-Zylinder – Analyse der Turbinenströmung im pulsierenden Betrieb“. In: *20. Aufladetechnische Konferenz*. 2015.

[5] Grigoriadis, P.; Nickel, J.; Pucher, H.; Sens, M.: „Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Abgasturboladern im Fahrzeug“. In: *11. Aufladetechnische Konferenz*. Sep. 2006, S. 279–291.

[6] Zinner, K. A.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Springer, 1975. isbn: 978-3-540-07300-0.

[7] Reuter, S.: „Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung“. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2010.

[8] Winterbone, D. E.; Nikpour, B.; Alexander, G. I.: „Measurement of the performance of a radial inflow turbine in conditional steady and unsteady flow“. In: *4th International Conference IMechE*. 1990.

[9] Capobianco, M.; Marelli, S.: „Transient Performance of Automotive Turbochargers: Test Facility and Preliminary Experimental Analysis“. In: *SAE Technical Paper*. Sep. 2005. doi: 10.4271/2005-24-066.

[10] Karamanis, N.; Martinez-Botas, R.; Su, C. C.: „Mixed Flow Turbines: Inlet and Exit Flow Under Steady and Pulsating Conditions“. In: *ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 123*. 2001. doi: 10.1115/1.1354141.

[11] Zimmermann, R.; Hakansson, S.: *Wirkungsgrad von Turbolader-Turbinen bei Beaufschlagung mit pulsierendem Abgasstrom*. Abschlussbericht, FVV Vorhaben Nr. 1103. 2016.

[12] Siemens AG: *Motorkennlinien Simotics S-1FT7*. url: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/538/109482538/att_961967/v1/1FT7_config_man_0918_de-DE.pdf.

Biografische Notizen

Dipl.-Ing. Philipp Nachtigal hat 2014 seine Diplomarbeit an der Technischen Universität in Dresden über die experimentelle Untersuchung von verschiedenen Einflussfaktoren auf die Filmkühleffektivität von Gasturbinenbeschaufelungen geschrieben. Nach seiner vierjährigen Tätigkeit in der Entwicklungsabteilung bei Jungheinrich forscht er seit 2018 am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover an dem Einfluss der Abgaspulsation auf das Betriebsverhalten von Abgasturboladern. Die Arbeiten von Roland Baar sind ihm eine wichtige Grundlage und Inspiration für seine Arbeit.

Dipl.-Ing. Holger Mai studierte an der Technischen Universität Berlin Verkehrswesen mit Schwerpunkt Fahrzeugtechnik. Als Student und ab 2003 auch als studentische Hilfskraft am Heißgasprüfstand war er dem Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen (VKM) unter der Leitung von Prof. Helmut Pucher sehr verbunden. Im Juli 2007 begann Herr Mai als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin und bearbeitete das Forschungsprojekt „TC Mapping“ zur Vereinheitlichung der Vorgehensweise der Kennfeldvermessung von Abgasturboladern auf Heißgasprüfständen. Im Rahmen dieses Forschungsprojektes entstand erstmals Kontakt zu Herrn Baar. Ab Juli 2011 trat Herr Baar die Nachfolge von Herrn Prof. Pucher an. Herr Baar war für Herrn Mai als neuer Fachgebietsleiter und Chef eine Inspiration, gemeinsam an der Antriebtechnik vom morgen zu arbeiten. Die besondere Art von Herrn Baar, bestehende Dinge zu hinterfragen und unkonventionelle Methoden anzuwenden, um auch technisch schwierige Probleme zu lösen, wird unvergessen bleiben. Er vermisst Herrn Baar als ehemaligen Chef und Doktorvater.

Dipl.-Ing. Henning Rätz forscht an der Universität Hannover im Bereich Abgasturbolader. Während dieser Tätigkeit führte er mehrere Projekte zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Roland Baar durch und betreute für zwei Jahre die durch Herrn Baar gehaltenen Vorlesung „Abgasturbolader“ an der Leibniz Universität Hannover. Er vermisst Herrn Baar als mitreißenden und zuverlässigen Projektpartner.

Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume ist Professor am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) an der Leibniz Universität Hannover (LUH) und forscht neben Themen zur Turboaufladung in weiteren Forschungsfeldern im Bereich thermischer Turbomaschinen und klassischer Strömungsmechanik. Roland Baar promovierte 1996 bei seinem Vorgänger Walter Rieß am Institut zum Thema: Untersuchungen zu Beschleunigungsvorgängen von Partikeln in Düsen und Strahlen. Roland Baars klarer Blick für das Wesentliche und der Schwung, mit dem er alles betrieb, brachten auch unserer Forschung an Turboladern zusätzliche Impulse. Strategischer Weitblick und Kompetenz im technischen Detail verbanden sich in seiner Arbeit in einer Weise, die für Ingenieure vorbildlich ist. Roland wurde mir während seiner Zeit als Entwicklungsleiter für Turbolader bei Voith zum engen Forschungspartner und in den Jahren danach zum Freund. Das hier beschriebene Projekt entsprang unser beider Überzeugung, dass Versuche an der Aufladung von Verbrennungsmotoren unter kontrollierten Bedingungen einen bedeutenden Beitrag zu Umweltentlastung und Klimaschutz leisten. Wir werden uns an der Leibniz Universität Hannover und am TFD seiner weiterhin dankbar erinnern.

Dipl.-Ing. Ole Willers studierte an der Leibniz Universität Hannover Maschinenbau. In dieser Zeit wurde er durch Roland Baar in dessen Funktion als Dozent an der LUH inspiriert, den Weg in die Forschung anzutreten. Herr Willers ist am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik im Bereich der Turboladerforschung tätig. In diesem Zusammenhang kreuzten sich die Wege von Herrn Baar und Herrn Willers oftmals auf nationalen und internationalen Konferenzen, bei denen stets der Austausch gepflegt wurde. Neben dem Ausbildungsstandort bildete somit auch die fachliche Nähe eine Verbindung.
Für die anregenden Unterhaltungen und fachlichen Hinweise bin ich Herrn Baar sehr dankbar!

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Experimentelle Studie zu Axialkraft und Axialspiel am Abgasturbolader

Clemens Biet, Sören Krebs

Die Weiterentwicklung der Lagerung der schnell rotierenden Laufräder des Abgasturboladers hat aufgrund des fortwährenden Trends zum Downsizing in modernen Verbrennungsmotorkonzepten einen bedeutenden Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Antriebstrangs. Potentiale zur Verbesserung des Wirkungsgrads bestehen sowohl in der Reduzierung von Reibung im Lager als auch in der Vermeidung von Spaltverlusten an den Laufrädern. Die vorliegende Studie umfasst experimentelle Methoden, die zur Verbesserung des Grundverständnisses der Vorgänge in der Lagerung von Abgasturboladern beitragen. Anhand von zwei hinter dem Verdichterrad positionierten Wirbelstrom-Wegsensoren wird das Axialspiel eines Turboladers im Betrieb sowohl unter Kalt- als auch Heißgasbedingungen vermessen. Für die Erfassung axialer Kräfte auf die Laufgruppe wurden Dehnmesstreifen in unterschiedlichen Konfigurationen appliziert. Darüber hinaus stellt die Studie eine Axialkraftbelastungseinheit vor, welche es über einen Elektromagneten erlaubt, gezielt Axialkräfte auf das Lager im laufenden Betrieb auszuüben. Die auf diese Weise gewonnenen Messergebnisse ermöglichen einen detaillierteren Blick auf die Eigenschaften der Turboladerlagerung.

Einleitung

Die Wichtigkeit des aerodynamischen Wirkungsgrads von Abgasturboladern hat nicht zuletzt durch den Einsatz moderner CFD-Tools zu einem hohen Optimierungsgrad bei der Geometrie von Laufrad, Volute, Waste-Gate (WG), Variabler Turbinengeometrie (VTG) und anderen um- und durchströmten Bauteilen geführt. Doch auch die Lagerung der Laufgruppe, welche üblicherweise als hydrodynamische Gleitlagerung ausgeführt ist, gerät zunehmend in den Fokus. Baines [1, S. 117] beschreibt in diesem Zusammenhang, dass in Bezug auf die gesamte Wellenleistung betriebspunktabhängig Reibleistungsanteile von mehr als 10 % auftreten können. Insbesondere Untersuchungen zum Einsatz von Wälzlagern in Abgasturboladern von Schmitt et al. [2], Marsal et al. [3] und Biet [4] verdeutlichen das Potential einer Reibungsreduzierung auf die Gesamteffizienz und auch auf die

Dynamik des Antriebsstrangs. Darüber hinaus hat die Lagerung ebenfalls einen Einfluss auf den aerodynamischen Wirkungsgrad, da sie maßgeblich für die Auslegung des Spalts zwischen Laufrad und Gehäuse und somit auch für die dort auftretenden Spaltverluste verantwortlich ist.

Zielstellung und Vorgehensweise

Für den Aufbau eines Grundverständnisses der Vorgänge in der Lagerung eines Abgasturboladers (ATL) erscheint es unter anderem sehr wichtig, die auftretenden axial wirkenden Kräfte sowie die axiale Verschiebung der Laufgruppe während des Betriebs messtechnisch zu erfassen. Dementsprechend stellt diese Studie Methoden sowohl zur Bestimmung der Axialkraft als auch des Axialspiels in einem laufenden Abgasturbolader vor. Diese erlauben den Einsatz sowohl bei Kalt- als auch Heißgasbedingungen. Zunächst werden beide Messgrößen einzeln betrachtet. Im Anschluss erfolgt die Diskussion einer simultanen Messung von Axialkraft und Axialspiel. Darüber hinaus wird eine Vorrichtung zur gezielten Belastung eines Turboladers mit einem dynamischen Axiallastprofil vorgestellt.

Experimentelle Methoden

Im Folgenden werden die Instrumentierung, Kalibrierung, Versuchsaufbauten und experimentellen Abläufe detailliert beschrieben. Dies beinhaltet die messtechnische Erfassung von Axialkraft und Axialspiel sowie die gezielte Aufprägung eines dynamischen Axialkraftprofils auf die Laufgruppe während des Betriebs des ATLs.

Axialwegmessung

Die **Instrumentierung** eines Abgasturboladers für Pkw-Motoren zur Axialkraftmessung ist aufgrund der geringen Baugrößen (Wellendurchmesser 5 mm), den hohen Temperaturen (Verdichterseite bis zu 200 °C, Turbinenseite teilweise bis über 1000 °C) und der schlechten Zugänglichkeit (gas-, öl- und kühlwasserführende Kanäle) nicht trivial. Basierend auf der Literaturrecherche werden axiale Verschiebungen der Größenordnung 10^{-4} m erwartet [5; 6]. Für eine ausreichende Genauigkeit ist demzufolge ein Messsystem mit einer Längenauflösung im μm-Bereich zu wählen. Darüber hinaus dürfen Verunreinigungen an den rotierenden Teilen durch Öl die Wegmessung nicht maßgeblich beeinträchtigen.
Analog zu vergleichbaren experimentellen Studien kommen für die Axialwegmessung Wirbelstromsensoren zum Einsatz. Lüddecke et al. [6] positionieren den Wegsensor zentral im Strömungskanal vor dem Verdichterrad, ausgerichtet auf eine angepasste Verdichterradmutter. Im Gegensatz dazu wird bei den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen in Anlehnung an Sjöberg [5] eine Positionierung hinter dem Verdichterrad gewählt. Dies vermeidet eine Beeinflussung

des Luftmassenstroms und bringt darüber hinaus die Sensoren in axialer Richtung näher an das Axiallager heran, was den Einfluss einer wärmebedingten Ausdehnung auf die Axialwegmessung vermindert. Als zusätzliche Verbesserung der Wegerfassung werden entsprechend Abbildung 1 zwei um 180° versetzte Sensoren verwendet. Durch diese Anordnung mit in Bezug auf die Rotationsachse gegenüberliegenden Abstandssensoren kann anhand des Mittelwerts, trotz des radialen Abstands, die axiale Position der Achse bestimmt werden. Dies gilt auch dann, wenn die Laufgruppe sich durch rotordynamische Effekte in Schrägstellung befindet. Die Sensoren haben einen Messbereich von 0,5 mm und eine Auflösung von unter 1 μm (Sensortyp EU05(10) [7]).

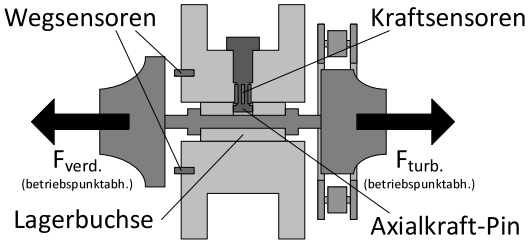


Abbildung 1: Instrumentierung der Kraft- und Wegmessung am Abgasturbolader

Die **Kalibrierung** der verwendeten Sensoren inklusive der gesamten Messkette wurde anhand einer speziell modifizierten Mikrometerschraube durchgeführt (Abbildung 5a). Diese wurde um eine Halterung für den Sensor erweitert. Zusätzlich wurde ein Verdichterrad des zu untersuchenden Turboladers an der Mikrometerschraube fixiert. Auf diese Weise konnte sichergestellt werden, dass das Referenzobjekt für den Sensor während Kalibrierung und Experiment identisch ist.[1] Der Kalibrierprozess wurde ebenfalls dafür genutzt, das Rohsignal des Sensors über den Messverstärker zu linearisieren.

Versuchsaufbau und -durchführung beschränkten sich bei der Axialwegmessung hauptsächlich auf eine reguläre, stationäre ATL-Kennfeldvermessung am Heißgasprüfstand nach SAE J 1826 [8]. Dabei wurden Kennfelder bei einer Turbineneintrittstemperatur $T_3 = 80\,°\mathrm{C}$ (kalt) und Kennfelder bei $T_3 = 600\,°\mathrm{C}$ (heiß) aufgenommen. In allen Fällen wurde die Öleintrittstemperatur auf 80 °C geregelt. Die Kennfeldmessungen wurden in einem erweiterten Versuchsaufbau mit pulsierendem Turbinenmassenstrom wiederholt. Auf diese Weise konnte der Einfluss einer realitätsnahen Pulsationsströmung auf die axiale Position der Laufgruppe untersucht werden. Zusätzlich zu den Stationärmessungen wurden einzelne, transiente Drehzahl-Hochläufe unter Kaltgasbedingungen durchgeführt. Vor und nach

[1] Material und Geometrie des Referenzobjekts können bei Wirbelstrom-Abstandsmessungen das Messergebnis wesentlich beeinflussen [7].

jeder Messung wurde zur Kontrolle der Axialwegmesskette ein Referenzpunkt angefahren. Dabei konnte über den Verlauf der Messreihe keine Verschiebung festgestellt werden. Die Standardabweichung aller Referenzpunktmessungen beträgt 3,1 μm.

Axialkraftaufprägung

Die hydrodynamische Gleitlagerung der Welle im ATL wird erst durch die schnelle Rotationsbewegung der Laufgruppe ermöglicht. Die Tragfähigkeit des Lagers ist dabei stark von der ATL-Drehzahl abhängig. Vanhaelst et al. [9] stellen einen Versuchsaufbau für Lagerreibungsuntersuchungen vor, bei denen der Abgasturbolader mit Hilfe eines Elektromotors, der über eine mechanische Kupplung mit der Laufgruppe verbunden ist, auf die gewünschte Drehzahl gebracht wird. Diese Herangehensweise beeinflusst die Rotordynamik der ATL-Laufgruppe und kann infolgedessen das Verhalten der hydrodynamischen Gleitlager beeinflussen. Zudem begrenzt der Elektromotor die Maximaldrehzahl des Versuchsaufbaus auf 100 k $^1/_{\mathrm{min}}$. Um die Gefahr einer ungewollten Einwirkung eines Antriebs oder eines Belastungsinstruments auf die Rotordynamik und Lagerfunktion zu reduzieren, wurde die Verwendung einer mechanischen Verbindung vermieden. Stattdessen wird an dieser Stelle ein **Konzept** vorgestellt, welches gezielt statische oder auch dynamische axiale Lasten berührungslos auf die Laufgruppe des ATLs übertragen kann. Hierfür wird in Kauf genommen, das Verdichterrad durch ein Funktionsrad zur Kraftübertragung zu ersetzen. Bei dieser Art von Lagertests sind die rotordynamischen Kräfte (hier insbesondere die Axialkräfte) von Interesse. Die eigentliche aerodynamische Hauptfunktion des Verdichters kann vernachlässigt werden, wenn seine Krafteinwirkung auf die Welle adäquat vom Ersatzrad abgebildet werden kann. Der Antrieb der Laufgruppe erfolgt weiterhin konventionell über das Turbinenrad, sodass das gesamte Drehzahlband des ATLs betrachtet werden kann. Der Aufbau eines für die Axialkraftaufprägung modifizierten ATLs ist in Abbildung 2 dargestellt.

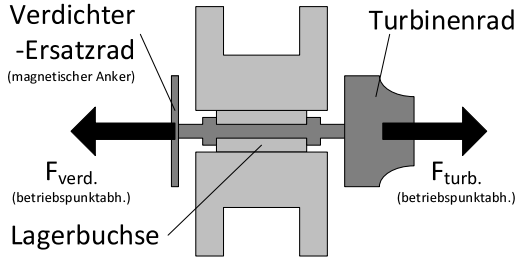


Abbildung 2: Konzept der gezielten Axialkraftaufprägung am Abgasturbolader

Eine Möglichkeit zur berührungslosen Axialkraftübertragung auf die Laufgruppe ist die Beaufschlagung des Ersatzrades mit einer Druckdifferenz zwischen Innen- und Außenseite. Ein solch pneumatischer Ansatz wäre der tatsächlichen Entstehung von Axialkräften am ATL nachempfunden, da diese im Wesentlichen auch auf unterschiedliche Luftdrücke an den Laufradoberflächen zurückzuführen sind[2] [1, S. 123 ff.].
Eine innovative Alternative besteht in der magnetischen Axialkraftaufprägung. Dabei wird ein Elektromagnet anstelle des Verdichtergehäuses koaxial zur Laufgruppe installiert. Das Verdichter-Ersatzrad fungiert somit als Anker für den Elektromagneten. Bei einem hinreichend geringen Abstand zwischen Elektromagnet und Anker in der Größenordnung von 1 mm lassen sich nach Überschlagsrechnung ausreichend große Axiallasten erzeugen. Die Reluktanzkraft des Elektromagneten wirkt dabei stets anziehend. Mit dieser Art der Axialkraftaufprägung ist es folglich nicht möglich, eine zusätzliche Kraft in Richtung der Turbine aufzubauen. Dies ist jedoch nicht notwendig, um alle im Realbetrieb auftretenden Axiallastbedingungen für das Lager darzustellen. Die Begründung dafür liegt darin, dass beide Laufräder eines ATLs aufgrund der hohen statischen Drücke p_2 und p_3 im Vergleich zu p_1 bzw. p_4 immer jeweils nach außen gerichtete Axialkräfte aufprägen. In der hier vorgestellten experimentellen Studie wurde die magnetische Axialkraftaufprägung angewandt. Der Versuchsaufbau mit Axialkraftbelastungsvorrichtung ist in Abbildung 3 dargestellt.

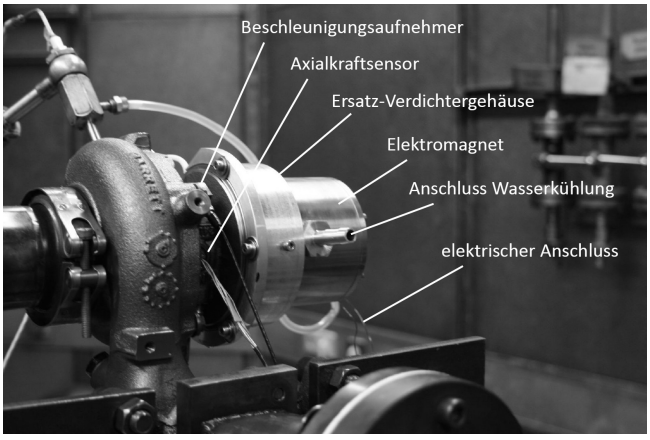


Abbildung 3: Aufbau der Axialkraftbelastungseinheit inklusive Axialkraftmessung am Heißgasprüfstand

[2]Zusätzlich zu den statischen Drücken wirken an den Laufrädern ebenfalls Impulskräfte durch die ein- und ausgehenden Massenströme.

Die **Konstruktion des Ersatzlaufrads** stellte eine Herausforderung dar. Für die Funktion als Anker des Elektromagneten ist eine flache Scheibe als Bauform geeignet. Gleichzeitig muss zur Vermeidung von magnetischer Sättigung eine Mindestfläche sowie in Hinblick auf die Dimensionen des Elektromagneten ein Mindestdurchmesser gewährleistet sein. Hierbei treten jedoch bei hohen Drehzahlen aufgrund der Fliehkräfte kritische Zugspannungen im Scheibenfuß auf. Darüber hinaus wird ein Material mit einer möglichst hohen magnetischen Permeabilität benötigt. Zum Einsatz kam ein legierter Vergütungsstahl (42CrMo4), welcher einen guten Kompromiss zwischen mechanischen und magnetischen Eigenschaften aufweist.
Als weitere Anforderung soll das Ersatzrad eine möglichst ähnliche Masse sowie den gleichen Schwerpunkt auf der Welle besitzen, um die Rotordynamik im Vergleich zur originalen Laufgruppe nur minimal zu beeinflussen. Die Geometrie wurde mit Hilfe von FEM-Simulationen für Drehzahlen bis 260 k $^1/_{\mathrm{min}}$ ausgelegt, was der Maximaldrehzahl des ATL mit regulärem Verdichterrad entspricht. Die auftretenden von-Mises-Vergleichsspannungen sind in Abbildung 4 dargestellt. Aufgrund der hohen mechanischen Belastung musste eine Abweichung der Masse um +40 % in Kauf genommen werden, während der Schwerpunkt in Bezug auf seine axiale Wellenposition identisch gehalten werden konnte. Im Experiment überstand das Ersatzrad eine Maximaldrehzahl von 243 k $^1/_{\mathrm{min}}$ unbeschadet.

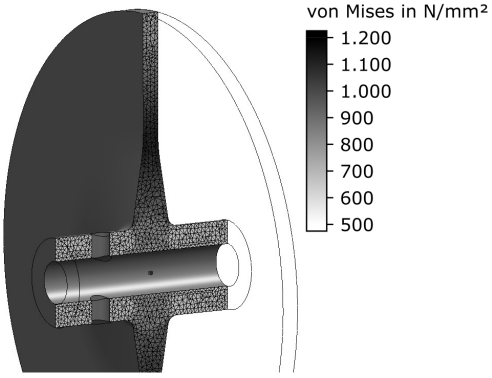


Abbildung 4: Schnittdarstellung der Ergebnisse der Festigkeitsuntersuchung des Verdichter-Ersatzrads. Die maximalen Spannungen treten am Übergang zur flachen Scheibenstruktur auf.

Die Erfassung der Drehzahl erfolgte über mehrere redundante Messverfahren. Zum Einsatz kamen ein induktives System (modifizierte reguläre ATL-Drehzahlerfassung), ein optisches System (Photodiode) und ein akustisches System (Frequenzanalyse des Körperschalls).

Axialkraftmessung

Für diese Versuchsreihe wurde bewusst ein Abgasturbolader mit einer Einbuchsenlagerung gewählt, welche über eine feststehende Lagerbuchse sowohl Radial- als auch Axialkräfte aufnimmt. Auf diese Weise konnte entsprechend den Versuchsaufbauten von Smiljanovski et al. [10] sowie Uhlmann und Lückmann [11, S. 35] die Axialkraft ohne größere Modifikationen erfasst werden. Entscheidend für den Messaufbau ist, dass diese Einbuchsenlagerung selbst nicht mitrotiert und über einen Pin, welcher senkrecht zur Rotationsachse steht, fixiert wird. Über diesen Pin wird die gesamte Axialkraft der Laufgruppe auf das Lagergehäuse übertragen. Dementsprechend konnte für die **Instrumentierung** ein mit Dehnmessstreifen modifizierter Pin verwendet werden, um diese im Betrieb zu messen. Abbildung 1 zeigt schematisch die Position des Messpins.

(a) Kalibrierung der Wirbelstrom-Wegsensoren mittels Messschraube

(b) Kalibrierung des Axialkraft-Pins im eingebauten Zustand

Abbildung 5: Kalibrierung der Kraft- und Wegmessung

Die **Kalibrierung** des Axialkraft-Pins erfolgte mittels einer eigens dafür konstruierten Vorrichtung (Abbildung 5b). Dabei wird das Lagergehäuse mit Hilfe einer speziellen Aufnahme so fixiert, dass die Laufgruppe frei hängend exakt vertikal ausgerichtet ist. Dadurch wirkt die Gewichtskraft der Kalibriermassen allein in axialer Richtung, sodass der Zusammenhang zwischen Axialkraft und Ausgangsspannung ermittelt werden kann. Die Kalibrierung des Axialkraftpins wurde beidseitig für Kräfte bis etwa 250 N durchgeführt. Die Dehnmessstreifen wurden als zwei separate Halbbrücken appliziert. Dabei ist anzumerken, dass im Kalibrierungsprozess neben den beiden Kalibrierungskoeffizienten der einzelnen Halbbrücken ebenfalls die unbekannte Winkelposition des Axialkraft-Pins bestimmt werden muss. Hierfür wurde ein entsprechender Algorithmus entwickelt, welcher nach Auswertung aller Kalibriermesspunkte den wahrscheinlichsten Verdrehwinkel des Axialkraft-Pins ausgibt.

Der **Versuchsaufbau** unterscheidet sich für Messungen ohne und mit externer Axialkraftaufprägung. Die Axialkraftmessung ohne externe Kraftaufprägung konnte an einem Abgasturbolader ohne modifizierte Laufgruppe durchgeführt werden. Hier kam ebenfalls der für Axialwegmessungen instrumentierte ATL zum Einsatz, sodass eine kombinierte Kraft-Weg-Messung möglich war. Versuchsaufbau und -durchführung entsprechen somit einer regulären, stationären ATL-Kennfeldvermessung. Kraft-Weg-Kennfelder wurden sowohl unter Kalt- als auch bei Heißgasbedingungen durchgeführt. Bei den Messungen mit externer Axialkraftaufprägung entspricht lediglich die Turbinenseite einer normalen Heißgasmessung. Verdichterseitig wurden hingegen Verdichterrad und -gehäuse durch das Ersatzrad und den Elektromagneten ersetzt.[3]
Bei der **Versuchsdurchführung** müssen in Bezug auf die Untersuchung der Axialkraft mehrere Messverfahren unterschieden werden. Zunächst wurde die Funktion und Performance der magnetischen Axialkraftbelastungseinrichtung untersucht. Anschließend wurde ein Axialkraftkennfeld für das Turbinenrad allein unter Kaltgasbedingungen aufgenommen. Dabei wurde ebenfalls die Stellung der VTG-Leitschaufeln in 10 %-Schritten variiert.

Diskussion der Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Messdaten der verschiedenen Versuche zur experimentellen Charakterisierung des Axiallagers eines ATLs diskutiert.

Axialweg

Abbildung 6 zeigt die axiale Position der Laufgruppe in verschiedenen ATL-Betriebspunkten, dargestellt im Verdichterkennfeld (Heißgasmessung mit stationärem Abgasmassenstrom). Als Konturplot ist darin das arithmetische Mittel der zwei um 180° versetzten Wegsensoren in μm dargestellt. Der Nullpunkt wurde dabei so gewählt, dass die Messwerte im mittleren Messbereich der Wegsensoren liegen. Über eine manuelle Auslenkung der Laufgruppe in ihre Endanschläge bei stehendem ATL konnte eine mittlere Position bei ca. 250 μm bestätigt werden. Bei der Betrachtung des Kennfelds zeigt sich, dass sich die Laufgruppe in einem großen Bereich in Richtung des Verdichters verschiebt. Erst bei hohen Verdichtermassenströmen findet eine Verlagerung in Richtung Turbine statt. Die gemessene Maximalverschiebung im Kennfeld beträgt 72 μm, was in der zur erwartenden Größenordnung liegt [5].

[3] Die Laufgruppe wurde nach dem Wechsel auf das Ersatzlaufrad neu gewuchtet.

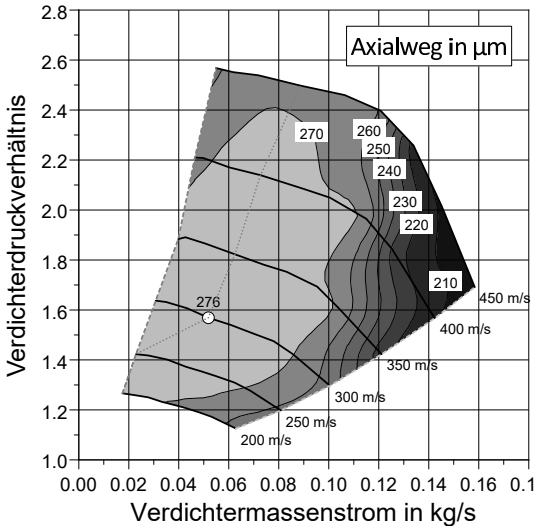


Abbildung 6: Axialweg der Laufgruppe im Verdichterkennfeld

Zur Verdeutlichung der axialen Position der Laufgruppe in Bezug auf ihre Anschlaggrenzen werden alle gemessenen Kennfelder (Heiß-/Kaltgasbedingungen, mit/ohne Pulsation im Turbinenmassenstrom) in einer alternativen Darstellungsweise entsprechend Abbildung 7 präsentiert.

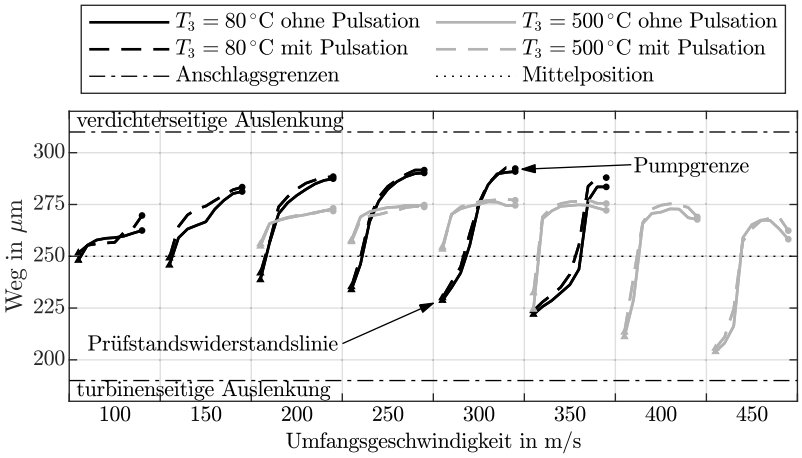


Abbildung 7: Axialwegkennfelder unter Heiß- und Kaltgasbedingungen sowie mit und ohne Pulsation des Turbinenmassenstroms

Hierbei sind die axialen Positionen der Laufgruppe aller Betriebspunkte nach Drehzahllinien bzw. Umfangsgeschwindigkeit sortiert, für den Vergleich zueinander und in Bezug auf die Anschlaggrenzen[4] dargestellt. Zunächst ist festzustellen, dass die Unterschiede zwischen Messungen mit und ohne pulsierender Turbinenströmung sehr gering ausfallen. Die pulsierende Beaufschlagung der Turbine hat demzufolge nur eine geringfügige bis gar keine Auswirkung auf die axiale Position der Laufgruppe. Die generelle Ausrichtung der Laufgruppe bei gegebener Umfangsgeschwindigkeit ist stark vom Verdichterbetriebspunkt abhängig. Dabei lässt sich erkennen, dass hin zur Stopfgrenze eine turbinenseitige Läuferausrichtung und an der Pumpgrenze eine verdichterseitige Läuferausrichtung vorherrscht. Dies lässt sich gut anhand der mit diesen Verdichterarbeitspunkten verbundenen Ladedrücke p_2 erklären, welche maßgeblich für die axiale Zugkraft des Verdichterrads verantwortlich sind. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, insbesondere sichtbar in den Heißgasmessungen, findet jedoch nahe der Pumpgrenze eine leichte Orientierung zurück zur Mitte bzw. in Richtung der Turbine statt. Es wird angenommen, dass dies auf eine geringere, verdichterseitige Impulskraft an der Pumpgrenze zurückzuführen ist. Hierbei verringert sich der Verdichtermassenstrom signifikant, während sich das Verdichterdruckverhältnis nur geringfügig erhöht. Die axialen Verschiebungen entlang einer Drehzahllinie nehmen mit steigenden Umfangsgeschwindigkeiten zu und liegen zwischen 15 μm und 65 μm. Dabei treten vereinzelt Betriebspunkte auf, bei denen die Abstände zum physischen Kontakt der Gleitlagerflächen auf unter 20 μm sinken.

Eine (statische) Differenz beider Wegsensoren nach der Instrumentierung wurde aufgrund der begrenzten Positioniergenauigkeit der Sensoren erwartet. Jedoch konnte bereits während der Messungen beobachtet werden, dass sich bei einer Verschiebung der axialen Position im Betrieb (als Mittelwert beider Wegsensoren), entgegen der Erwartung meistens nicht beide Wegsignale gleichermaßen verändert haben. Die Differenz beider Wegsensoren ist in Abbildung 8 dargestellt. Hierbei wird eine deutliche Veränderung entlang der Drehzahllinien im Verdichterkennfeld sichtbar. Die maximalen beobachteten Änderungen der Wegsensordifferenzen betragen sowohl bei Kalt- als auch bei Heißmessungen ca. 125 μm.

Diese Beobachtung aus den stationären Kennfeldern konnte in den transienten Messungen bestätigt werden. Abbildung 9 zeigt exemplarisch die zeitlichen Verläufe beider Wegsignale für einen Sprung von der Pump- in Richtung der Stopfgrenze, für einen Hochlauf entlang der Verdichterkennfeldmitte sowie für eine Variation der VTG, welche abwechselnd geschlossen und wieder geöffnet wird. Dabei treten Fälle auf, bei denen sich die Wegsignale unterschiedlich stark oder sogar in entgegengesetzter Richtung ändern.

[4] Die axialen Anschlaggrenzen ergeben sich durch die geometrischen Endanschläge des Gleitlagers. Sie wurden ermittelt, indem die Laufgruppe bei stehendem ATL manuell in beide Richtungen maximal ausgelenkt wurde.

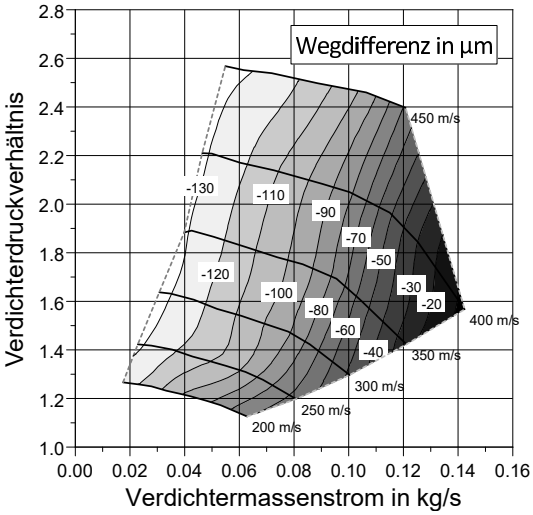
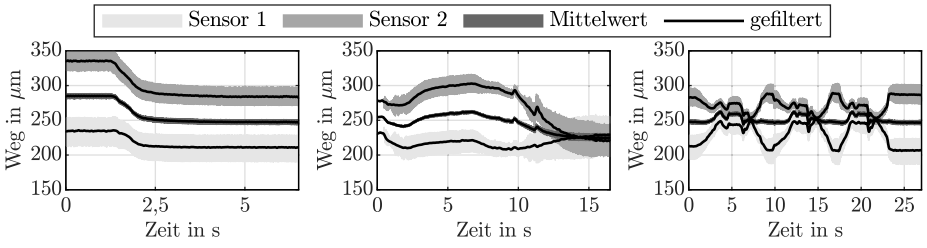


Abbildung 8: Differenz beider Wegsensoren im Verdichterkennfeld (heiß, ohne Pulsation) – Hinweis auf kennfeldpunktabhängige Laufradverkippung

Die Analyse der Differenz der Wegsensoren führt zu dem Schluss, dass das Verdichterrad betriebspunktabhängig eine statische Schrägstellung einnimmt. Dieser Umstand bestärkt zudem den Ansatz, Lageruntersuchungen aufgrund der besonderen Rotordynamik am Abgasturbolader berührungsfrei durchzuführen. Für eine genauere Untersuchung des Phänomens der Schrägstellung müsste die Anzahl der Wegsensoren im gegebenen Versuchsaufbau weiter erhöht werden, da nicht davon ausgegangen werden kann, dass sich die Schrägstellung allein in der Ebene, die durch die Welle und die beiden um 180° versetzten Sensoren aufgespannt wird, abspielt.



(a) Sprung Pumpgrenze zu Stopfgrenze bei 60 k 1/min **(b)** schneller Hochlauf durch Verdichterkennfeldmitte **(c)** VTG-Variation (Wechsel auf/zu) bei ca. 60 k 1/min

Abbildung 9: Transiente Axialwegversuche – Hinweis auf Laufradverkippung

Axialkraft

In Vorbereitung der Axialkraftaufprägung wurde für den Versuchsträger mit Verdichterersatzrad ein Turbinenaxialkraftkennfeld aufgenommen. Dieses ist in Abbildung 10 dargestellt und zeigt die allein durch die Turbine aufgeprägte Axialkraft auf die Laufgruppe für Drehzahlen zwischen 40 k $^1/_{\text{min}}$ und 180 k $^1/_{\text{min}}$ bei Kaltgasbedingungen und einer Öleintrittstemperatur von 80 °C. Zudem wurde die VTG in 10 %-Schritten variiert, wodurch sich im Turbinenkennfeld eine Fläche aufspannt, in der sich die Turbinenaxialkraft als Konturplot abbilden lässt. Darin ist erkennbar, dass diese in erster Linie vom Turbinendruckverhältnis abhängt. Darüber hinaus scheint auch die VTG-Position einen deutlichen Einfluss auf die Axialkraft zu haben.

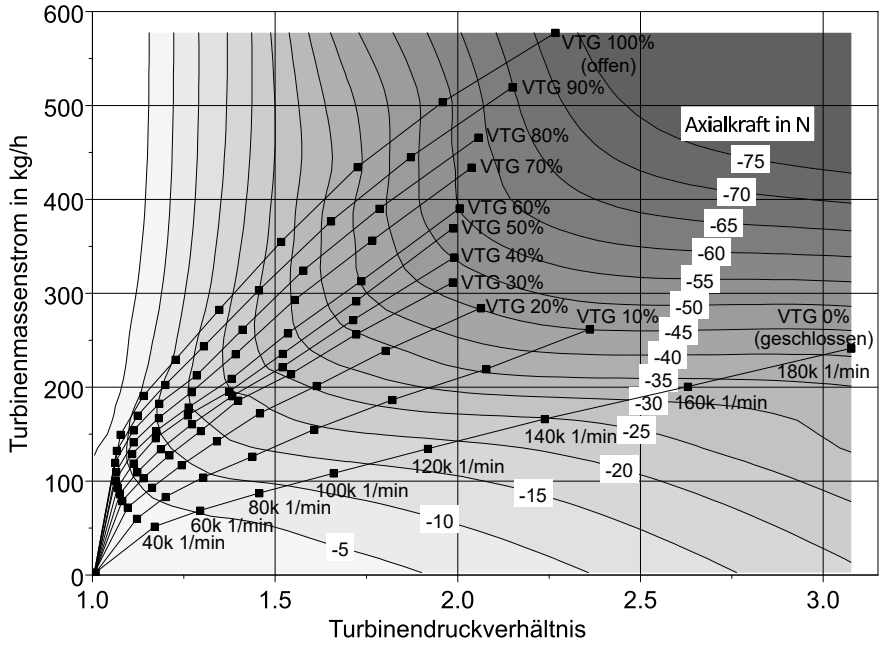


Abbildung 10: Axialkraft des Turbinenrades im Turbinenkennfeld unter Kaltgasbedingungen (mit VTG-Variation)

Im Bereich einer weitgehend offenen VTG verlaufen die Axialkraftisolinien noch annähernd vertikal (reine Turbinendruckverhältnisabhängigkeit), während sie bei weitgehend geschlossener VTG in einen horizontalen Verlauf übergehen. Dabei ist zu beachten, dass das Turbinendruckverhältnis, welches als Abszisse im Diagramm verwendet wird, mittels des Drucks am Turbinengehäuseeintritt berechnet

wird, wohingegen der für die Axialkraft ausschlaggebende Druck am Turbinenradeintritt, und somit nach den VTG-Schaufeln, deutlich kleiner sein kann. Auf diese Weise lässt sich für VTG-Stellungen nahe der geschlossenen Postition (0 % bis 20 %) erklären, weshalb sich die Axialkräfte trotz deutlich unterschiedlichen (äußeren) Turbinendruckverhältnissen kaum ändern. In diesen Fällen bildet der Druckverlust über die VTG einen wesentlichen Anteil am Turbinendruckverhältnis. Der Effekt tritt folglich verstärkt bei hohen Drehzahlen und Massenströmen auf. Im Gegensatz dazu entsteht durch die VTG im Bereich der maximalen Öffnung (100 % bis 60 %) kaum ein wesentlicher Druckverlust, sodass die Axialkräfte fast ausschließlich vom Turbinendruckverhältnis abhängen.
Neben dem Haupteinfluss der statischen Drücke am Laufrad bilden auch massenstromabhängige Impuls-/Trägheitskräfte einen Bestandteil der Gesamtaxialkraft. Diese sind am Pkw-Abgasturbolader auf die typische radiale Bauform der Laufräder zurückzuführen. An der Turbine strömt der Abgasmassenstrom radial (ohne axiale Komponente) in das Turbinenrad, welches diesen umlenkt und dann in axialer Richtung (mit axialer Komponente) abströmen lässt. Diese Umlenkung verursacht eine Axialkraft in Richtung des Lagergehäuses. Sowohl auf Turbinen- als auch Verdichterseite wirken die Impuls-/Trägheitsanteile dem Druckanteil[5] der Axialkraft üblicherweise entgegen. Der Einfluss dieses Axialkraftbestandteils lässt sich im Kennfeld im Bereich einer offenen VTG bei niedrigen Drehzahlen, Massenströmen und Druckverhältnissen in Abbildung 10 erahnen. In diesem Kennfeldbereich sinkt bei konstantem Turbinendruckverhältnis, jedoch steigendem Turbinenmassenstrom die resultierende Axialkraft durch die proportional zum Massenstrom steigenden Impuls-/Trägheitsanteile.
Die Versuchsergebnisse der **kombinierten Messung** mit Wirbelstrom-Wegsensoren und Axialkraft-Pin sind in Abbildung 11 dargestellt. Als eine erste Beobachtung ist festzustellen, dass scheinbar alle einzelnen Drehzahllinien näherungsweise einem gemeinsamen Kraft-Weg-Zusammenhang folgen. Übereinstimmend zur vorherigen Axialwegkennfeldmessung ist eine maximale Verschiebung der Laufgruppe von ca. 70 μm erkennbar. Es wird angenommen, dass die beobachtete Verschiebung dieses Bewegungsbereichs um ca. 50 μm in Richtung des Verdichters auf den Wechsel der axialen Fixierung des Lagers zurückzuführen ist. Bei einem gemessenen Axialkraftgleichgewicht stellt sich eine axiale Laufgruppenposition ein, welche ausgehend vom geometrischen Mittelpunkt ca. 25 μm in Richtung Verdichter verlagert ist. Erwartungsgemäß ist eine geringe Lagersteifigkeit bei mittleren Laufgruppenpositionen festzustellen (ca. 0,5 $^{\mathrm{N}}/_{\mu\mathrm{m}}$), welche in Richtung der Lagerendpositionen deutlich ansteigen. In dieser Hinsicht ist jedoch zu beobachten, dass der Kraft-Weg-Zusammenhang für verdichterseitige und turbinenseitige Laufgruppenpositionen nicht gänzlich symmetrisch ist. Bei der Bewertung der auftretenden Axialkräfte ist zu berücksichtigen, dass das dargestellte

[5] Der Druckanteil wird stets durch die höheren Drücke am Laufradrücken dominiert.

Kennfeld unter Kaltgasbedingungen vermessen wurde. Dies erklärt die zum Teil hohen Axialkräfte in Richtung Turbine, welche zur Einhaltung der geforderten ATL-Drehzahlen nur über ein hohes Turbinendruckverhältnis erreicht werden konnten.

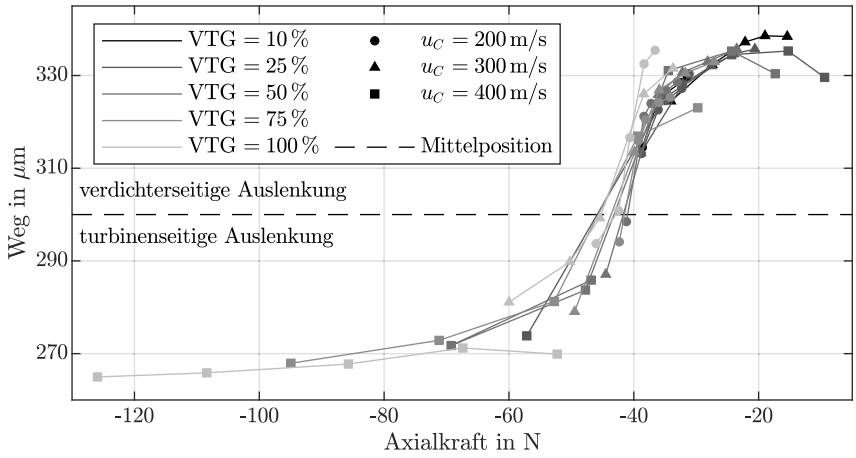


Abbildung 11: Zusammenhang zwischen Axialkraft und axialer Verschiebung der Laufgruppe für unterschiedliche ATL-Drehzahlen unter Kaltgasbedingungen

In Bezug auf die **Axialkraftbelastungsvorrichtung** wurde in dieser Studie vor allem die Funktionsfähigkeit und Performance betrachtet. Abbildung 12 zeigt den Zusammenhang zwischen angelegtem Strom und gemessener Axialkraft für ATL-Drehzahlen zwischen $60\,\mathrm{k}\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$ und $160\,\mathrm{k}\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$. Entsprechend der Erwartung ist festzustellen, dass ohne Magnetkraft (Strom bei 0 A) mit steigender Drehzahl wachsende Axialkräfte in Richtung Turbine auftreten. Durch das Anlegen eines Stroms konnten Gesamtaxialkräfte von bis zu 200 N erreicht werden[6], wobei jedoch oberhalb von 150 N erste Sättigungseffekte einsetzen. Für die Darstellung typischer Lastszenarien von Abgasturboladern in Pkw- und leichten Nutzfahrzeuganwendungen erscheinen die stationär aufprägbaren Kräfte ausreichend groß.

[6] Bei Einsatz einer Wasserkühlung für den Elektromagneten sind auch Axialkräfte bis zu 300 N möglich.

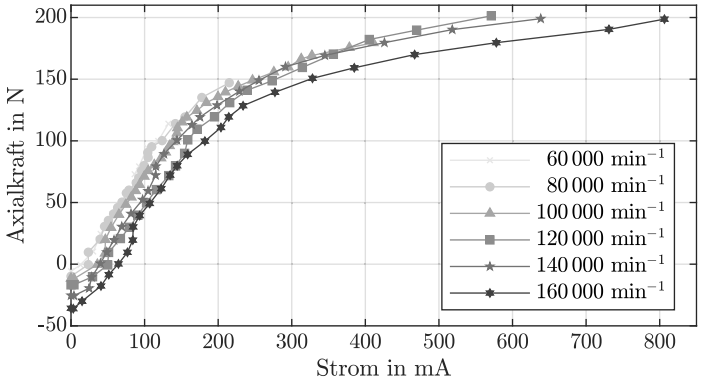


Abbildung 12: Kraft-Strom-Zusammenhang für ATL-Drehzahlen zwischen 60 k $^1/_{\text{min}}$ und 160 k $^1/_{\text{min}}$

Das dynamische Verhalten der magnetischen Axialkraftbelastungsvorrichtung wurde anhand von Axialkraftsprüngen bewertet. Abbildung 13 zeigt den gemessenen Axialkraftverlauf als Systemantwort zu einem Axialkraft-Soll-Profil mit rechteckigen Sprunganforderungen. Es kam ein PI-Regler zum Einsatz, der auf ein leichtes Überschwingen parametriert wurde. Beobachtet wurden Kraftaufprägungsraten von über 500 $^{\text{N}}/_{\text{s}}$, sodass 90 % des Zielwerts stets in unter 0,3 s erreicht werden konnten. Dabei ist anzumerken, dass der Elektromagnet nur Axialkräfte in Verdichterrichtung[7] aufprägen kann. Es wird festgestellt, dass die Axialkraftaufprägung ausreichend dynamisch ist, um typische Lastwechsel eines Verbrennungsmotors im realen Betrieb darzustellen.

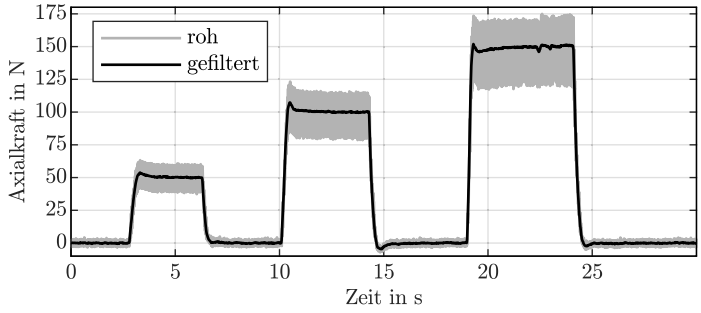


Abbildung 13: Dynamische Axialkraftaufprägung bei 160 k $^1/_{\text{min}}$

[7]Es sei definiert, dass positive Axialkräfte in Richtung des Verdichters wirken.

Zusammenfassung

Im Rahmen der hier vorgestellten experimentellen Versuche konnte das Verhalten der hydrodynamischen Axiallagerung von Abgasturboladern in Bezug auf axiale Verschiebung und Axialkräfte genauer charakterisiert werden. Dabei wurden die Methoden zur Instrumentierung, Kalibrierung, Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung detailliert vorgestellt.
In Kennfeldern wurden die unter Kalt- und Heißgasbedingungen auftretenden axialen Verschiebungen der Laufgruppe quantifiziert. Ein wesentlicher Einfluss einer pulsierenden Abgasströmung konnte dabei nicht festgestellt werden. Jedoch weisen sowohl statische als auch dynamische Wegmessungen auf eine betriebspunktabhängige Schrägstellung des Verdichterrads hin.
In Hinsicht auf die Axialkräfte wurden sowohl das Turbinenrad einzeln (inklusive Variation der VTG) als auch ein ATL ohne modifizierte Laufgruppe in Kennfeldern erfasst. Dies ermöglichte in Kombination mit der Wegmessung die Darstellung des Kraft-Weg-Zusammenhangs über verschiedene Kennfeldpunkte hinweg.
Abschließend wurde eine Vorrichtung zur gezielten Aufprägung von Axiallasten auf die Laufgruppe eines ATLs im Betrieb vorgestellt. Der Ansatz mittels Elektromagnet und Verdichterersatzrad als Anker ermöglicht eine berührungslose Kraftübertragung. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass diese Methode ausreichend hohe Axialkräfte zur Abbildung aller real auftretenden Betriebszustände bereitstellt. Der vorgestellte Versuchsaufbau erlaubt zudem im gesamten Drehzahlbereich des ATLs hochdynamische Axiallastprofile automatisiert abzufahren.

Literatur

[1] Baines, N. C.: *Fundamentals of Turbocharging*. White River Junction, Vt.: Concepts NREC, 2005. ISBN: 978-0-933-28314-5.

[2] Schmitt, S.; Schmid, W.; Hertweck, G.; Schlegl, M.; Staudacher, S.: „Hochpräzise Messungen der Reibleistung von Abgasturboladern“. In: *12. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2007).

[3] Marsal, D.; Davies, P.; Jeckel, D.; Tietze, T.; Lautrich, G.; Sommer, A.: „A new Turbocharger Bearing System as a further step to improve the overall TC Efficiency“. In: *13. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2008).

[4] Biet, C.: „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2017. DOI: 10.14279/depositonce-5890.

[5] Sjöberg, E.: „Friction Characterization of Turbocharger Bearings“. Masterarbeit. KTH Royal Institute of Technology, 2013. URL: http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:644848/FULLTEXT01.pdf.

[6] Lüddecke, B.; Nitschke, P.; Dietrich, M.; Filsinger, D.; Bargende, M.: „Unsteady Thrust Force Loading of a Turbocharger Rotor During Engine Operation“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 138.1 (Aug. 2015). ISSN: 0742-4795. DOI: 10.1115/1.4031142.

[7] *eddyNCDT // Inductive sensors based on eddy currents*. 2020. URL: https://www.micro-epsilon.com/download/products/cat--eddyNCDT--en.pdf.

[8] Society of Automotive Engineers: *SAE-Standard J1826: Turbocharger Gas Stand Test Code*. 1989.

[9] Vanhaelst, R.; Kheir, A.; Czajka, J.: „A systematic analysis of the friction losses on bearings of modern turbocharger“. In: *Combustion Engines* 164.1 (2016). issn: 2300-9896.

[10] Smiljanovski, V.; Kindl, H.; Schorn, N.; Schulz, A.; Uhlmann, T.: „Turbolader-Axialkraftmessungen“. In: *16. Aufladetechnische Konferenz Dresden* (2011).

[11] Uhlmann, T.; Lückmann, D.: *Erweiterte Turbinenkennfeldmessung*. FVV-Abschlussbericht Vorhaben Nr. 1038. RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2012.

Biographische Notizen

Clemens Biet war zwischen 2012 und 2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigte sich mit vielfältigen Forschungsfragen rund um den Abgasturbolader. Er promovierte 2017 zum Thema „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Seit 2018 hat Clemens Biet die an das Fachgebiet Fahrzeugantriebe angegliederte Juniorprofessur „Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge“ inne, welche von Prof. Baar initiiert worden war.
Prof. Baar prägte mich mit seiner zielstrebigen, jedoch gleichzeitig besonnenen Art und verbleibt in vielerlei Hinsicht ein Vorbild für meine jetzige wissenschaftliche Tätigkeit. Ich empfinde große Dankbarkeit für sein Vertrauen, seine Unterstützung und vor allem für die vielfältigen durch ihn offenbarten Möglichkeiten, zu denen nicht zuletzt auch die Juniorprofessur zählt. Gern hätte ich die Forschung und Lehre an der Technischen Universität Berlin gemeinsam mit ihm gestaltet.

Sören Krebs ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge an der Technischen Universität Berlin. Er schloss sein Studium der Physikalischen Ingenieurwissenschaft mit einer experimentellen Masterarbeit am Fachgebiet Fahrzeugantriebe ab und begann dort Ende 2016 seine Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter mit dem Schwerpunkt Antriebsstrangsimulation. Im Januar 2019 wechselte er an das von Herrn Baar initiierte, neu gegründete Fachgebiet.
Herr Baar weckte durch seinen mitreißenden Vorlesungsstil erst mein Interesse für Fahrzeugantriebe, und auch in persönlichen Gesprächen verstand er es, motivierende Worte zu finden und konstruktive Kritik zu üben.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Turboladerturbine mit Ejektor-Regelung

Tom Steglich, Mathias Vogt, Markus Weiß

Die klassische Regelung von Turboladerturbinen erfolgt heute entweder mittels Bypassklappe (Wastegate) oder Leitschaufelregelung, die Drehzahlregelung mittels integriertem E-Motor steht derzeit vor der Serieneinführung. Weitere Ansätze haben sich bisher nicht durchgesetzt. Die Bypassregelung mittels Ejektor (auch Strahlpumpe oder englisch jet pump) wird seit den 1970er Jahren immer wieder in Veröffentlichungen erwähnt z. B. [1–3]. Der Funktionsnachweis wurde aber bisher nicht erbracht. Im hier vorliegenden Beitrag wird für die ausgewählte Anwendung an einem Pkw-Motor eine Leistungssteigerung der Turbine von bis zu 20 % im Bypassbetrieb nachgewiesen.

Einleitung

Der Aufbau einer Strahlpumpe mit den Hauptkomponenten Ansaugdüse, Treibdüse, Mischdüse und -strecke und Diffusor (Abbildung 3) ist einfach und robust. Da meist auf eine integrierte Regelung des Treibstrahles mittels Düsennadel verzichtet wird, kommen keine beweglichen Teile vor, was die Anwendung bei der Förderung abrasiver, aggressiver oder „schwieriger“ Medien sehr attraktiv macht. Einsatzgebiete sind u. a. Anlagen der Petro- und Chemieindustrie, zur Förderung von Medien aller Art und Zusammensetzung, Vakuumanlagen, Kühlanlagen, Speisewasserpumpen in Kraftwerken bis hin zu Absauggeräten in der Medizintechnik.
Die Vielfalt der Anwendungen bedingt eine Vielzahl verfügbarer Literatur wie z. B. [4–7]. Im Bereich der Aufladung wurden Strahlpumpen unter der Bezeichnung „Ejektor“ in den letzten Jahren immer wieder als Möglichkeit erwähnt, weiterführende, konkrete Umsetzungen in der Literatur beschränken sich fast auf das denkbare Minimum. So stellten Brück et al. [8] eine Anordnung vor, die im Regelbetrieb des Wastegates eine reduzierte Ejektorwirkung erwarten lässt. Die einzige Veröffentlichung, die sich mit dem theoretisch vorhandenen Potential der Anordnung auseinandersetzt, stammt von Hagelstein et al. [3] (Mitautor: Roland Baar). Eine gemeinsame Forschungsinitiative zwischen Roland Baar und der IAV GmbH war der Startpunkt für die hier vorgestellten Arbeiten.

Funktionsweise & theoretische Einführung

Grundsätzlich ist das Wirkprinzip der Strahlpumpe der Impulsaustausch zwischen Treibstrahl und Saugstrom. In Form einer vereinfachten Gleichung lässt sich das wie folgt ausdrücken:

$$\dot{m}_{\mathrm{T}} \cdot c_{\mathrm{T}} + \dot{m}_{\mathrm{B}} \cdot c_{\mathrm{B}} + p_{\mathrm{TB}} \cdot A_{\mathrm{TB}} = \dot{m}_{\mathrm{M}} \cdot c_{\mathrm{M}} + p_{\mathrm{M}} \cdot A_{\mathrm{M}}. \tag{1}$$

Die Beschleunigung des Saugstrahles ($\dot{m}_{\mathrm{T}}$) durch den Treibstrahl ($\dot{m}_{\mathrm{B}}$) bewirkt dabei einen Unterdruck in der Saugleitung, was letztlich die Förderung (= Ansaugung) von Medien ermöglicht. Im Falle der ATL-Turbine wird der Bypassstrom als Treibstrom genutzt, um dem Turbinenmassenstrom Energie zuzuführen, siehe Abbildung 1.

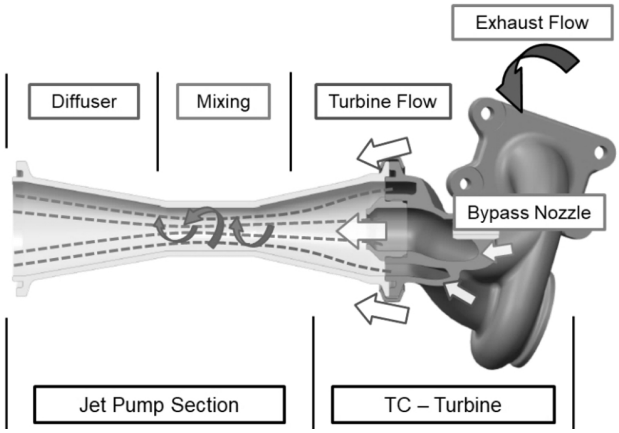


Abbildung 1: Schematischer Aufbau der Ejektor-Turbine

Dies induziert am Austritt des Turbinenrades eine Absenkung des statischen Druckes und damit im Kennfeld des Turbinenrades eine Betriebspunktverschiebung zu höheren Druckverhältnissen des Turbinenrades ($A \rightarrow A^*$; Abbildung 2) im Vergleich zum ungeregelten Betrieb oder zur klassischen Wastegate-Regelung. Die Verschiebung des Betriebspunktes nimmt dabei gegenüber dem klassischen Wastegate mit zunehmendem Bypassanteil am gesamten Massenstrom zu. Aufgrund der Anordnung mit einer Mischstrecke und anschließendem Diffusor ändert sich das Druckverhältnis der gesamten Turbinenstufe dabei nicht (Sternsymbol in Abbildung 2: Bypassbetrieb im Stufenkennfeld bei Punkt A; auf der Turbinenkennlinie bei Punkt A^*). Die zu erwartende Steigerung der Turbinenleistung findet sich daher bei der Vermessung der Turbinenstufe als besserer Wirkungsgrad und nicht als Verlagerung des Stufendruckverhältnisses.

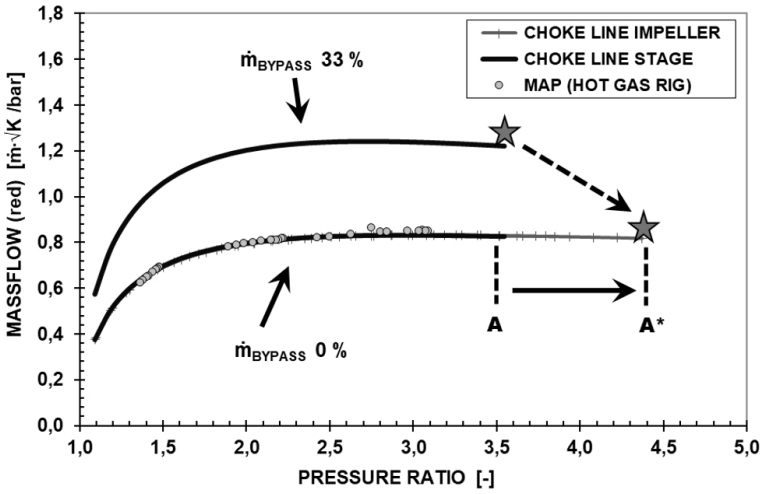


Abbildung 2: Strahlpumpe im Turbinenkennfeld

Umsetzung

Basis der Untersuchungen ist ein direkt einspritzender Vierzylinder-Ottomotor mit einem Hubvolumen von 1,4 l und einer Nennleistung von 118 kW.

1D-Vorauslegung

Bei vorhandenen Kennfelddaten und Hauptabmessungen lässt sich eine erste Berechnung und Dimensionierung mithilfe von 1D-Simulationen durchführen (siehe auch Abbildung 2). Anwendung findet dabei die Software „GT-Power“ des Herstellers Gamma Technologies. Diese Methode eignet sich auch zur Abschätzung von Wirkungsgradkennfeldern aus gemessenen Daten für die Ladungswechselsimulation. Die Ergebnisse der ersten Rechenmodelle wurden genutzt, um die Möglichkeiten verschiedener Ansätze in der Ladungswechselsimulation immer wieder zu plausibilisieren und zu validieren. Der gefundene Rechengang eignet sich zur Voroptimierung der Hauptabmessungen und zur Plausibilisierung und Aufbereitung von Messdaten für Validierungs- und Auslegungsrechnungen.
Die Abbildung von 3D-Strömungsphänomenen gestaltet sich in einer 1D-Simulationssoftware schwierig. Daher wird für die Vorauslegung eines Ejektors entweder auf 3D-CFD-Simulationen oder auf 1D-Ersatzmodelle zurückgegriffen. Ein solches Modell schlagen zum Beispiel Chen et al. [9] vor. Wie in Abbildung 3 zu sehen, treibt die Primärströmung über eine Ejektordüse die vom Turbinenradaustritt kommende Sekundärströmung an.

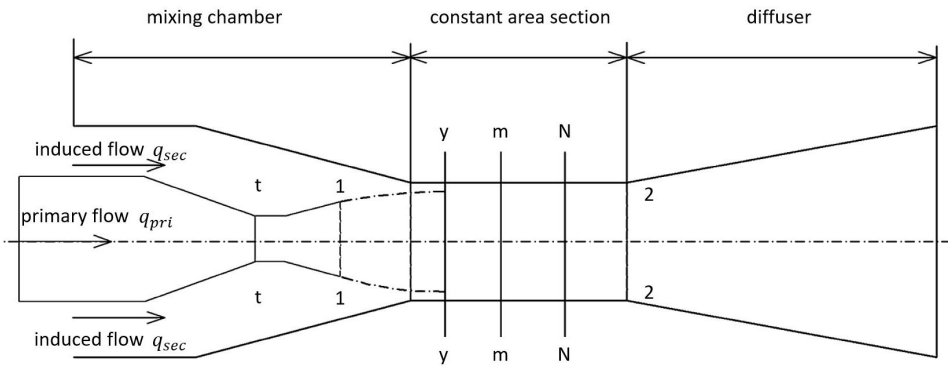


Abbildung 3: Beschreibung des 1D-Ejektor-Modells nach [9]

In der Modellbildung wird von vereinfachenden Annahmen ausgegangen:

- Das Treibfluid ist ein ideales Gas mit konstanten Eigenschaften für die spezifische Wärmekapazität c_p und den Isentropenexponenten κ.
- Die Strömung im Ejektor ist gleichmäßig und eindimensional.
- Die kinetische Energie an den Einlässen für den Primär- und Sekundärstrom und am Ende des Diffusors ist vernachlässigbar.
- Zur Vereinfachung werden Reib- und Mischverluste mit der Nutzung von isentropen Effizienzkoeffizienten einbezogen.
- Bis zur Ebene y-y findet keine Durchmischung von Primärstrom und Sekundärstrom statt. Danach vermischen sich beide Ströme bei konstantem Druck.
- Die innere Wand des Ejektors verhält sich adiabat.

Die Zustände in den angegebenen Querschnitten lassen sich numerisch berechnen. Dazu wurde ein Matlab-Modell aufgebaut (Programmablauf in Abbildung 4). Der Primärmassenstrom q_{pri}, der Sekundärmassenstrom q_{sek} und der kritische Gegendruck p_c^* werden ausgehend von der Geometrie und den thermodynamischen Randbedingungen basierend auf den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie berechnet. Ist der Gegendruck p_c kleiner oder gleich dem kritischen Gegendruck, wird das Zumischverhältnis direkt berechnet. Bei einem höheren Gegendruck spricht man von einem Betrieb des Ejektors im subkritischen Bereich, sodass das Zumischverhältnis iterativ ermittelt werden muss.

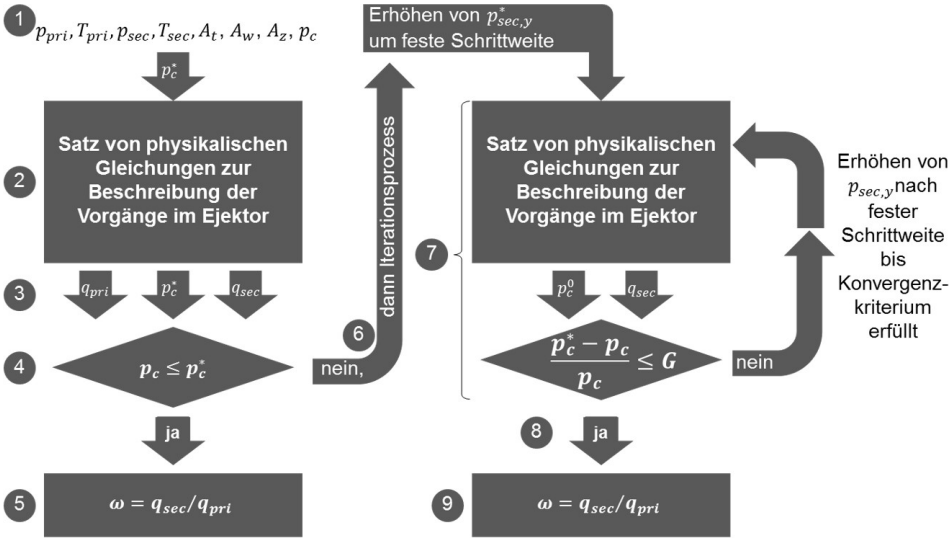


Abbildung 4: Berechnungsprinzip des Matlab-Modells nach [9]

Das Matlab-Modell wurde mit Messdaten von Hemidi et al. [10] validiert. Dabei handelt es sich um eine Luftstrahlpumpe mit einer Variation von Primärdruck und Gegendruck bei konstanter Eingangstemperatur von 20 °C (sowohl Primär- als auch Sekundärströmung).
Die Ejektorberechnung in GT-Power erfolgte im ersten Schritt in einem einfachen Turbinenmodell bei dem die Turbine mit ihren klassischen Kennfeldern für den reduzierten Massenstrom und ihren Wirkungsgrad beschrieben wird. Die Berechnung der Zumischung des Bypassmassenstromes erfolgt in einem Flowsplit, welcher durch Kennfelder beschrieben wird, die mittels der gezeigten Berechnung nach Chen et al. [9] bedatet wurden.
So konnte die Turbinenleistung inklusive Ejektor für verschiedene Betriebspunkte berechnet werden, was Rückschlüsse für die geometrische Optimierung des Ejektors zulässt.

Konstruktive Umsetzung

Grundlage der Konstruktion des Versuchsträgers waren sowohl 1D-Vorauslegungen als auch Ergebnisse der GT-Power Simulation. Der Grund für dieses Vorgehen waren vor allem noch unbekannte Schwächen beider Ansätze. Letztlich waren daher Messdaten unabdingbar, um beide Ansätze zu überprüfen und zielgerichtet weiterentwickeln zu können.

Die Konstruktion erfolgte dabei unter der Beibehaltung folgender Merkmale:

- Turbinengehäuse (Querschnittsverläufe)
- Turbinenrad
- Querschnitt des Bypasses (= Durchmesser bzw. Querschnitt der Wastegatebohrung)
- Ein- und Austrittsflansch des Turbinengehäuses

Mit diesen Abmessungen werden sowohl der direkte Vergleich der ungeregelten Turbine (Kennfeldmessung bei geschlossenem Bypass) als auch (eher akademisch) ein direkter Test am Versuchsmotor möglich. Die Abmessungen der Strahlpumpe, d. h. Fangdüse-Mischstrecke-Diffusor, sind zum einen das Ergebnis von 1D-Rechnungen und GT-Power Simulationen (Querschnitte) und zum anderen beruhen sie auf Best-Practice Empfehlungen aus der Literatur (Baulängen der Komponenten der Strahlpumpe). Die Variabilität des Bypassstroms wurde mit Einschraubdüsen unterschiedlicher Durchmesser erreicht (siehe Tabelle 1 und Abbildung 5). Auf eine Regelung des Bypassmassenstroms wurde im Rahmen des Funktionsnachweises zunächst zugunsten eines einfacheren Aufbaus verzichtet.

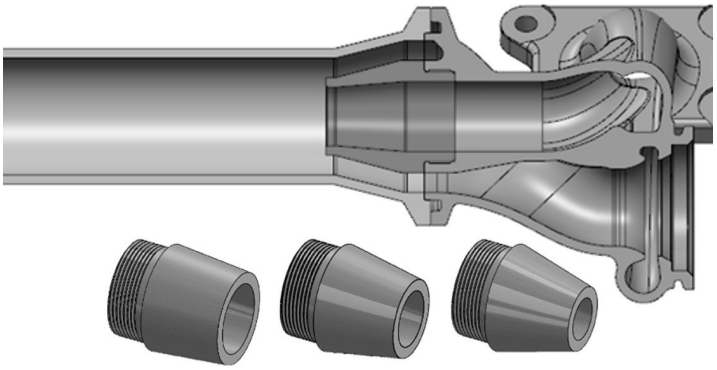


Abbildung 5: Düsen und Turbinengehäuse mit Mischstrecke

Tabelle 1: Abmessungen der Versuchsdüsen

	Durchmesser der verwendeten Düsen				
Nr.	1	2	3	4	5
$\varnothing_{\text{Düse}}$ in mm	0	10	15	20	25

CFD

Auf Basis von CFD-Simulationen sollte, hinsichtlich des maximalen Ejektoreffektes, eine günstige Kombination von Treibstrahl (Ejektormassenstrom) zu Saugstrahl (Turbinenmassenstrom) ermittelt werden. Hierfür wurden verschiedene Düsenöffnungsquerschnitte gegen unterschiedliche Durchmesser der Fangdüse und des Mischrohres variiert. Der Hintergrund ist die Einschränkung der Variantenvielfalt für den Funktionsnachweis mit Hilfe des Prüfstandes (siehe Abbildung 5). Der Aufbau des CFD-Modells orientiert sich am Prüfstandsaufbau, d. h. einzelne Modellabschnitte, wie z. B. die Düse können ausgetauscht werden, ohne das ganze Modell neu vernetzen zu müssen. Dadurch können die einzelnen Simulationsvarianten schnell generiert werden. Für die Modellierung wurde von einem zeitlich stationären Zustand ausgegangen. Die Rotation des Turbinenrades wurde mit dem MRF-Ansatz („moving reference frame“) abgebildet. Eine Übersicht der verwendeten physikalischen Modelle wird in Abbildung 6 dargestellt.

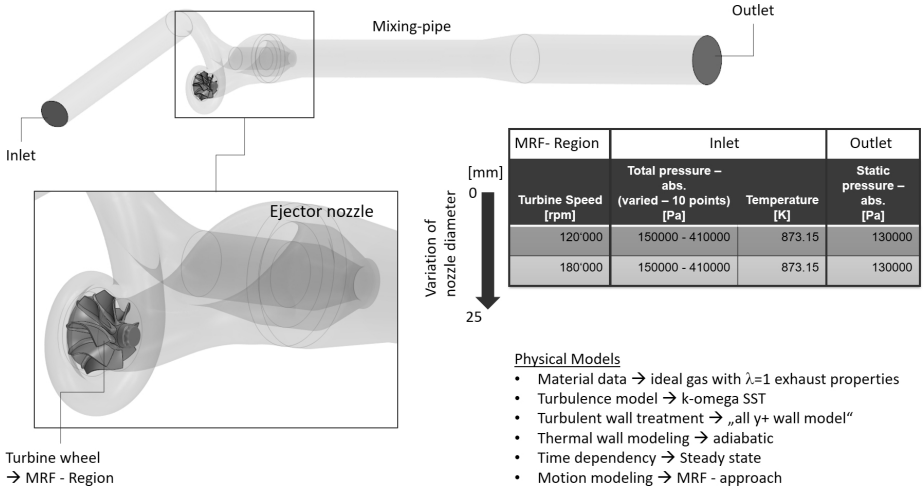


Abbildung 6: CFD-Modellbeschreibung

Um eine Tendenz des Ejektorverhaltens im Turbinenkennfeld zu ermitteln, wurden die Drehzahllinien 120 000 min^{-1} und 180 000 min^{-1} mit jeweils zehn Betriebspunkten gerastert. Die Auswertung des Mischungszustandes zwischen Saugstrahl und Treibstrahl erfolgte in mehreren Messebenen entlang des Strömungspfades (siehe Abbildung 7).
Erste Untersuchungen zeigten Betriebsvorteile für das Mischrohr mit größerer Querschnittsfläche. Daher werden alle weiteren Resultate für diese Variante dargestellt.

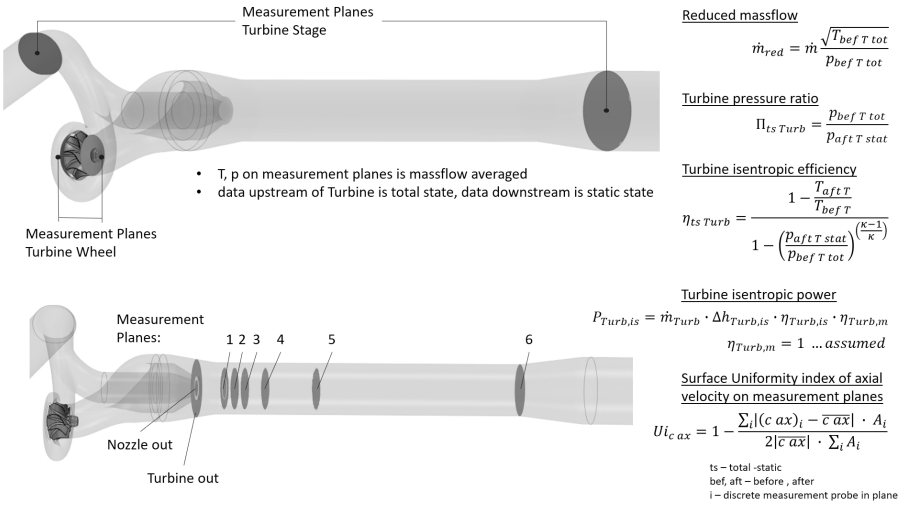


Abbildung 7: Auswerteebenen und Auswertegrößen der CFD-Simulationen

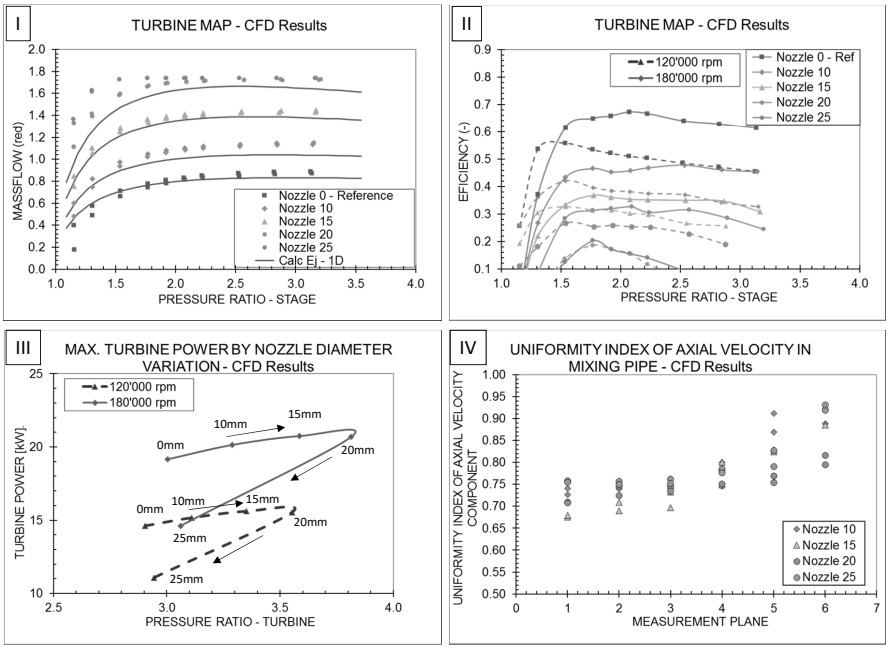


Abbildung 8: Ausgewählte Ergebnisse der CFD-Analysen

Eine Gegenüberstellung der wichtigsten Ergebnisse zeigt Abbildung 8. Die Diagramme I und II weisen über dem Stufendruckverhältnis jeweils den reduzierten Massenstrom und den isentropen Wirkungsgrad mit der Änderung des Düsenquerschnittes aus. Wie bereits vom Wastegate bekannt, steigt mit größerem Düsenquerschnitt der durchsetzbare Massenstrom über die Turbinenstufe an. Der Wirkungsgrad sinkt dagegen mit zunehmendem Bypass-Massenstrom.
Der Ejektoreffekt tritt deutlich im Diagramm III hervor. Hier ist die maximal erreichbare Leistung der Turbine bei Variation des Düsendurchmessers über dem Turbinendruckverhältnis dargestellt. Mit der Vergrößerung der Düsenquerschnittsflächen zeigt sich zuerst eine Erhöhung der Turbinenleistung, die im weiteren Verlauf abfällt.
Für die Güte der Impulsübertragung vom Ejektorfreistrahl auf die Turbinenströmung wird davon ausgegangen, dass sich die axialen Geschwindigkeitsanteile in Mischrohrrichtung über dem Mischrohrquerschnitt vergleichmäßigen. Als eine Bewertungsgröße hierfür ist der Uniformity-Index bekannt. Im Diagramm IV wurde dieser daher über mehrere Messebenen entsprechend Abbildung 7 ausgewertet. Es lässt sich feststellen, dass die Impulsmischung für alle Varianten nur schlecht gelingt. Ein weiterer Punkt ist die unzureichende Korrelation zwischen der Steigerung der Turbinenleistung und dem Uniformity-Index. Das führt zu der Annahme, dass dieses Kriterium allein nicht ausreichend ist, um die Impulsübertragung im Mischrohr zu bewerten.

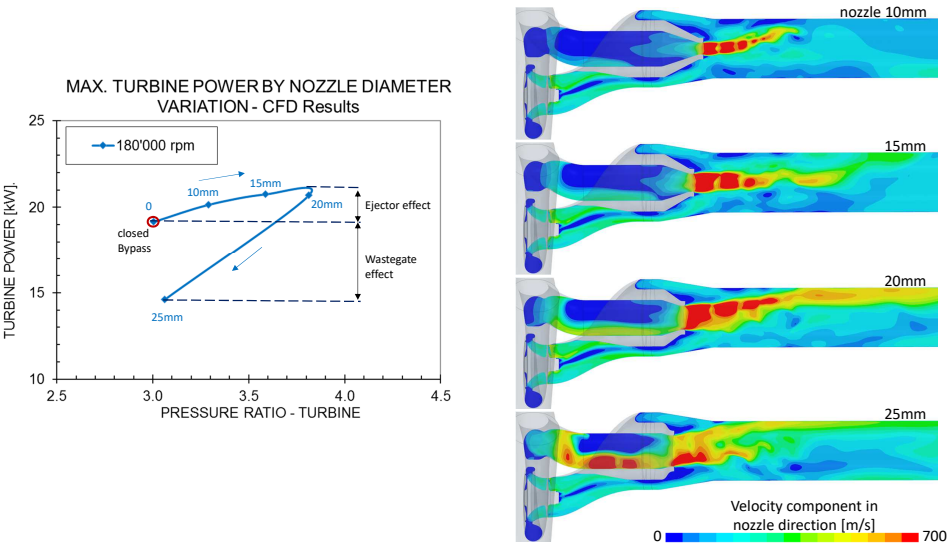


Abbildung 9: Detailanalyse des Geschwindigkeitsfeldes für $180\,000\,\mathrm{min}^{-1}$

Für eine detaillierte Auswertung des Strömungsfeldes wurde der Verlauf der maximalen Turbinenleistung bei Variation der Düsengeometrie für die Turbinendrehzahl $180\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ analysiert. Die Bildfolge rechts in Abbildung 9 ist analog zum dargestellten Diagramm angeordnet.
Eine Vermutung bzgl. des Ejektoreffektes ist, dass ein möglichst mittiges, symmetrisches Einströmen des Ejektorfreistrahles in die Fangdüse optimal bzgl. Impulsübertragung und Turbinenleistungssteigerung ist.
Zwei Einflussfaktoren lassen sich hierfür aufzeigen:

1. Die Größe des eingetragenen Impulses in die Hauptströmung: Freistrahlen mit kleinem Impulseintrag werden bei kleinen Düsendurchmessern einfacher von der Hauptströmung abgelenkt.
2. Die Massenstromverteilung innerhalb des Ejektorkanals: Wird die Düse asymmetrisch angeströmt, so ist ebenfalls ein ausgelenkter Freistrahl die Folge. Verstärkt wird dieses Phänomen, wenn das Verhältnis von Düsenquerschnitt zu Ejektorkanalquerschnitt in Richtung eins variiert. Dann fällt die Düsenwirkung signifikant ab und der Ejektoreffekt wandelt sich in eine Wastegate-Wirkung. Dies entspricht auch der Verringerung der Turbinenleistung im Diagramm.

Entsprechend der ursprünglichen Aufgaben der CFD-Simulationen lässt sich daher für einen maximalen Ejektoreffekt der Düsendurchmesser von 15 mm ausweisen. Für diese Geometrievariante scheint der beste Kompromiss für die beschriebenen Phänomene vorhanden zu sein. Allerdings ist eine deutliche Weglänge stromabwärts im Mischrohr der Geschwindigkeitsunterschied zwischen dem Freistrahl und der Hauptströmung immer noch klar erkennbar. Das bedeutet, dass für die erwünschte Impulsmischung zwischen den beiden Strömungen noch Optimierungspotential besteht.

Messergebnisse

Die Messungen wurden am Heißgasprüfstand der TU Berlin für die folgenden Varianten durchgeführt: Referenz (Wastegate-ATL) und Ejektor-ATL mit zwei Mischstrecken. Der Bypass wurde am Ejektor-ATL mit den in Abbildung 5 dargestellten Einschraubdüsen realisiert. Um die Vergleichbarkeit zwischen den Bypasskonstruktionen herzustellen, wurde bei einem Referenzdruckverhältnis von $\Pi_{\mathrm{ts,Turb}} = 2$ die Wastegateöffnung jeweils auf den Gesamtturbinenmassenstrom der zuvor untersuchten Düsenkonfigurationen angepasst und dann die gesamte Turbinenkennlinie gemessen. Eine Auswahl der Ergebnisse ist im Turbinenkennfeld in Abbildung 10 zu sehen.

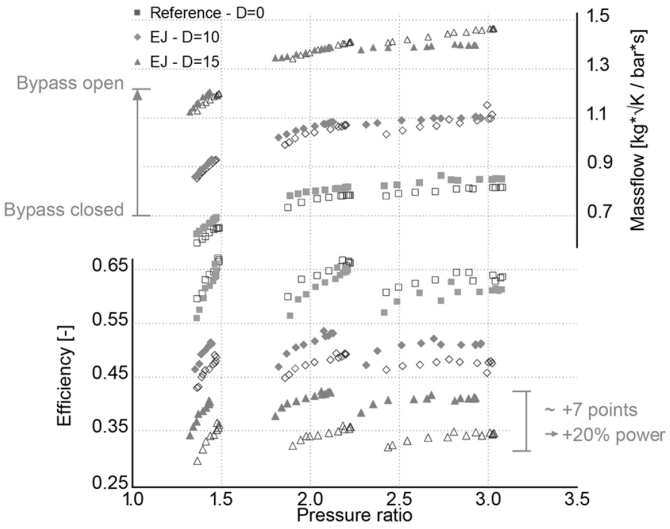


Abbildung 10: Turbinenkennfelder für die Düsendurchmesser $\varnothing_{\mathrm{Nozzle}} = 0; 10; 15\,\mathrm{mm}$ (leere Symbole: Wastegate-Bypass; gefüllte Symbole Ejektor-Bypass)

In Abbildung 10 sind je drei Durchsatzkennlinien für den Wastgate-ATL (leere Symbole) und den Ejektor-ATL (gefüllte Symbole) abgebildet. Diese Referenzmessungen zeigen einen geringfügigen Wirkungsgradnachteil der hier aufgebauten Ejektor-Konfiguration im „reinen“ Turbinenbetrieb ohne Bypassöffnung. Mit steigendem Bypassanteil wird dieser Nachteil des Versuchsgehäuses durch die Energiezufuhr im Ejektor-Bypass bei weitem überkompensiert. Bei hohen Bypassmassenströmen ergibt sich daher (für die direkt vergleichbaren Messungen) ein besserer Wirkungsgrad von ca. +7 Prozentpunkten, was einer Steigerung der Turbinenleistung von ca. 20 % entspricht.
Aus den gezeigten und weiteren Messungen lassen sich folgende Thesen ableiten:

1. Bei „reinem“ Turbinenbetrieb lassen sich identische Turbinenwirkungsgrade erzielen.
2. Mit steigendem Bypassverhältnis steigt – wie erwartet – der Wirkungsgrad der Turbine mit Ejektor-Bypass.
3. Bei entsprechender Auslegung der Querschnitte kann auch ein Ejektor-Bypass wie ein Wastgate-Bypass betrieben werden.

Letzteres ist vor allem im Hinblick auf Motorbetriebsstrategien ein wichtiger Punkt. Wie sich in den Messungen zeigte, hat der letzte Punkt nur Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der Turbinenstufe. Die Durchsätze blieben dabei nahezu

unverändert. Das heißt, ein gewünschter Turbinendurchsatz wäre mit variablen Stufenwirkungsgraden realisierbar.

Berechnung des Motorverhaltens mit Ejektorturbine

Die Turbinenmessdaten wurden innerhalb von GT-Power v2018 in einem Vierzylinder-DI-Ottomotormodell verarbeitet. Das Modell wurde bereits in zahlreichen Entwicklungsprojekten validiert, wie z. B. in [11].
Die Berechnung der stationären Motorkennfelder erfolgte zum einen mit einem klassischen, regelbaren Wastegate-Turbinenbypass und zum anderen mit einem regelbaren Bypass mit Ejektor. Sowohl die Turbinenkennfelder mit klassischem Wastegate, als auch mit Ejektor sind jeweils mittels der gemessenen Daten vom Turboladerprüfstand parametriert. So sind der reduzierter Massenstrom und der Wirkungsgrad bezogen auf den gesamten Turbinenmassenstrom (Turbinenrad + Bypass). Diese Funktion ist vergleichbar mit der Abbildung eines VTG-Kennfeldes. Die Verbrennung ist mit Vibe-Parametern für alle Motorbetriebspunkte definiert. Die Regelung auf gleiche Klopfbedingungen erfolgt somit über die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes, ohne die Form des Brennverlaufs zu beeinflussen.

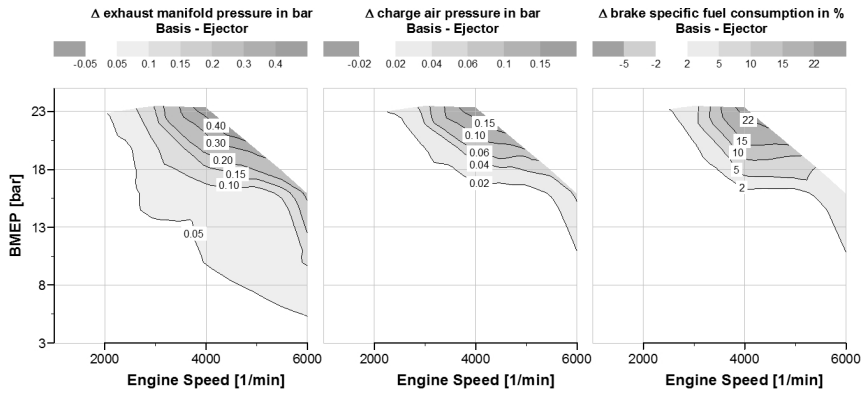


Abbildung 11: GT-Power Simulationsergebnisse des 1,4 l-Ottomotors mit Ejektorbypass im Vergleich zur Basis mit klassischem Wastegate

Die Simulationsergebnisse des Motorkennfeldes sind in Abbildung 11 zu sehen. Der gemittelte Druck vor der Turbine, welcher maßgeblich für die Ladungswechselarbeit des Motors ist, ist mit Ejektor bis zu 0,45 bar geringer als mit klassischem Wastegate. Die Ladungswechselarbeit ist hier bis zu 0,3 bar geringer. Der geringere Abgasgegendruck führt zu geringerem Restgasgehalt und damit geringerer Klopfneigung. Die Klopfintegralregelung führt zu einer Frühverlagerung des Zündzeitpunktes und des Verbrennungsschwerpunktes. Eine frühere Verbrennung

erhöht bis ca. 8 °KW den effektiven Wirkungsgrad des Motors, was über einen geringeren Abgasmassenstrom wiederum eine Senkung des Turbineneintrittsdrucks bewirkt. Ohne Regelung auf das gleiche Klopfintegral und die gleiche Turbineneintrittstemperatur fällt die Differenz im Turbineneintrittsdruck geringer aus (max. Differenz 0,2 bar). Der Abgasmassenstrom mit Ejektor ist bis zu 8 % geringer als mit klassischem Wastegate. Durch die günstigere Ladungswechselarbeit verringert sich auch der benötigte Saugrohrdruck um bis zu 0,2 bar.
Einen großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch des simulierten Motors besitzt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis, welches zur Begrenzung der Turbineneintrittstemperatur im hohen Leistungsbereich stark abgesenkt wird. Der simulierte Motor weist in der Basiskonfiguration ein minimales Verbrennungsluftverhältnis λ von 0,81 auf. Durch die Früh-Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts bei Anwendung des Ejektorbypasses sinkt die Abgastemperatur ohne λ-Anpassung um bis zu 35 K. Damit ist es in den meisten Betriebspunkten nicht mehr nötig, vom stöchiometrischem Luft-Kraftstoffverhältnis abzuweichen. Der Basismotor nutzt eine relativ starke Anfettung, wodurch der Effekt und damit die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs sehr stark wirkt. Der effektive Kraftstoffverbrauch mit Ejektor ist im Ergebnis bis zu 24 % geringer als mit klassischem Wastegate. Bei Motoren ohne Volllastanfettung ist die Einsparung im Kraftstoffverbrauch geringer. So ist der effektive Kraftstoffverbrauch mit Ejektor ohne Regelung auf die gleiche Turbineneintrittstemperatur bis zu 3,3 % geringer als mit klassischem Wastegate.
Schlussendlich kann eine Turbine mit Ejektorbypass auch zur Lösung des üblichen Zielkonfliktes in der Turbinenauslegung für transient operierende Verbrennungsmotoren beitragen. Für den Nennleistungspunkt sollte eine genau passende und damit große Turbine unter möglichst vollständiger Ausnutzung des Abgasmassenstroms eingesetzt werden. Eine kleine Turbine ist zur Darstellung eines hohen Gegendrucks sowie eines hohen Wirkungsgrads und damit eines hohen Abgasenthalpieangebots bei geringen Abgasmassenströmen notwendig. Dies führt zu einem hohen Low End Torque (hohes effektives Moment bei niedriger Motordrehzahl) sowie zu einer geringen rotatorischen Trägheit des ATL-Laufzeugs, welche eine höhere Beschleunigung bei Lastwechseln ermöglicht. Kleinere Turbinen erfordern aber im Nennleistungsbereich des Motors einen hohen Bypassmassenstromanteil, was bei klassischen Wastegateturbinen einen geringeren Turbinengesamtwirkungsgrad zur Folge hat.
Eine Absenkung des Turbineneintrittsdrucks bei hohen Bypassmassenströmen, wie durch Einsatz eines Turbinenejektors, ermöglicht die Verwendung kleinerer Turbinen bei gleichem Ladungswechsel. In der hier dargestellten Motor-Turbinen-Konfiguration lässt sich der maximale reduzierte Turbinenlaufradmassenstrom der Ejektorturbine um 10 % gegenüber dem Basis-Turbinenlaufrad verringern, ohne dass der maximale Turbineneintrittsdruck und damit die Ladungswechsel-

arbeit erhöht wird. Folglich kann ein kleineres Turbinenrad eingesetzt werden. Aus dem sich ergebenden Durchmesserverhältnis des neuen Turbinenrades zum Basis-Turbinenrad ergibt sich eine Verringerung des Massenträgheitsmoments des gesamten Turboladerläufers um ca. 18 %. Beides führt zu Vorteilen im transienten Motorbetrieb besonders im Low End Torque.

Fazit und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag konnte erstmals der Funktionsnachweis eines ATL mit Ejektor-Bypass dargelegt werden. Gegenüber dem als Referenz dienenden Serien-ATL mit Wastegate-Bypass ergeben sich im direkten Vergleich Wirkungsgradsteigerungen um bis zu 7 Prozentpunkte.
Aus den erfolgten und laufenden Arbeiten lassen sich eine Vielzahl nötiger Optimierungen und Möglichkeiten ableiten.

1. Ladungswechsel/Brennverfahren
   - Die aus der Ejektornutzung resultierenden Ladungswechselvorteile können zur Vermeidung der Anfettung in Ottomotoren genutzt werden.
   - Der erhöhte Wirkungsgrad im Bypassbetrieb macht eine kraftstoffverbrauchsneutrale Applikation kleinerer Turbinenräder möglich, was zu einer höheren Beschleunigung des Turboladerlaufzeugs im Falle eines Lastsprungs führt.
2. Optimierung der Ejektorgeometrie
   - Regelbarkeit des Düsenquerschnittes um die Vorteile sowohl der Ejektor- als auch der Wastegatewirkung zu nutzen
   - Die Optimierung der Durchmischung, um die komplette Geometrie kompakter gestalten zu können
   - Eine nachfolgende Konzeptstudie der Mischstrecke mit 180° Umlenkung (ähnlich [8]) konnte eine Performance äquivalent zum klassischen Aufbau bereits nachweisen.

Literatur

[1] Ecomard: *Dispositif perfectionné de suralimentation des monteurs à combustion interne.* Patent N 76 01505; N de publication 2 338 382; Institut National De La Propriété Industrielle Paris. 1976.

[2] Dorsch, H.: *Vorrichtung zur Regelung des Ladedruckes bei einer mit Abgasaufladung betriebenen Brennkraftmaschine.* Offenlegungsschrift DE3048933 A1. 24. Dez. 1980.

[3] Hagelstein, D.; Beyer, B.; Lübke, H.-P.; Hasemann, H.; Baar, R.; Rautenberg, M.: „Thermodynamik und Energietransport bei Abgasturboladern unterschiedlicher Regelungen“. In: *Haus der Technik Tagung: Aufladung von Verbrennungsmotoren.* Nr. E-H030-03-020-0. Berlin, März 2000.

[4] Mikhail, S.; Mekhail, T.: *Jet Pumps and Ejectors. Theory, Performance and Design*. Sulzbach: Verlag und Bildarchiv Faragallah, 2010. ISBN: 978-3-929682-48-9.

[5] Grave, H.: *Strahlpumpen. Gas-, Dampf- und Flüssigkeitsstrahlpumpen*. Sulzbach: Verlag und Bildarchiv Faragallah, 2012. ISBN: 978-3-929682-51-9.

[6] Jung, R.: „Die Berechnung und Anwendung der Strahlgebläse". Dissertation. 1960.

[7] Flügel, G.: *Berechnung von Strahlapparaten*. VDI-Forschungsheft 395. Berlin: VDI-Verlag, 1939.

[8] Brück, R.; Härig, T.; Ehrhard, J.; Slavic, S.: „Turboladerkatalysator; Innovative Kombination von Turbolader und Katalysatortechnologie". In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium*. 2019, S. 231–246.

[9] Chen, W.; Liu, M.; Chong, D.; Yan, J.; Little, A. B.; Bartosiewicz, Y.: „A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes". In: *International Journal of Refrigeration* 36.6 (2013), S. 1750–1761. ISSN: 0140-7007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.04.009.

[10] Hemidi, A.; Henry, F.; Leclaire, S.; Seynhaeve, J.-M.; Bartosiewicz, Y.: „CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation". In: *Applied Thermal Engineering* 29.8 (2009), S. 1523–1531. ISSN: 1359-4311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.07.003.

[11] Kadunic, S.; Pucher, H.: *Charge cooling by use of exhaust gas heat energy*. Final report of the FVV project 965. Bad Neuenahr, 2010.

Biografische Notizen

Tom Steglich ist Teamleiter mit Schwerpunkt Aufladung bei IAV. Während seiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Leibniz Universität Hannover war er Beisitzer bei unzähligen mündlichen Prüfungen der von Roland Baar vertretenen Vorlesung „Turbolader ". Von 2007 bis 2011 war er verantwortlich für die aerodynamische Auslegung bei der von Roland Baar geleiteten Entwicklung Turbolader bei Voith Turbo Aufladungssysteme.

Mathias Vogt ist Fachreferent zur Auslegung und Validierung von Aufladesystemen bei IAV. Mit diesem Thema war er nicht nur als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen an der TU Berlin, sondern auch ab 2009 bei Voith Turbo Aufladungssysteme befasst. Entwicklungsleiter Roland Baar ließ sich gern in technischen Details beraten und war ein sehr aufmerksamer, freundlicher Diskussionspartner. Nach Roland Baars Wechsel zum ehemaligen Forschungsstandort des Autors und dem Wechsel des Autors an den Berliner IAV-Standort blieb der fachliche und private Austausch nicht nur wegen der räumlichen Nähe erhalten. Nach Roland Baars Tod führte Mathias Vogt dessen Vorlesung „Turbolader" weiter.

Markus Weiß ist Berechnungsingenieur bei IAV für Strömungsmechanik und Thermodynamik mit Hauptarbeitsgebiet Fluidenergiemaschinen und rotierende Fluidsysteme. Mit Roland Baar kam er im Zuge einer Turboladerentwicklung in Kontakt. Die anregenden, fachlichen Diskussionen und der nahbare, menschliche Umgang mit ihm werden in Erinnerung bleiben.

Abgasnachbehandlung

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Grundlagenuntersuchungen zu Abgasnachbehandlungssystemen vor Abgasturbine

Ferhat Inci, Martin Angerbauer, Michael Grill, Michael Bargende

Aufgrund der zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstranges werden Verbrennungsmotoren häufiger während des Fahrbetriebs abgeschaltet, wodurch in diesen Betriebsphasen das Abgasnachbehandlungssystem (ANB-System) auskühlt. Schädliche Schadstoffemissionen werden bei anschließender Zuschaltung des Verbrennungsmotors besonders in Phasen hoher Lastanforderung nicht mehr zuverlässig konvertiert. Die Anordnung von ANB-Komponenten vor der Abgasturbine wirkt dem Effekt der verzögerten Emissionskonvertierung entgegen, da durch das höhere Enthalpieangebot die ANB-Komponenten schneller aufheizen, wodurch der Light-Off schneller erreicht wird. Pre-Turbo-Systeme (PTS) haben ebenfalls einen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Zum einen wird der Abgasgegendruck verringert, zum anderen werden die thermischen Verluste vor der Abgasturbine erhöht. Um die einzelnen Effekte von PTS zu analysieren, wurden verschiedene PTS Architekturen experimentell auf einem Vollmotorenprüfstand und mittels 0D/1D Simulationen untersucht.

Motivation

Aufgrund der stetig wachsenden Individualmobilität steigt die Zahl der Pkw kontinuierlich an [1]. Neben den CO_2-Emissionen stehen dabei die Auswirkungen von Antriebssystemen auf die Umwelt stark im Fokus. Dem Emissionsausstoß, insbesondere von Kohlenstoffdioxid (CO_2), wird dabei eine erhebliche Bedeutung zugemessen. Als Lösung des Problems wird häufig die Elektromobilität dargestellt, jedoch bedarf die Antwort auf die Emissionsfrage einer ganzheitliche Betrachtung der Emissionsbildungskette. Aktuell stellt der Verbrennungsmotor den größten Anteil unter den verschiedenen Antrieben im Pkw-Markt dar. Unter anderem auch, da der Infrastrukturausbau für alternative Antriebskonzepte, wie beispielsweise die Elektromobilität, sehr schleppend voranschreitet.
Mit zunehmender Effizienz des verbrennungsmotorischen Prozesses infolge des technologischen Fortschritts folgt eine Abnahme der Abgastemperaturen. Die Abgastemperatur ist der entscheidende Faktor bezüglich der Abgasnachbehandlung.

Geringere Abgastemperaturen führen zu einer Verminderung der Katalysatorfunktion, wodurch die Konvertierung der Schadstoffemissionen nicht optimal abläuft. Eine Möglichkeit diesem Problem entgegenzuwirken, ist die Anordnung der ANB-Komponenten vor der Abgasturbine, da die Abgastemperaturen direkt nach Zylinderauslass am höchsten sind. Leider wirkt sich eine Pre-Turbo-ANB-Anordnung negativ auf die Motordynamik aus, wodurch eine Serienanwendung bisher verhindert wurde. Aufgrund der stetigen Hybridisierung des Antriebsstrangs bringen zukünftige Systeme ausreichend Potential zur Kompensation des Dynamiknachteils von PTS mit. Phasen mit hohen Lastanforderungen können beispielsweise durch einen elektrischen Zusatzverdichter und durch bedarfsgerechte Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors unterstützt werden.
Innerhalb dieser Arbeit wurden experimentelle und simulative Werkzeuge genutzt, um verschiedene PTS hinsichtlich des Emissionsverhaltens und des Kraftstoffverbrauchs zu analysieren. Ebenfalls wurden Maßnahmen zur Kompensation der Dynamiknachteile untersucht.

Pre-Turbo-Abgasnachbehandlung

Aktuelle dieselmotorische ANB-Systeme bestehen aus einem Dieseloxidationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und einer selektiven katalytischen Reduktionseinheit (SCR) bzw. einem NO_x-Speicherkatalysator (LNT) oder beidem. Aufgrund des hohen Konvertierungspotentials der einzelnen Komponenten im warmen Zustand bezüglich CO, HC, NO_x und PM, ist ein Einsatz dieser Komponenten in Pre-Turbo-Systemen (PTS) sinnvoll.
Erste Untersuchungen wurden an einem PTS mit reduziertem DOC-Volumina, auch allgemein als Pre-Turbo-Katalysator (PTC) bezeichnet, durchgeführt. Carberry et al. [2] konnten zeigen, dass die CO/HC-Emissionen durch ein typisches ANB-System mit zusätzlichem kleinvolumigen PTC deutlich reduziert werden. Auch Joergl et al. [3] fanden heraus, dass PTC-Systeme bei Kaltstartbedingung hinsichtlich CO- und HC-Endrohremissionen vorteilhaft sind. Ein positiver Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch wird vermutet, konnte jedoch innerhalb der Untersuchungen nicht nachgewiesen werden. Des Weiteren beeinflussen große PTC-Volumina das dynamische Motorverhalten negativ. Ähnliche Ergebnisse konnten Thiel et al. [4] reproduzieren. Hier zeigte sich ebenfalls ein schlechteres dynamisches Motorverhalten bei der Verwendung von einem als Vollkatalysator ausgeführten PTC.
Im Gegensatz zu einfachen PTC Untersuchungen analysierten Luján et al. [5] das Verhalten von PTS mit DOC und DPF im stationären und transienten [6] Betrieb. In den stationären Untersuchungen [5] konnte experimentell nachgewiesen werden, dass der Druckverlust über die ANB-Strecke mit PTS abnimmt. Mit steigender Drehzahl und Last nimmt die Differenz des Druckverlustes über die ANB-Strecke

zwischen PTS und Standardkonfiguration stark zu. Weiterhin wurde nachgewiesen, dass die auftretenden Pulsationen im Abgaspfad durch die ANB-Komponenten vor der Abgasturbine stark gedämpft werden, bevor diese den Abgasturbolader erreichen. Die transienten [6] Untersuchungen haben gezeigt, dass ein PTS, bestehend aus DOC und DPF, der Lastspur des NEFZ Fahrzyklus mit Anpassung der VTG-Regelung des Turbolader folgen konnte. Dabei ist festzuhalten, dass eine Lastspur genau einem Fahrzeugtyp mit festgelegten Fahrwiderständen entspricht. Bei sehr hohen Beschleunigungen musste der Gaspedalwert angepasst werden, wodurch ein Nachteil im Kraftstoffverbrauch hingenommen werden musste. Ohne Anpassungen sind starke Verzögerungen im Lastaufbau und somit im dynamischen Verhalten zu verzeichnen. Die CO/HC-Emissionen zeigten im NEFZ mit DOC-DPF PTS eine ca. 15 % (Prozentpunkte) höhere Konvertierung verglichen mit der Standardkonfiguration. Weiterhin wurde festgestellt, dass durch die Anordnung des DPF in Pre-Turbo-Position die passive Regeneration profitiert, wodurch die aktiven Regenerationsintervalle vergrößert werden können.

Untersuchungsmethodik

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Untersuchung von verschiedenen Anordnungen von ANB-Komponenten in Pre-Turbo-Position. Um grundlegende Unterschiede im Vergleich zu Standardsystemen, welche nach der Abgasturbine angeordnet sind, zu identifizieren, wurden übliche Vollsubstratkomponenten verwendet. Da bisher nur sehr wenig Informationen über das ANB-Verhalten in Pre-Turbo-Position bei höheren Drücken und Temperaturen existieren, waren neben Simulationsstudien experimentelle Untersuchungen an einem Motorenprüfstand essenziell. Ebenfalls profitieren Simulationsmodelle durch reale Messergebnisse, da die Modelle durch die Messdaten realitätsnähere Ergebnisse liefern und durchgeführte Simulationsstudien eine deutlich höhere Qualität besitzen.

Experimentelle Untersuchung am Vollmotorenprüfstand

Experimentelle Tests sind notwendig, um eine realitätsnahe Datenbasis für weitere Untersuchungen bereitzustellen. Beispielsweise sind im Fall von Simulationstudien Messdaten zur Kalibrierung und Validierung von einzelnen Simulationsmodellen unabdingbar. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden alle Versuche an einem Vollmotorenprüfstand durchgeführt, um eine gute Wiederholbarkeit der Versuche zu gewährleisten.
Im ersten Schritt wurde das Referenzsystem mit einem nach der Abgasturbine angeordneten ANB-System am Prüfstand vermessen, wodurch eine Datenbasis für den Vergleich zu PTS generiert wurde. Vermessen wurde das Rohemissionsverhalten, das thermodynamische Verhalten des ANB-Systems und das Emissionskonver-

tierungsverhalten der einzelnen ANB-Komponenten in stationären wie auch transienten Versuchen. Weiterer Untersuchungsschwerpunkt war die Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Referenzsystems, um im Fall von PTS die dynamischen Nachteile beurteilen zu können. Zur Identifizierung einzelner Effekte und fundamentaler Verhaltensweisen verschiedener PTS wurden übliche Vollsubstratkomponenten, welche bei dem Referenzsystem zum Einsatz kommen, zum Aufbau der PTS verwendet. Der Einfluss von unterschiedlichen ANB-Komponentengeometrien auf Parameter wie dem Aufheizverhalten oder der katalytisch aktiven Oberfläche wird durch die Wahl von Vollsubstraten ausgeschlossen.
Alle Untersuchung wurden mit einem 2,0 l-Vierzylinder-Dieselmotor an einem Vollmotorenprüfstand durchgeführt. Die Kenndaten des Versuchsträgers sind in Tabelle 1 ersichtlich. Eine Anpassung der Motorparameter war durch die Verwendung eines speziellen Motorsteuergerätes für Motorenprüfstände gegeben. Innerhalb der Untersuchungsreihe wurden jedoch keine Anpassungen der Motorparameter durchgeführt. Ziel der ersten Untersuchungskampagne war die Analyse des ANB-Systemverhaltens durch die alleinige Neuanordnung der ANB-Komponenten.

Tabelle 1: Kenndaten des Versuchsmotors

Hubraum	$1968\,\mathrm{cm}^3$
Zylinder	4
Max. effektive Leistung	$125\,\mathrm{kW}$ bei $4200\,\mathrm{min}^{-1}$
Max. effektives Drehmoment	$350\,\mathrm{Nm}$ bei $1750 \ldots 2500\,\mathrm{min}^{-1}$
Durchmesser × Hub	$81{,}0\,\mathrm{mm} \times 95{,}5\,\mathrm{mm}$
Verdichtungsverhältnis	16,5:1
Aufladung	Abgasturbolader (VTG)
Abgasrückführung	externe, gekühlte HD-AGR

Für die Kühlung des Motors und des Ladeluftkühlers wurden zwei unabhängige Kühlwasserkreisläufe verwendet. Das Motoröl wurde durch den motoreigenen Wasser-Öl-Kühler gekühlt. Ein externes, vor den Motor aufgestelltes Kompaktgebläse Typ D770/D850 der Firma Fischbach mit einem Luftdurchssatz von $5840\,\mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ wurde verwendet, um den fehlenden Fahrtwind zu simulieren. Der Luftmassenstrom wurde durch ein Heißfilm-Anemometer Sensyflow FMT700-P der Firma ABB und der Kraftstoffmassenstrom durch eine Kraftstoffwaage AVL Typ 733S gemessen.
Folgende zusätzliche Messtechnik wurde für eine detaillierte Analyse der thermodynamischen Zustände und des Abgasemissionsverhaltens eingesetzt:

- Thermoelemente Typ K (NiCr/NiAl)
- Piezoresistive Drucksensoren (BD-Sensors DPM331)
- Hochdruck-Indiziersensor (AVL GU12P)
- Niederdruck-Indiziersensor im Ansaugkrümmer (Kistler 4075A5)
- Niederdruck-Indiziersensor im Abgaskrümmer (Kistler 4045A10)
- Turboladerdrehzahlsensor (PICOTURN BM V6)
- Multikomponenten-Abgasemissionsanalysator (NO_x, THC, CO, CO_2)

Bei den PTS-Untersuchungen wurde des Weiteren der Druck vor der Abgasturbine mittels Niederdruck-Indiziersensor hochaufgelöst gemessen. Dies ermöglicht die Analyse der Druckpulsation entlang der Abgasstrecke vor der Abgasturbine.
Das Referenz-ANB-System des Versuchsträgers ist aus einem DOC, cDPF und einem SCR-System mit luftgekühltem AdBlue-Injektor aufgebaut. Dabei ist das SCR-System im Unterboden angeordnet. Weiterhin besitzt der Versuchsträger eine gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung (HD-AGR). Eine Niederdruck-Abgasrückführung (ND-AGR) existiert bei dem verwendetem Versuchsträger nicht, wird jedoch simulativ abgebildet. In Abbildung 1 ist das Schema des Referenz-ANB-System dargestellt.

Abbildung 1: ANB-System des Referenzsystems (ND-AGR nur simulativ untersucht)

Das Referenzsystem ist dabei repräsentativ für ein EU6-System. Der DOC als erste Komponente des ANB-Systems konvertiert CO- und HC-Emissionen sehr schnell und wird ebenfalls als katalytischer Brenner für die aktive Regeneration des nachgeschalteten cDPF verwendet. Vorteilhaft für das SCR-System ist die Oxidation von NO zu NO_2, welche durch die Beschichtung des cDPF forciert wird. Höhere NO_2/NO_x-Verhältnisse steigern die Effizienz der SCR-Katalysatoren, da die schnelle SCR-Reaktion gefördert wird [7].
Alle Geometriedaten der ANB-Komponenten sind in Tabelle 2 ersichtlich. Wie in Abbildung 1 zu erkennen ist, besteht das SCR-System aus zwei einzelnen SCR-Katalysatoren. Zur Vermeidung von Missverständnissen wird das kleinere SCR-Substrat als SCR1 bezeichnet und das größere SCR-Substrat als SCR2.
Zur Isolierung von Effekten, welche durch die Komponentengeometrie beeinflusst werden, wurden die üblichen ANB-Komponenten des Referenzsystems für den Aufbau des PTS verwendet. Im Rahmen der Vergleichbarkeit der verschiedenen ANB-Systeme, wurde jedes ANB-System gleichermaßen eingefahren.

Tabelle 2: Geometriedaten der ANB-Komponenten des Versuchsmotors

		DOC	cDPF	SCR1	SCR2
Form	-	Ellipsoid	Ellipsoid	Zylinder	Zylinder
Länge	mm	139,2	198,3	-	-
Breite	mm	74,2	101,6	-	-
Durchmesser	mm	-	-	143,4	144,7
Höhe	mm	65,6	174,3	76,0	152,8
Zelldichte	cpsi	≈ 200	≈ 320 (≈ 160 offen)	≈ 400	≈ 400
Zelltyp	-	dreieckig	quadratisch		

Ziel der ersten Untersuchungsreihe war ein vollständiges ANB-System vor der Abgasturbine zu platzieren, auch wenn Untersuchungen von Luján et al. [6] gezeigt haben, dass gerade Partikelfilter vor der Abgasturbine zu starken Dynamiknachteilen führen. Auch stellt ein PTS, welches alle Bestandteile der konventionellen ANB besitzt, eine Art Worst-Case-Szenario bezüglich der Motordynamik dar. Dennoch fördert die Pre-Turbo-Positionierung ein schnelles Erreichen des Light-Offs. Luján et al. [5] konnten neben dem positiven Einfluss der höheren Abgastemperaturen eine Abnahme des Abgasgegendrucks, und somit des Kraftstoffverbrauchs, beobachten. In Abbildung 2 ist das Pre-Turbo-Gesamtsystem PTS Stage A dargestellt.

Abbildung 2: PTS Stage A

Im Vergleich zum Referenz-ANB-System besteht das PTS Stage A aus zwei unabhängigen SCR-Systemen. Das erste SCR-Subsystem besteht aus dem SCR1-Katalysator und befindet sich in Pre-Turbo-Position. Aufgrund der höheren Temperaturen wurde ein wassergekühlter AdBlue-Injektor mit zugehöriger Mischstrecke verwendet. Das zweite SCR-Subsystem, bestehend aus dem SCR2-Katalysator, wurde nach der Abgasturbine im Unterboden platziert, um auch bei sehr hohen Pre-Turbo-Temperaturen NO_x-Emissionen umsetzten zu können. Im Fall des zweiten SCR-Subsystems wurde der luftgekühlte AdBlue-Injektor aus dem Referenzsystem eingesetzt. Der Aufbau des PTS Stage A am Motorenprüfstand ist in [8] ersichtlich.

Aufbau des Simulationsmodells

Das 0D/1D-Simulationsmodell wurde in GT-POWER aufgebaut und mit Prüfstandsmessungen kalibriert. Die Verbrennung wird mithilfe des FKFS UserCylinder modelliert [9], zu deren Kalibrierung eine Hoch- und Niederdruckindizierung über das gesamte Kennfeld verwendet wird. Für die Abstimmung des Gesamtmotormodells wurden dieselben Betriebspunkte verwendet, sodass das kalibrierte Simulationsmodell in einem breiten Betriebsbereich anwendbar ist.
Um Betriebspunkte einzustellen, wird jeweils ein Regler für die Last, den Ladedruck und die AGR-Rate verwendet, denen kennfeldbasierte Zielgrößen vorgegeben werden. Bezüglich der AGR wurden zwei verschiedene Varianten appliziert: Im ersten Fall ist nur eine Hochdruck-AGR implementiert, wie es auch am Prüfstand der Fall ist. Diese Variante wird nur für ausgewählte PTS verwendet. Damit ist die Vergleichbarkeit zum Prüfstand sichergestellt und es können bei großen Abweichungen Anpassungen am Simulationsmodell vorgenommen werden. Um einen modernen Euro-6-Diesel abzubilden, wird in einer zweiten Variante sowohl eine Hochdruck- als auch eine Niederdruck-AGR verwendet (vgl. Abbildung 1). Alle untersuchten PTS werden mit Niederdruck- und Hochdruck-AGR appliziert und der Referenz gegenübergestellt.
Zur Vorhersage der Rohemissionen wurde ein datenbasierter empirischer Modellansatz mit einem neuronalen Netz (artificial neural network – ANN) gewählt, welcher bereits in verschiedenen anderen Projekten erfolgreich zur Emissionsvorhersage verwendet wurde [10–13]. Neuronale Netze können als „Black Box“-Modelle gesehen werden, denen nichtlineare Zusammenhänge zwischen Eingangsgrößen und Ausgangsgrößen antrainiert werden. Die für das Training des Netzes benötigten Daten (Eingangs- und Ausgangsgrößen) wurden in einer DoE am Prüfstand generiert. Um die Emissionen auch unter transienten Bedingungen bestmöglich vorhersagen zu können, wurden für die DoE neben der Drehzahl und des Drehmoments weitere Größen wie der Raildruck, der Ladedruck über die VTG-Position oder die AGR-Rate modifiziert. Zudem wurde der Einspritzzeitpunkt variiert, um eine Variation im Brennverlauf zu erhalten. Insgesamt wurden so mehr als 200 Datensätze erzeugt, wobei jeder der Punkte drei Mal gemessen wurde, um statistische Abweichungen auszugleichen.
Ein neuronales Netz besteht im Allgemeinen aus verschiedenen Schichten: Einer Eingangsschicht, mindestens einer versteckten Schicht und einer Ausgangsschicht. Jede Schicht besteht wiederum aus einer gewissen Anzahl an Knotenpunkten. Die Zahl der Eingangsgrößen bestimmt die Größe der Eingangsschicht und entsprechend die Anzahl der Ausgangsgrößen die Größe der Ausgangsschicht. Die Größe und Anzahl der versteckten Schichten ist hingegen flexibel. Die ideale Anzahl an Schichten und Knoten pro Schicht wird durch Variieren dieser festgestellt. In jedem Knoten werden die Eingänge mit einer Gewichtung multipliziert und anschließend

deren Summe oder Produkt gebildet, bevor das Signal an die Aktivierungsfunktion weitergeleitet wird. Beispiele für Aktivierungsfunktionen sind die logistic-sigmoid und die saturating-linear Funktion. Diese Funktionen erzeugen die Nichtlinearität des Modells. Neben den Aktivierungsfunktionen und dem strukturellen Aufbau des Netzes ist die Trainingsfunktion für die Performance des Modells wichtig. In diesem Fall wurde das Training des Netzes mit der BFGS (Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno) quasi-Newton Methode durchgeführt und die Datensätze in 75 % Trainingsdaten, 12,5 % Testdaten und 12,5 % Validierungsdaten aufgeteilt.
Bei der Modellierung der Abgasnachbehandlungskomponenten sind zwei Eigenschaften entscheidend: Zum einen ist der Druckverlust über der Komponente wichtig, da er einen großen Einfluss auf die Ladungswechselarbeit hat. Zum anderen sind die chemischen Reaktionen, die in den Katalysatoren ablaufen von hoher Bedeutung, da sie Aufschluss darüber geben, wie hoch die Endemissionen sind.
Jede Komponente wurde zunächst in einem Stand-alone-Modell kalibriert, um die Simulations- und Optimierungsdauer zu minimieren. Der Druckverlust wurde für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen ermittelt und mittels Reibungskoeffizienten angepasst. Zur Modellierung der katalytischen Reaktionen wurde am Prüfstand ein bestimmtes Testprozedere durchgeführt. Dabei wurde der Motor bei konstanter Drehzahl zunächst geschleppt, bis sich alle Komponenten komplett abgekühlt hatten. Anschließend wurde eine Last eingeregelt, wodurch sich die Temperatur erhöhte. Die Emissionen wurden vor und hinter der Komponente gemessen, sodass durch die Differenz eine Konvertierungsrate über der Temperatur bestimmt werden kann. Genauere Informationen zu diesem Vorgehen finden sich in [8].
Die chemische Modellierung des DOC und cDPF ist angelehnt an das Modell von Sampara et al. [14]. Dieses Modell sieht die Aufteilung der Kohlenwasserstoffe in partiell oxidierte Kohlenwasserstoffe und unverbrannten Dieselkraftstoff vor. Als Vertreter der teiloxidierten HC-Emissionen wird Polypropylen (C_3H_6) verwendet. Neben den HC sind Reaktionen für die Oxidation von NO, H_2 und CO implementiert. Die Reaktionsrate wird mit der standardmäßigen Arrhenius Gleichung berechnet, für die die Aktivierungstemperatur mithilfe der Prüfstandsmessungen kalibriert wird. Die SCR-Reaktionen sind an das kinetische Modell von Pant und Schmieg [15] angelehnt, in dem neben der Standard-SCR-, der NO_2-SCR- und der schnellen SCR-Reaktion auch die Ammoniakoxidation betrachtet wird. Die Harnstoffdosierung für das SCR-System ist zunächst einfach gehalten, sodass die Dosiermenge in linearem Zusammenhang zu den NO_x-Rohemissionen steht.

Ergebnisse

Nachfolgend werden ausgewählte Ergebnisse der ersten Untersuchungsreihen vorgestellt. Die den Ergebnissen zugrunde liegende Auswertemethodik wird in [8]

näher beschrieben. Neben dem Einfluss der Pre-Turbo-Randbedingungen auf die ANB-Komponenten wird auch das transiente Verhalten aufgezeigt und diskutiert.

Experimentelle Ergebnisse

Innerhalb der ersten Versuchsreihe wurde das thermodynamischen Verhalten der PTS Stage A (Abbildung 2) im Vergleich zum Referenzsystem (Abbildung 1) näher analysiert. Sowohl die Temperatur als auch der Druck entlang der ANB-Strecke wurde in ausgewählten stationären Betriebspunkten untersucht. Das dynamische Verhalten wurde anhand eines Lastsprungs bewertet.

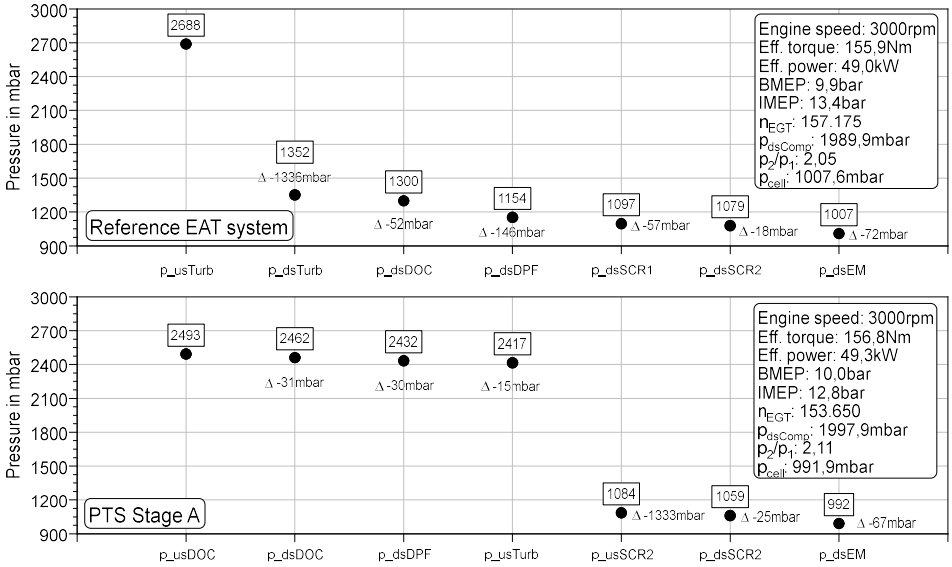


Abbildung 3: Drücke Referenzsystem und PTS Stage A bei 3000 min^{-1} und 10 bar BMEP

In Abbildung 3 ist das Druckverhalten der PTS Stage A und des Referenzsystems entlang der Abgasstrecke bei 3000 min^{-1} und 10 bar BMEP dargestellt. Im Fall der PTS Stage A ist ein deutlich geringerer Abgasgegendruck zu beobachten. Im Vergleich zum Referenzsystem ist der Abgasgegendruck am Abgaskrümmer um ca. 200 mbar geringer. Der Ladedruck unterscheidet sich um ca. 10 mbar und ist somit auf einem ähnlichem Druckniveau. Durch einen geringeren Abgasgegendruck nimmt die Ladungswechselarbeit des Motors ab, was wiederum zu Kraftstoffverbrauchsvorteilen führt. Im Vergleich zum Referenzsystem ist der DOC, cDPF und das SCR1-System des PTS Stage A deutlich höheren Druckniveaus ausgesetzt.

Der Abgasdruck im Pre-Turbo-Abschnitt des PTS Stage A liegt im betrachteten Betriebspunkt ca. 1000 mbar höher verglichen mit dem Referenzsystem.
Höhere Abgasdrücke führen zu höheren Abgasdichten (Annahme: ideales Gas), wodurch die Strömungsgeschwindigkeit des Abgases abnimmt (Annahme: Druckanstieg größer als Temperaturanstieg). Dies führt zu einer höheren Verweilzeit des Abgases innerhalb der ANB-Komponenten. Die Emissionskonvertierung wird positiv beeinflusst [16]. Infolge dessen können ANB-Komponenten, welche vor der Abgasturbine plaziert werden, in der Länge reduziert werden. Dies führt wiederum zu einer weiteren Abnahme des Abgasgegendrucks und damit der Ladungswechselarbeit. Ähnliche Ergebnisse konnten von Rammelt et al. [17] nachgewiesen werden. Das Temperaturverhalten der beiden ANB-Systeme im hier vorgestellten stationären Betriebspunkt ist in [8] dargestellt.

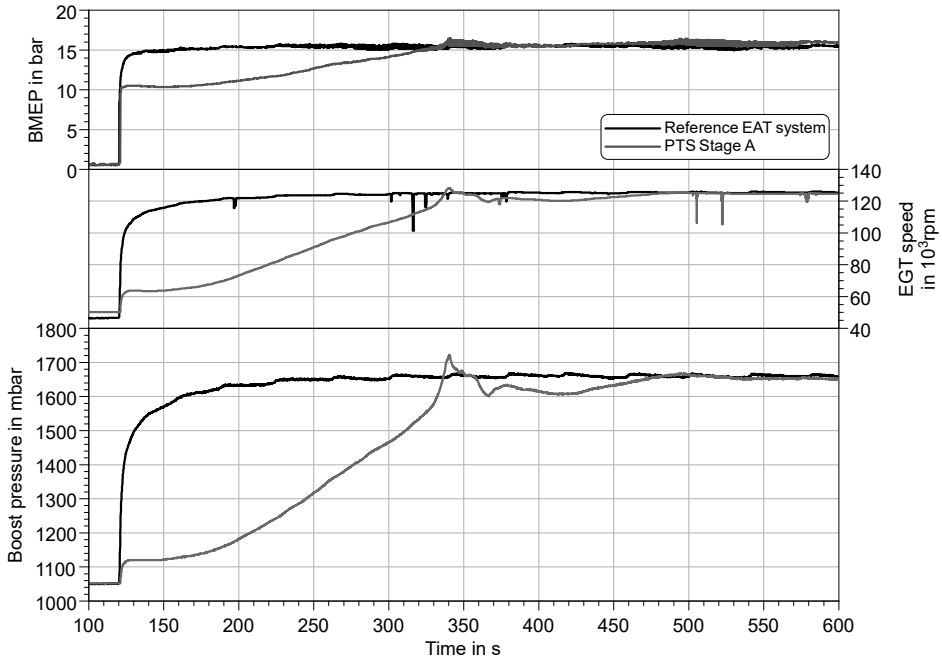


Abbildung 4: Lastsprung Referenzsystem und PTS Stage A bei 1500 min^{-1} von 0,5 bar BMEP auf 90 % der Volllast

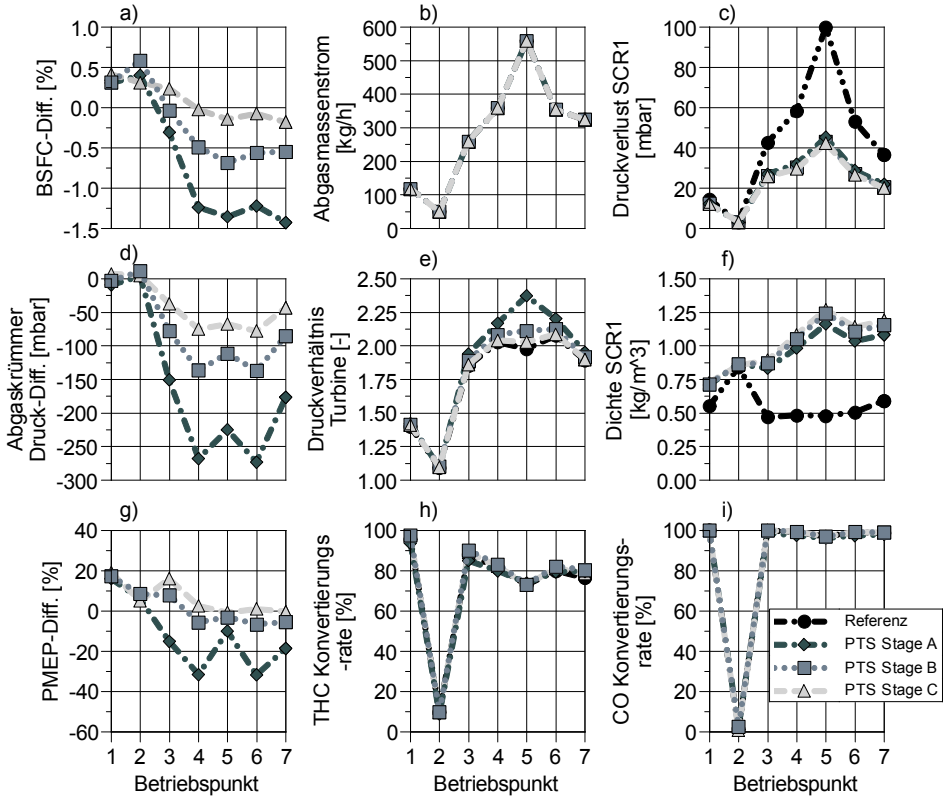
In Abbildung 4 sind die Ergebnisse eines ausgewählten Lastsprungs dargestellt. Sehr gut erkennbar ist der stark verzögerte Ladedruckaufbau im Fall der PTS Stage A. Die Endlast wird erst nach mehr als 300 s erreicht. Auffällig ist das Überschwingen und Abfallen des Ladedrucks ab ca. 335 s. Dies ist auf eine mangelhafte

Regelung des Ladedrucks zurückzuführen. Aufgrund der gegebenen Randbedingungen ist eine Anpassung der Ladedruckregelung nicht möglich. Jedoch ist die implementierte Regelstrategie auf ein möglichst schnelles Erreichen des jeweiligen Zielladedrucks ausgelegt, indem die VTG bei einer positiven Lastanforderung maximal geschlossen wird. Die minimale VTG-Stellung ist dabei unter anderem drehzahl- und lastabhängig. Sehr gut erkennbar ist der verzögerte Ladedruckaufbau auch anhand der Turboladerdrehzahl. Die Turboladerenddrehzahl ist bei beiden Systemen vergleichbar. An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass für einen fairen Vergleich des dynamischen Verhaltens bei dem durchgeführten Lastsprung eine Anpassung bestimmter Motorparameter, wie beispielsweise eine angepasste VTG-Regelung, notwendig ist. Eine angepasste VTG-Regelung könnte den Abgasgegendruck zusätzlich positiv beeinflussen, da nach Erreichen des Endladedrucks entsprechend geregelt wird. Unabhängig davon ist der negative Effekt eines PTS bezüglich der Motordynamik klar erkennbar.

Simulationsergebnisse

Drei verschiedene PTS werden simulativ unter stationären Betriebsbedingungen und in Lastsprüngen analysiert. Stage A entspricht dem in Abbildung 2 gezeigten System mit DOC, cDPF und einem SCR-System vor der Turbine. Stage B beschreibt ein System mit DOC und SCR vor der Turbine, während sich bei Stage C nur ein SCR vor der Turbine befindet.
In Abbildung 5 sind ausgewählte Ergebnisse der stationären Simulationen dargestellt. Es zeigt sich, dass der Kraftstoffverbrauch an Betriebspunkten mit hohen Massenströmen reduziert werden kann (a und b). Umso mehr Komponenten vor der Turbine platziert wurden, desto geringer fällt der spezifische Verbrauch aus. Wie in [5] kann hierfür der geringere Druck im Abgaskrümmer (d) als Grund ausgemacht werden. Dieser führt zu bis zu 30 % geringeren Ladungswechselverlusten (g). Ein geringerer mittlerer Druck im Abgaskrümmer alleine bringt allerdings nicht unbedingt einen Vorteil in den Ladungswechselverlusten, was sich an Stage C zeigt. Grund hierfür ist, dass der Druck bei geöffnetem Auslassventil oberhalb des Druckniveaus der Referenz liegt. Der Unterschied des gemittelten Drucks entsteht hauptsächlich bei geschlossenem Auslassventil, was keinen Einfluss auf den Ladungswechsel hat.
Die Abweichungen des gemittelten Drucks im Abgaskrümmer ergeben sich durch geringere Druckverluste über den ANB-Komponenten, die sich vor der Turbine befinden (c). Durch die höhere Gasdichte vor der Turbine ergeben sich geringere Strömungsgeschwindigkeiten und damit geringere Druckverluste. Trotz des sich einstellenden höheren Druckverhältnisses über der Turbine (e) ergibt sich so ein geringerer Druck im Auslasskrümmer. Bei den Konvertierungsraten der HC- und CO-Emissionen konnte in diesen Untersuchungen kein nennenswerter Unterschied

zwischen Referenzsystem und PTS festgestellt werden (h und i). An den gewählten Betriebspunkten ist bis auf im Punkt 2 unabhängig vom ANB-System die Temperatur für eine maximale Konvertierungsrate hoch genug. In Punkt 2 ist sie hingegen in allen Varianten zu niedrig, um die Light-Off-Temperatur zu erreichen.



Betriebspunkt	1	2	3	4	5	6	7
Drehzahl in rpm	1500	1500	2000	2500	2500	4000	3000
Effektiver Mitteldruck in bar	9.5	1	21	22	19	20	10

Abbildung 5: Stationäre Simulationsergebnisse ausgewählter Betriebspunkte

Die transienten Untersuchungen zeigen, dass sich die zusätzliche thermische Masse der Pre-Turbo-Komponenten negativ auf die Dynamik auswirkt. In Abbildung 6 sind der effektive Mitteldruck und der Ladedruck beim Lastsprung bei einer Motordrehzahl von $1500\,\mathrm{min}^{-1}$ dargestellt.

Deutlich erkennbar ist, wie sich der Aufbau des Ladedruckes verzögert, wenn sich die Anzahl der Komponenten zwischen Abgaskrümmer und Turbine erhöht. Dies liegt zum einen am vergrößerten Volumen vor der Turbine. Einen deutlich größeren Einfluss hat jedoch die thermische Masse der Komponenten. Die Komponenten erwärmen sich zunächst und entziehen dem Abgas dabei Energie, wodurch die Leistung der Turbine langsamer steigt. Während die Referenz nach etwa 2,5 s 90 % der Ziellast (14,4 bar BMEP) erreicht, dauert dies bei PTS-Stage C etwa 35 s, bei Stage B 57 s und Stage A benötigt über 110 s.
Um den gewünschten Ladedruck in derselben Zeit zu erreichen, wie das Referenzsystem, wird der Ladedruckaufbau der PTS mithilfe eines elektrischen Zusatzverdichters und eines elektrisch unterstützten Turboladers beschleunigt. Der Zusatzverdichter wird nach dem Ladeluftkühler positioniert und bietet die Möglichkeit rein elektrisch den Ladedruck zu erhöhen.

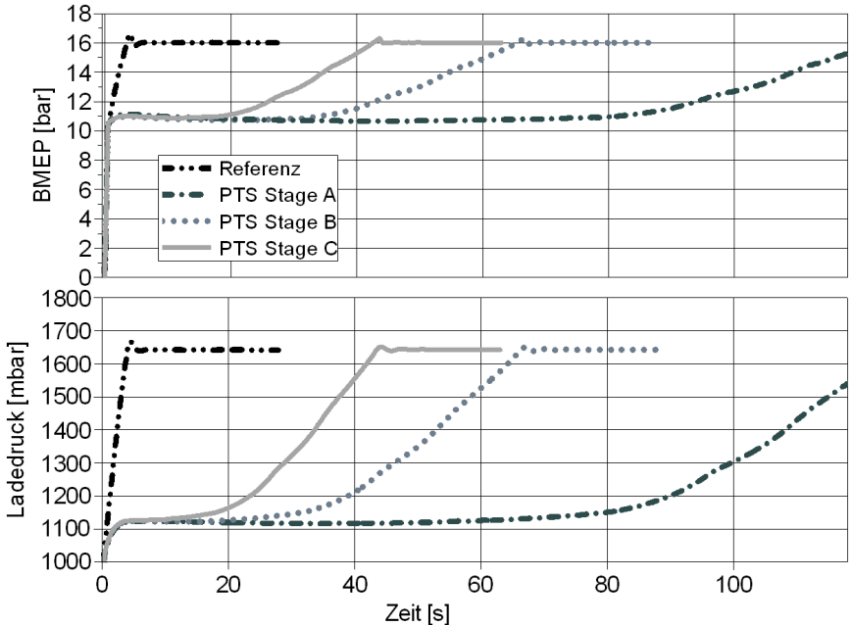


Abbildung 6: Effektiver Mitteldruck und Ladedruck während des Lastsprunges bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1}

Beim elektrisch unterstützten Turbolader wird die Abgasturboladerwelle mit elektrischer Energie beschleunigt. Es zeigt sich, dass die benötigte zusätzliche Leistung in den ersten 2,5 s des Lastsprungs für alle Varianten nahezu identisch ist. Ein Unterschied ist nur feststellbar, wenn die Ziellast über einen längeren Zeitraum ein-

geregelt wird. Hier zeigt sich, dass die Zusatzleistung für Stage C deutlich früher reduziert werden kann als bei Stage A. Insgesamt bleibt der erforderliche zusätzliche Leistungsbedarf unter 2 kW, was mit einem geringen Elektrifizierungsgrad realisierbar ist.

Zusammenfassung und Ausblick

Für die Analyse von PTS wurden sowohl experimentelle als auch simulative Untersuchungen durchgeführt. Hervorzuheben ist, dass übliche Katalysatorvollsubstrate für den Aufbau der PTS verwendet wurden, um Geometrieeffekte auszuschließen. Innerhalb der stationären Versuchsreihe wurden geringe Ladungswechselverluste infolge eines geringen Abgasgegendrucks festgestellt. Der Kraftstoffverbrauch wird dadurch ebenfalls positiv beeinflusst. Stark nachteilig wirkten sich PTS auf die Motordynamik aus. Aufgrund der thermischen Trägheit der PTS wird der Ladedruckaufbau stark verzögert und somit auch der Lastaufbau. Diesem Effekt kann mit Hilfe eines elektrischen Zusatzverdichters entgegengewirkt werden. Folgeuntersuchungen fokussieren sich auf das Kaltstartemissionsverhalten, welches durch einen frühzeitigen Light-Off positiv begünstigt wird. Weiterhin werden mögliche Fehlerquellen, welche zum Ausfall der Turboladers führen können, untersucht. Gerade Pre-Turbo-Architekturen besitzen eine Vielzahl von möglichen Risiken bezüglich der Abgasturbine.

Danksagung

Alle vorgestellten Untersuchungen wurden am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin (experimentelle Untersuchungen) und am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart der Universität Stuttgart (simulative Untersuchungen) im Rahmen des Projektes „Abgasnachbehandlung vor Abgasturbine“, welches von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV) gefördert wurde, durchgeführt. Die Autoren bedanken sich herzlich bei der FVV und dem Arbeitskreis unter der Federführung von Herrn Dr.-Ing. Frank Bunar (IAV GmbH) für die wissenschaftliche, aber auch finanzielle Unterstützung. Besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Baar, welcher maßgeblich zur Realisierung des Projektes beigetragen hatte.

Literatur

[1] European Automobile Manufacturers Association, Hrsg.: *The Automobile Industry Pocket Guide*. 2019. URL: https://www.acea.be/uploads/publications/ACEA_Pocket_Guide_2019-2020.pdf (besucht am 02. 06. 2020).

[2] Carberry, B.; Grasi, G.; Guerin, S.; Jayat, F.; Konieczny, R.: „Pre-Turbocharger Catalyst – Fast catalyst light-off evaluation". In: *SAE Tech Paper* 01 (Mai 2005). DOI: 10.4271/2005-01-2142.

[3] Joergl, V.; Keller, P.; Weber, O.; Mueller-Haas, K.; Konieczny, R.: „Influence of Pre Turbo Catalyst Design on Diesel Engine Performance, Emissions and Fuel Economy". In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 1 (Apr. 2008), S. 82–95. DOI: 10.4271/2008-01-0071.

[4] Thiel, M.; Werner, R.; Brück, R.; Kröger, S.; Zaldua-Moreno, N.; Augsburg, K.; Horn, R.: „Der Vollkatalysator vor dem Turbolader–Effektive Abgasnachbehandlung vs. Fahrdynamik". In: *Der Verbrennungsmotor – ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft: Beiträge zu Methoden, Verfahren und technischen Lösungen Festschrift für Professor Hans Zellbeck*. Hrsg. von Ross, T.; Heine, A. Springer-Verlag, 2018, S. 409–431. DOI: 10.1007/978-3-658-19291-4_21.

[5] Luján, J. M.; Bermúdez, V.; Piqueras, P.; García-Afonso, Ó.: „Experimental assessment of pre-turbo aftertreatment configurations in a single stage turbocharged diesel engine. Part 1: Steady-state operation". In: *Energy* 80 (2015), S. 599–613.

[6] Luján, J. M.; Serrano, J. R.; Piqueras, P.; García-Afonso, Ó.: „Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuration in a single stage turbocharged diesel engine. Part 2: Transient operation". In: *Energy* 80 (2015), S. 614–627.

[7] Nova, I.; Tronconi, E., Hrsg.: *Urea-SCR technology for deNOx after treatment of diesel exhausts*. 1. Aufl. Springer, 2014. ISBN: 978-1-4899-8071-7.

[8] Angerbauer, M.; Inci, F.; Grill, M.; Bargende, M.: „Fundamental Research on Pre-Turbo Exhaust Gas Aftertreatment Systems. Automobil- und Motorentechnik". In: *20. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von Bargende, M.; Reuss, H.-C.; Wagner, A. Springer Vieweg, 2020. ISBN: 978-3-658-29943-9.

[9] Rether, D.; Grill, M.: *FKFS UserCylinder: Combustion chamber models for GT-POWER*. 2020.

[10] Tinaut, F. V.; Melgar, A.; Giménez, B.; Reyes, M.: „Prediction of performance and emissions of an engine fuelled with natural gas/hydrogen blends". In: *International Journal of Hydrogen Energy* 36.1 (2011), S. 947–956.

[11] Yap, W. K.; Ho, T.; Karri, V.: „Exhaust emissions control and engine parameters optimization using artificial neural network virtual sensors for a hydrogen-powered vehicle". In: *International Journal of Hydrogen Energy* 37.10 (2012), S. 8704–8715.

[12] Najafi, G.; Ghobadian, B.; Tavakoli, T.; Buttsworth, D.; Yusaf, T.; Faizollahnejad, M.: „Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network". In: *Applied Energy* 86.5 (2009), S. 630–639.

[13] Ghobadian, B.; Rahimi, H.; Nikbakht, A.; Najafi, G.; Yusaf, T.: „Diesel engine performance and exhaust emission analysis using waste cooking biodiesel fuel with an artificial neural network". In: *Renewable energy* 34.4 (2009), S. 976–982.

[14] Sampara, C. S.; Bissett, E. J.; Chmielewski, M.: „Global kinetics for a commercial diesel oxidation catalyst with two exhaust hydrocarbons". In: *Industrial & engineering chemistry research* 47.2 (2008), S. 311–322.

[15] Pant, A.; Schmieg, S. J.: „Kinetic Model of NOx SCR Using Urea on Commercial Cu-Zeolite Catalyst". In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 50.9 (2011), S. 5490–5498.

[16] Hauck, C.: „Numerische Simulation von Drei-Wege-Katalysatoren und SCR-Katalysatoren: Untersuchungen zu Einfluss von Alterung und erhöhtem Druck auf die Aktivität". Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2014. DOI: 10.5445/IR/1000046403.

[17] Rammelt, T.; Hauck, C.; Böhm, J.; Deutschmann, O.; Gläser, R.: „Nitric Oxide Reduction of Heavy-Duty Diesel Exhaust Gas by NH3-SCR Upstream of the Turbocharger (Pre-Turbo SCR)". In: *Chemie Ingenieur Technik* 86.9 (2014), S. 1611–1612.

Biografische Notizen

Ferhat Inci, M. Sc. hat Energie- und Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Berlin studiert und schrieb bereits seine Masterarbeit über die Entwicklung einer Methodik zur Erstellung modellbasierter Abgasnachbehandlungssysteme bei Herrn Baar. Seit 2018 ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigt sich mit der Abgasnachbehandlung, insbesondere in Position vor der Abgasturbine. Bereits im Studium lernte er Herr Baar als einen leidenschaftlichen Professor kennen, und es war auch Herr Baar, welcher ihm die Schnittstellen zwischen der Verfahrenstechnik und der Motorenentwicklung aufzeigte und somit das Interesse an Fahrzeugantrieben weckte. Persönlich ist er Herrn Baar für das entgegengebrachte Vertrauen dankbar. An Herrn Baar wird er sich stets als fachlichen Mentor und Motivator erinnern.

Martin Angerbauer, M. Sc. studierte Luft- und Raumfahrttechnik und wurde 2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart. Dort bearbeitete er in Zusammenarbeit mit Roland Baar das FVV-Projekt „Abgasnachbehandlung vor Abgasturbine“.

Dr.-Ing. Michael Grill promovierte 2006 am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart über „Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren“. Seit 2006 arbeitet er am Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) und leitet seit 2015 den Bereich „0D/1D-Simulation“ mit vielfältigen Forschungs- und Entwicklungsprojekten.

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende ist Inhaber des Lehrstuhls Fahrzeugantriebe am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart. Gleichzeitig ist er Mitglied des Vorstands des eng mit der Universität Stuttgart verbundenen Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS). Vor seinem Wechsel an die Hochschule war er 17 Jahre lang in der Forschung und Entwicklung bei Daimler-Benz und Mercedes-Benz in Stuttgart beschäftigt.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Reproduzierbare Druckverlustmessung eines Abgasnachbehandlungssystems am Heißgasprüfstand

Ehab Massoud, Bojan Jander, Frank Bunar

Die modellbasierte Applikation von Verbrennungsmotoren erfordert eine möglichst genaue Ermittlung der Zustandsgrößen in den gasführenden Leitungen. Dabei ist beispielsweise der Druckverlust über dem Partikelfilter eine der wichtigsten Größen zu Berechnung der Rußmasse durch das Steuergerät. Neben der Form und Größe der Hauptkomponenten eines Abgasnachbehandlungssystems ist der Druckverlust von der eingestellten Abgastemperatur sowie von dem Abgasmassenstrom abhängig. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich aus diesem Grund mit der experimentellen Untersuchung des Druckverlustes von Abgasnachbehandlungssystemen. Ziel ist es, den Druckverlust eines kombinierten Abgasnachbehandlungssystems genau und unter realitätsnahen Betriebsbedingungen am Heißgasprüfstand zu untersuchen. Ein wesentlicher Aspekt ist dabei die Reproduzierbarkeit der Druckverlustmessungen und damit die Eignung eines Heißgasprüfstands für die vorliegende Untersuchung.

Prüfstandsaufbau und Anwendungsbereich

Das Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin verfügt über einen modernen Heißgasprüfstand an dem u. a. stationäre Kennfeldvermessungen von Abgasturboladern sowie transiente Untersuchungen durchgeführt werden. Der wichtigste Bestandteil dieses Prüfstands ist eine Hochtemperaturbrennkammer, mit der ein Heißgasstrom zur Beaufschlagung verschiedenster Prüflinge erzeugt werden kann. Die Gastemperatur kann hierbei je nach eingestelltem Massenstrom Werte von bis zu 1200 °C erreichen. Einen Überblick über den Aufbau der Hochtemperaturbrennkammer am Heißgasprüfstand gibt die Abbildung 1. Die Brennkammer ist als Einzelrohrbrennkammer mit variabler Luftaufteilung zwischen Primär- und Sekundärzone ausgeführt. Die vom Verdichter komprimierte Luft wird von einem Dreiwegeschieber in die Primärluft, die für die Verbrennung notwendig ist, und in die Sekundärluft, die für die Einstellung der gewünschten Heißgastemperatur verwendet wird, aufgeteilt. Als Brennstoff wird Dieselkraftstoff verwendet. Die Einspritzung erfolgt über eine Reiheneinspritzpumpe eines

Dieselmotors und eine sogenannte Druckluftzerstäubungsdüse, um eine hohe Reaktionsfläche und damit eine intensive Verbrennung zu erzeugen [1].

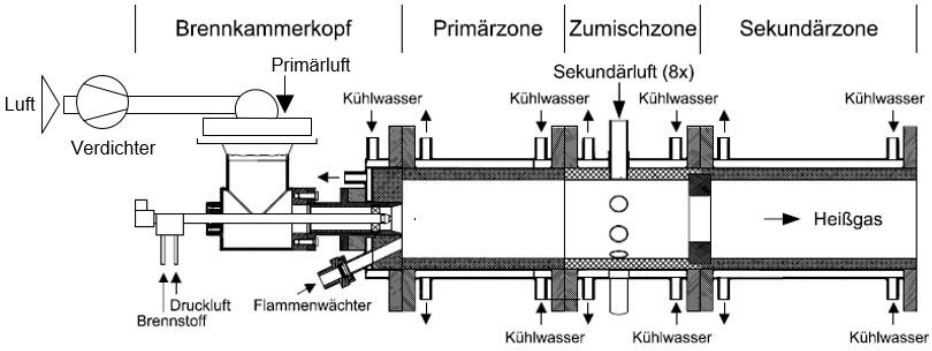


Abbildung 1: Hochtemperaturbrennkammer [1]

Zur Untersuchung des Druckverlustes im unteren Temperaturbereich ($< 200\,^{\circ}\mathrm{C}$) wird ergänzend die am Prüfstand eingesetzte elektrische Heizung verwendet. Diese eignet sich für die Konditionierung der komprimierten Luft aus dem Verdichter bis ca. 200 °C. Um die Betriebsgrenzen der Prüfstandskomponenten hinsichtlich der T, $\dot{m}$-Kombination zu ermitteln, wurden unterschiedliche stationäre Messungen mit einem geeigneten Vorversuch am Heißgasprüfstand durchgeführt. Somit konnte der Anwendungsbereich sowohl für die Brennkammer, als auch für die elektrische Heizung festgestellt werden (siehe Abbildung 2). Dabei ist zu erkennen, dass sich bei der Brennkammer annähernd ein bauchiger Verlauf in zunehmender $\dot{m}$-Richtung ergibt. Der höchste Massenstrom wird im Temperaturbereich zwischen 500 °C und 600 °C erreicht. Dieser hohe Wert ist auf den Auslegungspunkt des Heißgasprüfstands (ursprünglich für Abgasturbolader) zurückzuführen. Zudem wird festgestellt, dass der maximale zulässige Massenstrom bei der elektrischen Heizung erwartungsgemäß mit steigender Temperatur abnimmt. Der wesentliche Grund dafür ist die begrenzte maximale Wärmeleistung der elektrischen Heizung. Zur Verdeutlichung dieser Zusammenhänge kann die folgende Formel herangezogen werden [2]:

$$\dot{m}_{\max} = \frac{P_{\max}}{c \cdot \Delta T_{\max}} \tag{1}$$

Aus Gleichung 1 folgt, dass der maximale Massenstrom $\dot{m}_{\max}$ von drei Faktoren beeinflusst wird. Die spezifische Wärmekapazität c ist dabei stoffabhängig. Außerdem wird deutlich, dass der maximale Massenstrom umgekehrt proportional zu der maximal erreichbaren Temperaturerhöhung $\Delta T_{\max}$ des Mediums ist.

Die Steuerung und Regelung des Prüfstandes erfolgt durch die Automatisierungssoftware LabVIEW. Bei dem am Fachgebiet Fahrzeugantriebe entwickelten Automatisierungssystem werden die gewünschten Betriebspunkte teilautomatisiert angefahren, die erforderlichen Messwerte aufgenommen und anschließend in einer Datenbank gespeichert [1].

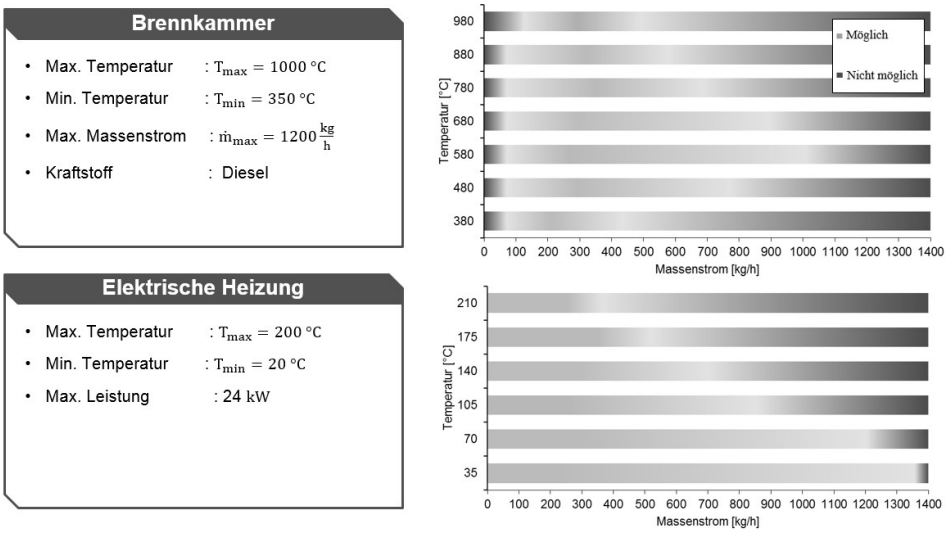


Abbildung 2: Anwendungsbereich des Heißgasprüfstands

Messobjekt und Messstelleninstrumentierung

Als Versuchsträger für die Druckverlustuntersuchungen am Heißgasprüfstand kommt ein modernes Abgasnachbehandlungssystem (ANB-System) gemäß Abbildung 3 zum Einsatz. Das kombinierte ANB-System besteht dabei aus einem Dieseloxidationskatalysator (engl.: Diesel Oxidation Catalyst – DOC), einem katalytisch beschichteten Dieselpartikelfilter (engl.: coated Diesel Particulate Filter – cDPF) und einem SCR-Katalysator (engl.: Selective Catalytic Reduction – SCR). Die Hauptaufgabe des DOC ist die Oxidation der CO- und HC-Motorrohemissionen mit O_2 zu H_2O und CO_2. Stromabwärts des Oxidationskatalysators befindet sich der cDPF zur Abscheidung der Partikelemissionen im Abgas. Durch die DOC-Beschichtung auf dem Filtersubstrat des DPF werden die Funktionen vom DOC und DPF in einem Bauteil vereint. Die flüchtigen Bestandteile der Partikel können oxidiert werden (adsorbierte HC), wodurch die Partikelmasse im Abgas reduziert wird. Zusätzlich kann durch die Oxidation von NO das NO_2/NO-Verhältnis verbessert werden, was für die NO_x-Minderung im SCR-Prozess förderlich ist. Hinter

dem cDPF befindet sich der Injektor für die wässrige Harnstofflösung. Dabei wird das selektiv wirkende Reduktionsmittel AdBlue, welches durch Thermo- und Hydrolyse zu Ammoniak (NH_3) zerfällt, eingespritzt, um die Stickoxide zu reduzieren. Zwischen der Dosierung und dem SCR-Katalysator wird ein Mischer eingesetzt, um eine möglichst gute Gleichverteilung des Reduktionsmittels und des Abgases vor Katalysatoreintritt zu gewährleisten. Der SCR-Katalysator übernimmt mithilfe des Reduktionsmittels die NO_x-Konvertierung.

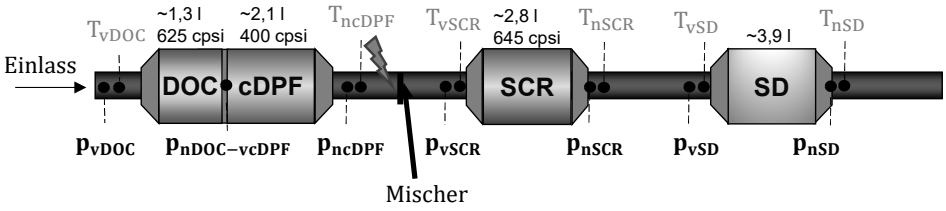


Abbildung 3: Anordnung der Sensoren im ANB-System

Wie in der Abbildung 3 gekennzeichnet, werden sieben Druckmessstellen und sechs Temperaturmessstellen am Versuchsträger integriert. Die Druckverlustbestimmung über das gesamte ANB-System und dessen einzelnen Komponenten wird aus der Differenz der stationären Druckmessungen vor und nach der jeweiligen Komponente bestimmt. Auf die Gestaltung der Druckmessstelle wird daher ein besonderes Augenmerk gelegt. Zudem ist die Reproduzierbarkeit der Druckmessungen ein Untersuchungsschwerpunkt dieser Arbeit.
Vor und hinter den Druckmessstellen sollten gerade Rohrabschnitte liegen, um ein gleichmäßiges Strömungsprofil zu gewährleisten. Da dies bei dem untersuchten ANB-System nicht möglich ist, werden 3-fach-T-Messstellen für die Gestaltung der Druckmessstellen verwendet, um die eventuell auftretenden Störungen des Strömungsprofils und die daraus resultierende ungleichmäßige Druckverteilung zu mitteln. Ein Beispiel für die 3-fach-T-Druckmessstellengestaltung ist in Abbildung 4 (zwischen DOC und cDPF) dargestellt [3; 4].
Wie in Abbildung 4 ersichtlich, wird der Druck an vier am Umfang verteilten Stellen durch eine Reihe von Leitungen gemittelt, bevor er von dem Drucksensor gemessen wird. Für die Druckmessungen werden Absolut- und Relativdrucksensoren verwendet. Die Relativdrucksensoren messen hierbei bezogen auf den Umgebungsdruck am Heißgasprüfstand, der durch einen weiteren Sensor in der Prüfstandskabine erfasst wird. Die für die Messung relevanten Sensoren und deren wichtigsten Spezifikationen sind in Tabelle 1 eingetragen. Die Positionierung der einzelnen Drucksensoren wird dabei abhängig vom Messbereich eingesetzt. Die Genauigkeitsangaben der eingesetzten Drucksensoren liegen bei 0,1 % FSO (engl.:

Full Scale Output) und sind prozentual auf die Messspanne bezogen (d. h. bei dem Drucksensor p_{vDOC} beträgt die Messgenauigkeit $\pm 4\,\mathrm{mbar}$). Da der Abgasgegendruck entlang des untersuchten ANB-Systems abnimmt, erweist sich die Positionierung mit abnehmenden Messbereich der Drucksensoren strömungsabwärts als sinnvoll. Somit wird gewährleistet, dass der statische Druck mit den verfügbaren Drucksensoren an jeder Stelle möglichst genau gemessen wird.

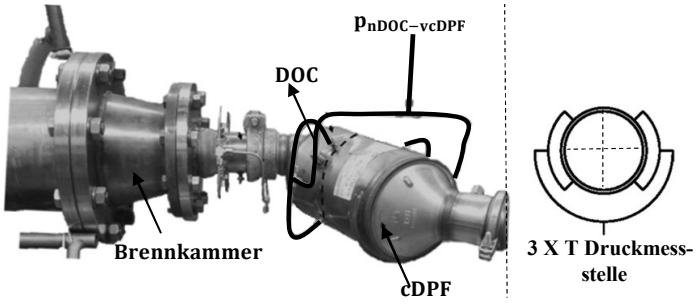


Abbildung 4: Detaillierte Übersicht der Messstellengestaltung

Tabelle 1: Die ausgewählte Messtechnik am Heißgasprüfstand (alle Drucksensoren sind vom Typ DMP 331 und alle Thermoelemente vom Typ K)

Sensortyp	**Bezeichnung**	**Einsatzort**	**Messbereich**
Relativdruck	p_{vDOC}	vor DOC	0 ... 4,0 bar rel.
Relativdruck	$p_{\mathrm{nDOC/vcDPF}}$	nach DOC/vor cDPF	0 ... 3,0 bar rel.
Relativdruck	p_{ncDPF}	nach cDPF	0 ... 2,5 bar rel.
Relativdruck	p_{vSCR}	vor SCR	0 ... 2,5 bar rel.
Absolutdruck	p_{nSCR}	nach SCR	0 ... 2,0 bar abs.
Relativdruck	p_{vSD}	vor Schalldämpfer	0 ... 0,6 bar rel.
Absolutdruck	p_{nSD}	nach Schalldämpfer	0 ... 2,0 bar abs.
Thermoelement	T_{vDOC}	vor DOC	−20 ... 1350 °C
Thermoelement	T_{ncDPF}	nach cDPF	−20 ... 1350 °C
Thermoelement	T_{vSCR}	vor SCR	−20 ... 1350 °C
Thermoelement	T_{nSCR}	nach SCR	−20 ... 1350 °C
Thermoelement	T_{vSD}	vor Schalldämpfer	−20 ... 1350 °C
Thermoelement	T_{nSD}	nach Schalldämpfer	−20 ... 1350 °C

Mittels der Thermoelemente, in Strömungsrichtung nach den Druckmessstellen eingesetzt, wird die Stabilisierung der Temperatur in dem ANB-System während der stationären Messung überwacht. Für die vorliegende Untersuchung kamen NiCrNi-Mantelthermoelemente (Thermoelement Typ K – 3 mm) zum Einsatz. Die Genauigkeit der eingesetzten Thermoelemente liegt bei ±1,5 °C.

Versuchsdurchführung

Abbildung 5 stellt eine Übersicht über die durchgeführten Versuche am Heißgasprüfstand dar. Dabei orientieren sich die gewählten stationären Betriebspunkte an realitätsnahen Betriebstemperaturen (50 °C bis 700 °C) sowie an realitätsnahen Abgasmassenströmen eines Pkw-Fahrzeugs (400 kg/h bis 800 kg/h) [5].

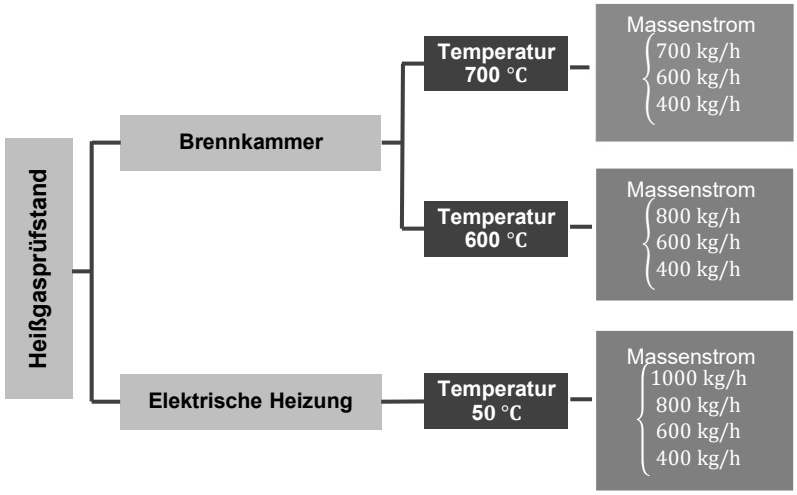


Abbildung 5: Ausgewählte Versuchsmatrix für die Druckverlustanalyse

Da der Fokus in dieser Arbeit auf der reproduzierbaren Druckverlustmessung liegt, werden die Messungen zur Vereinfachung mit einem unbeladenen Partikelfilter durchgeführt. Bei niedrigen Temperaturen ist lediglich die elektrische Heizung aktiv, weshalb nur die Verdichterluft in das ANB-System geführt wird (keine Rußemissionen). Bei höheren Temperaturen (600 °C und 700 °C) wird die Dieselbrennkammer betrieben. In diesem Temperaturbereich wird der entstandene Ruß vollständig verbrannt. Dadurch wird gewährleistet, dass alle Betriebspunkte mit einem unbeladenen Partikelfilter durchgeführt werden. Die ausgewählten Abgasmassenströme, je nach eingestellter Temperatur, sind abhängig vom Anwendungsbereich des Prüfstands (siehe Abbildung 2).

Für die Reproduzierbarkeitsuntersuchung der Messmethode werden die ausgewählten stationären Betriebspunkte mehrfach wiederholt. Ein Versuchsablaufplan für die drei Messungen wurde erstellt, um reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten. Abbildung 6 gibt einen Überblick über den quantitativen zeitlichen Versuchsablauf für eine stationäre Messreihe am Heißgasprüfstand. Die ersten Betriebspunkte werden dabei mit der elektrischen Heizung durchgeführt. Somit kann das ANB-System vor der eigentlichen Messung mit Luft gespült werden, um jegliche Restgase aus der Brennkammer und den Leitungen zu befördern und die Dichtigkeit der Anlage zu überprüfen. Dabei wird zunächst die Zieltemperatur ($T_{\mathrm{vDOC}} = 50\,^{\circ}\mathrm{C}$) eingestellt. Der gewünschte Luftmassenstrom ($400\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{h}}$) wird dann über die Verdichterdrehzahl des Heißgasprüfstands eingestellt. Nach Erreichen der eingestellten Betriebsbedingungen vor dem Versuchsträger (T_{soll}, $\dot{m}_{\mathrm{soll}}$) schließt sich eine 15-minutige Stabilisierungsphase an, um ein stabiles Temperaturprofil im gesamten ANB-System zu gewährleisten. Anschließend wird die eigentliche Messung durchgeführt, bei der die Werte aufgezeichnet und zeitlich gemittelt werden.

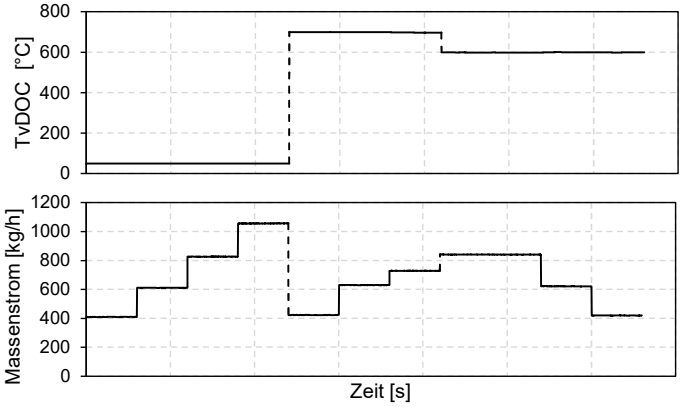


Abbildung 6: Stationärer Betrieb einer Messreihe

Bei höheren Temperaturen (600 °C und 700 °C) kommt die Hochtemperaturbrennkammer zum Einsatz. Die Temperatur innerhalb der Brennkammer sollte dabei größer als 950 °C sein, damit ein stabiles Temperaturprofil innerhalb der Brennkammer erzielt wird. Diese Temperatur kann danach zu den Zieltemperaturen (600 °C und 700 °C) mithilfe der Sekundärluft in der Brennkammer eingestellt werden. Aus diesem Grund wird zuerst bei der Zieltemperatur 700 °C und dann 600 °C gemessen, um die Versuchsdauer so gering wie möglich zu halten. Wie bei der elektrischen Heizung wird die Aufnahme der Messdaten erst nach der Stabilisierung der Einstellgrößen gestartet.

Diskussion und Ergebnisse

In Abbildung 7 sind die gemessenen stationären Druckmesspunkte über die einzelnen Druckmessstellen für die ausgewählten Betriebspunkte (T, $\dot{m}$) gezeigt. Die dargestellten Gegendrücke entlang des ANB-Systems entsprechen dem Mittelwert aller Messreihen. Anhand der Abbildung ist ersichtlich, dass der Druckabfall bei den einzelnen Komponenten unterschiedlich ist. Eine detaillierte Beschreibung dieser Unterschiede wird im Anschluss durchgeführt. Allgemein ist festzustellen, dass der Abgasgegendruck erwartungsgemäß sowohl mit zunehmender Temperatur als auch mit zunehmendem Massenstrom steigt. Der Einfluss der Temperatur- und Massenstromvariation auf den Abgasgegendruck kann vereinfacht mit dem idealen Gasgesetz verdeutlicht werden. Für die Beschreibung wird der gemessene Druck vor dem DOC betrachtet. Wird die allgemeine Gasgleichung nach dem Druck umgeformt, folgt:

$$p_{\mathrm{vDOC}} = \frac{\dot{m} \cdot R_{\mathrm{i}} \cdot T_{\mathrm{vDOC}}}{V}. \tag{2}$$

Für eine detaillierte Herleitung der Gleichung sei auf [6] verwiesen. Aus der Gleichung ist ersichtlich, dass der Abgasgegendruck (p_{vDOC}) direkt proportional zu der eingestellten Temperatur (T_{vDOC}) und zu dem eingestellten Massenstrom ($m \backsim \dot{m}$) ist. Dementsprechend wird der maximale Abgasgegendruck bei dem Betriebspunkt $T = 600\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $\dot{m} = 800\,\mathrm{kg/h}$ mit 541 mbar und der minimale Abgasgegendruck bei $T = 50\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $\dot{m} = 400\,\mathrm{kg/h}$ mit 84 mbar erreicht.
Selbst bei Ausschluss von systematischen Fehlern kann die Messung ein und desselben Zustands zu unterschiedlichen Ergebnissen führen, wenn die Messungen wiederholt werden. Diese geringen Unterschiede sind hauptsächlich auf die nicht zu beeinflussenden äußeren Bedingungen, z. B. Änderung des Umgebungsdrucks und der Umgebungstemperatur sowie die Messgenauigkeit zurückzuführen. Diese Fehler werden statistische oder zufällige Fehler genannt und werden in diesem Abschnitt für den Abgasgegendruck und für den Druckverlust beurteilt und quantifiziert. Bei einer zufälligen Verteilung der Messwerte um den wahren Wert ist der realistischste Wert, der nach n-facher Wiederholung angegeben werden kann, der Mittelwert ($\bar{x}$).
Mithilfe der statistischen Fehlertheorie lassen sich aus der Streuung der ermittelten Messwerte Aussagen über die Genauigkeit der Messung treffen. Ein Maß für die Streuung ist die mittlere quadratische Abweichung der Messwerte x_i vom Mittelwert, auch Standardabweichung (s) genannt:

$$s = \pm\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \bar{x}\right)^2} \text{ mit } n > 1. \tag{3}$$

Sie ist ein Maß dafür, wie weit die gemessenen Werte vom wahren Wert abweichen. Die berechnete Standardabweichung ist ein Maß für die Genauigkeit der Einzelmessung und kann somit zur Beurteilung des Messverfahrens herangezogen werden.

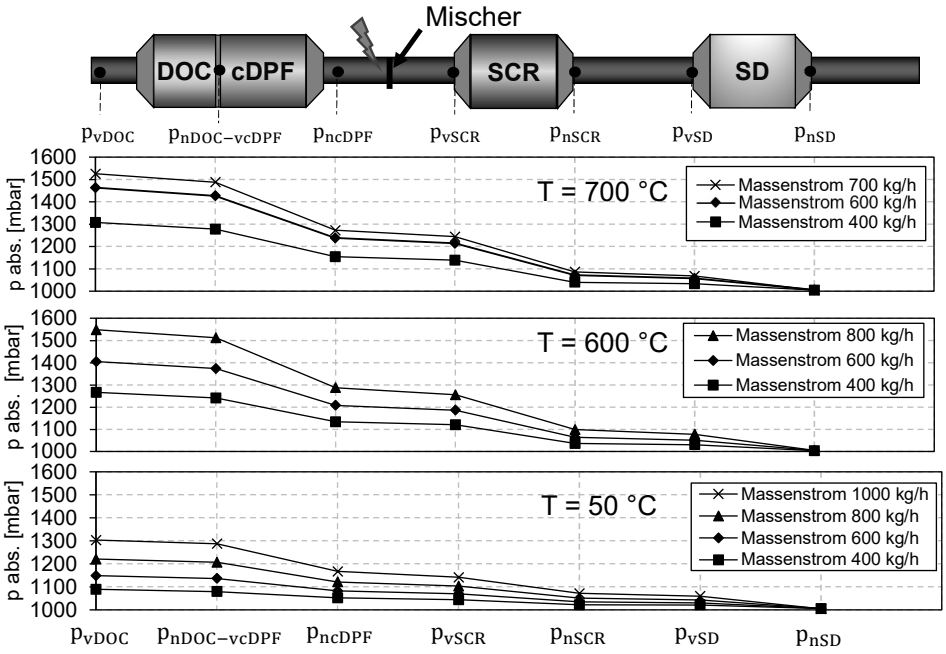


Abbildung 7: Gesamtüberblick der Druckverläufe entlang des ANB-Systems

Ein Beispiel über die Streuung der Messpunkte vom Mittelwert ist für den Betriebspunkt $T = 50\,°\mathrm{C}$ und $\dot{m} = 400\,\mathrm{kg/h}$ in Abbildung 8 dargestellt.
Dabei entsprechen die schwarzen Symbole dem Mittelwert der einzelnen Messwerte, die dunkelgrauen Symbole der maximalen berechneten Standardabweichung $(+s)$ und die hellgrauen Symbole der minimalen Standardabweichung $(-s)$. Zudem symbolisieren die festgelegten Fehlerbalken den maximalen prozentualen Fehler ($\approx 3\,\%$), der für alle Betriebspunkte ermittelt wurde. In diesen Wert fließen sowohl die Messunsicherheiten der Sensoren, als auch die unterschiedlichen Umgebungsbedingungen ein. Wie aus der Abbildung ersichtlich, liegen die Abweichungen bei einigen Betriebspunkten in dieser Messung deutlich unter $3\,\%$.

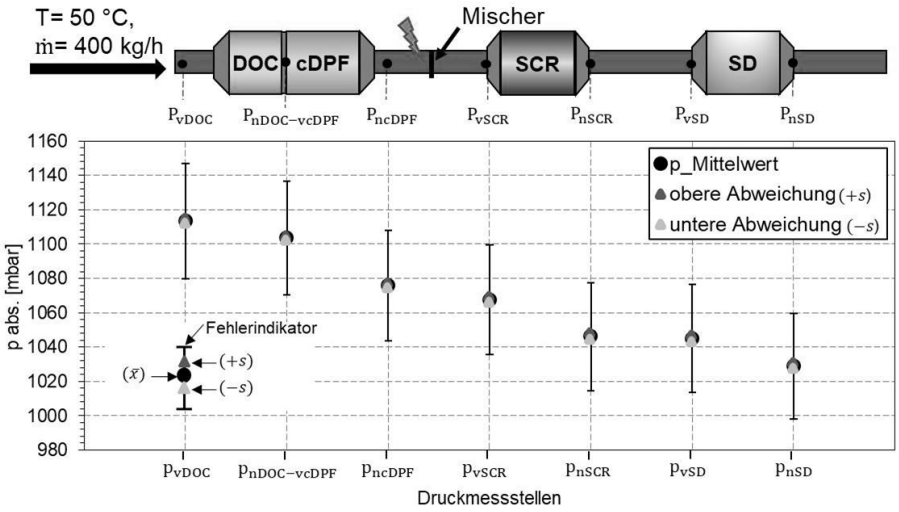


Abbildung 8: Reproduzierbarkeitsuntersuchung aller Messreihen bei $T = 50\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $\dot{m} = 400\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{h}}$

Der Druckverlust der einzelnen Betriebspunkte ergibt sich aus der Differenz der gemessenen statischen Drücke. Die gesuchte Größe (Δp) ist somit über einen Zusammenhang mit den direkt gemessenen Größen (p) verknüpft. Durch diese Verknüpfung pflanzen sich die Fehler der Druckmessungen in die Druckverlustmessungen gemäß des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes fort. Für die Reproduzierbarkeitsuntersuchung der Druckverlustmessung wird in der vorliegenden Betrachtung die sogenannte Größtfehlerabschätzung verwendet. Dabei gilt, dass die absoluten Fehler bei der Addition oder Differenz der direkt gemessenen Größen addiert werden. Somit gilt beispielsweise für die Fehlerfortpflanzung bei dem Druckverlust des Oxidationskatalysators Δp_{DOC} im Betriebspunkt $T = 50\,^{\circ}\mathrm{C}$ und $\dot{m} = 400\,^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{h}}$ folgende Gleichung [7]:

$$\mid (\pm s)\, p_{\mathrm{vDOC}} \mid + \mid (\pm s)\, p_{\mathrm{nDOC}} \mid = \mid (\pm s)\, \Delta p_{\mathrm{DOC}} \mid . \tag{4}$$

Die maximalen berechneten positiven und negativen Abweichungen der Druckverlustmessungen für alle stationären Betriebspunkte lagen dabei unter 3,6 %. Zusammenfassend lässt sich somit sagen, dass die Messmethode und die eingesetzte Messtechnik hinsichtlich der vorliegenden Untersuchungen reproduzierbare Ergebnisse liefern. Die Voraussetzung für diese Ergebnisse ist eine präzise Durchführung und eine ausreichende Stabilisierungsphase der eingestellten Betriebsgrößen. Des Weiteren ist in Abbildung 9 der Druckverlust der einzelnen Komponenten als Funktion der eingestellten Temperaturen und Massenströme dargestellt. Es zeigt sich,

dass der Druckverlust deutlich von der eingestellten Temperatur und dem eingestellten Massenstrom beeinflusst wird. Dabei steigt der Druckverlust analog zum Abgasgegendruck sowohl mit zunehmender Temperatur, als auch mit zunehmendem Massenstrom.

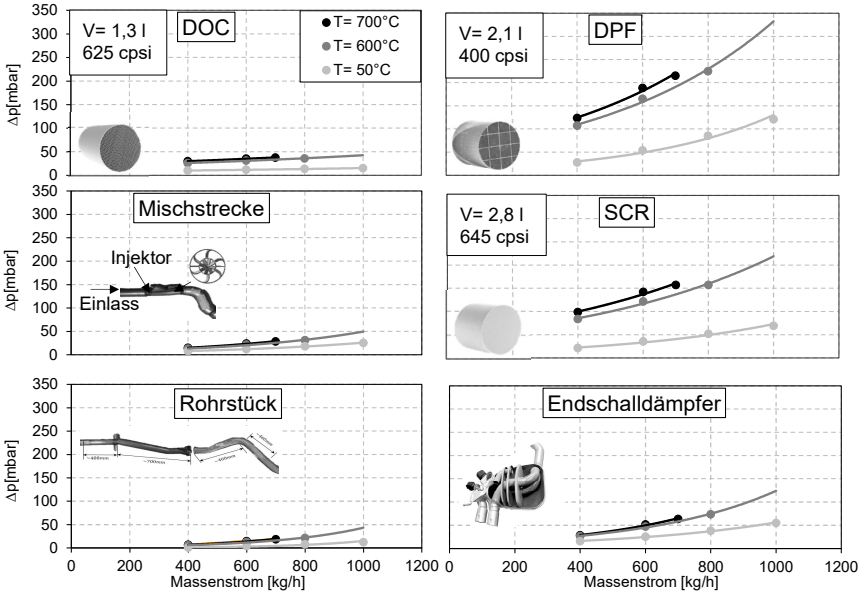


Abbildung 9: Druckverlustergebnisse der betrachteten ANB-Komponenten abhängig von T und $\dot{m}$

Der größte Druckverlust wird durch den beschichteten Partikelfilter (cDPF) hervorgerufen und liegt je nach Betriebspunkt zwischen 25 mbar und 250 mbar. Dies entspricht einem Gesamtanteil am Druckverlust aller dargestellten Komponenten von durchschnittlich ca. 40 %. Der wesentliche Grund für diesen hohen Anteil ist die Zusammensetzung des Gesamtdruckverlustes der Komponente [8]

$$\Delta p_{\mathrm{cDPF}} = \Delta p_{\text{entlang des Kanals}} + \Delta p_{\text{poröse Wand}} + \Delta p_{\mathrm{Diffusor}} + \Delta p_{\mathrm{Kontraktion}} + \Delta p_{\mathrm{Expansion}} \tag{5}$$

Hierbei beschreibt der erste Term den Druckverlust im Kanal, der durch Reibung und durch Querschnittverengung entsteht. Aufgrund des wechselseitigen Verschlusses der einzelnen Kanäle des untersuchten Wandstrompartikelfilters wird das Abgas gezwungen, durch die poröse Kanalwand zu strömen, wodurch der Druckverlustanteil $\Delta p_{\text{poröse Wand}}$ entsteht. Der dritte Term $\Delta p_{\mathrm{Diffusor}}$ spiegelt den Druck-

verlust im Eintrittskegel wieder. Beim Eintritt in einen Kanal sorgt eine sprunghafte Änderung des Querschnitts für eine blitzschnelle Kompression des Gases und bewirkt somit einen zusätzlichen Druckverlust $\Delta p_{\text{Kontraktion}}$. Analog verhält es sich beim Kanalaustritt durch die Querschnittserweiterung am Austrittskanal $\Delta p_{\text{Expansion}}$. In Abbildung 10 ist der Gesamtdruckverlust des Partikelfilters ohne Rußbeladung exemplarisch dargestellt.

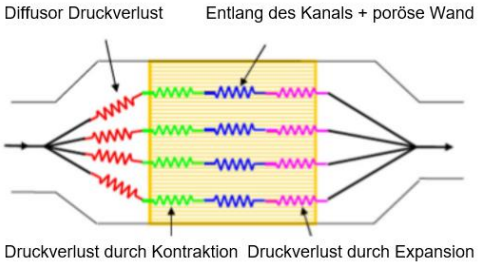


Abbildung 10: Exemplarische Darstellung der Zusammensetzung des Druckverlustes nach [9]

Anders als der Partikelfilter besitzen der DOC und der SCR monolithische Strukturen. Sie zeichnen sich aufgrund ihres großen Hohlraumanteils durch einen geringeren Druckverlust aus als der Partikelfilter. Wie in Abbildung 9 ersichtlich, variiert der Druckverlust des SCR-Katalysators abhängig von den eingestellten Größen zwischen 20 mbar und 160 mbar. Somit verursacht der SCR-Katalysator betragsmäßig den zweitgrößten Druckverlustanteil mit ca. 29 % bzgl. des Gesamtdruckverlustes der Anlage.
Zusätzlich zu den beschriebenen Faktoren haben die Zelldichte (Anzahl der Zellen) und das Volumen des Katalysators einen deutlichen Einfluss auf den Druckverlust. Die untersuchte monolithische Struktur des DOC-Katalysators besitzt im Vergleich zu dem SCR-Katalysator ein geringeres Volumen und eine niedrige Zelldichte. Demzufolge ist der Druckverlust des DOC-Katalysators um durchschnittlich 20 Prozentpunkte niedriger als der Druckverlust des SCR-Katalysators. Die Druckverlustkurven verlaufen zwischen 10 mbar und 50 mbar und verursachen somit 8,1 % des Gesamtdruckverlustes der Abgasanlage. Die betrachtete Mischstrecke bewirkt ca. 6 % Druckverlust bezüglich des gesamten Druckverlustes. Dabei wird der Hauptbeitrag durch den integrierten Mischer ausgelöst. Die gemessenen Druckverluste liegen zwischen 7 mbar und 31 mbar. Außerdem wird deutlich, dass der Druckverlust der Mischstrecke trotz der gleichen Größenordnung wie beim DOC-Katalysator quadratisch mit dem Massenstrom ansteigt. Dies lässt sich damit begründen, dass die Drucksensoren vor und hinter der Mischstrecke eine bessere Messauflösung und somit eine höhere Messgenauigkeit besitzen.

Dieses Phänomen spiegelt sich auch bei dem Verbindungsrohr zwischen dem SCR-Katalysator und dem Endschalldämpfer wieder (siehe Abbildung 9 unten links). Hierbei wird erwartungsgemäß der geringste Druckverlust mit ca. 3 % erzielt.
Der Endschalldämpfer verursacht mit durchschnittlich ca. 14 % den drittgrößten Druckverlustanteil. Dabei streuen die Druckverlustmessungen je nach Temperatur und Massenstrom zwischen 15 mbar und 75 mbar. Der wesentliche Grund für den hohen Anteil ist das Absorbieren/Reflektieren der Schallenergie durch das poröse Material, was zu einem stärkeren Druckabfall führt. Das in Abbildung 11 dargestellte Kreisdiagramm zeigt den relativen Druckverlustanteil der einzelnen Komponenten. Zusammenfassend lässt sich somit sagen, dass durch die ANB-Komponenten der größte Druckverlustanteil mit insgesamt 77 % verursacht wird.

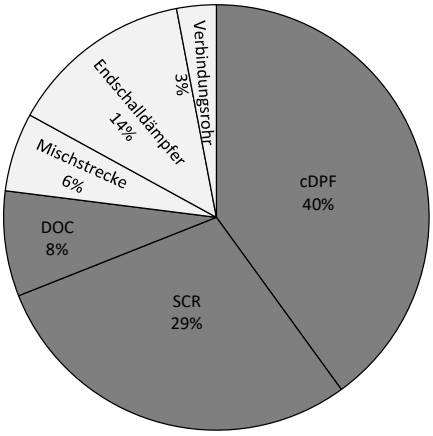


Abbildung 11: Prozentualer Anteil der einzelnen Komponenten am gesamten Druckverlust der betrachteten Anlage

Schlussfolgerung und Ausblick

Die weltweit stetige Verschärfung der Abgasgesetzgebung erfordert von den Automobilherstellern große Anstrengungen zur Erfüllung der heutigen und zukünftigen Abgasnormen. Die alleinige Optimierung der motorischen Verbrennung ist nicht mehr ausreichend, um die stringenten Emissionsgrenzwerte zu erreichen. Neben der Langzeitstabilität und der katalytischen Wirksamkeit ist bei der Neuentwicklung von Katalysatoren der Druckverlust, der sich bei Durchströmen des Katalysators mit Abgas einstellt, von hoher Bedeutung.
In der vorliegenden Arbeit konnte ein Messverfahren umgesetzt werden, das den Druckverlust eines kombinierten ANB-Systems am Heißgasprüfstand reproduzierbar ermittelt. Es ist davon auszugehen, dass bereits kleine Parameteränderungen

der Einstellgrößen einen großen Einfluss auf die Druckmessung und somit auf die Druckverlustergebnisse haben können. Um diese Einflussfaktoren zu minimieren, wurden alle stationären Messungen mit einem fest definiertem Versuchsablaufplan durchgeführt.
Die Auswertung der Messergebnisse zeigt deutlich, dass der Heißgasprüfstand bezüglich der durchgeführten stationären Prüfstandsmessungen reproduzierbare Ergebnisse liefert. Dabei liegt die maximale Abweichung der Druckmessungen vom Mittelwert unter 3 %. Durch die Verknüpfung der direkt gemessenen Größen (Druck) mit der gesuchten Größe (Druckverlust) pflanzen sich die Fehler der Druckmessungen in die Druckverlustmessungen fort. Folglich addieren sich die absoluten Abweichungen der einzelnen Druckmessungen auf und führen zu einer Anhebung der Abweichungen bei den ermittelten Druckverlustmessungen. Trotz der Fehlerfortpflanzung liegt die maximale ermittelte Abweichung der Druckverlustmessung mit 3,6 % im akzeptablen Toleranzbereich.
Ein weiterer Gegenstand der Arbeit war, den Druckverlust der ANB-Komponenten unter realitätsnahen Betriebsbedingungen zu analysieren. Hierbei stützt sich die Untersuchung auf den Einfluss der Temperatur (50 °C, 600 °C und 700 °C) und des Massenstroms (400 $^{kg}/_{h}$ bis 1000 $^{kg}/_{h}$) auf die Zielgröße (Δp). Der Druckverlust nimmt dabei überproportional mit dem Massenstrom zu. Zudem konnte gezeigt werden, dass der Druckverlust bei hohen Temperaturen deutlich zunimmt.
Der beschichtete Partikelfilter verursacht mit durchschnittlich ca. 40 % des gesamten Druckverlusts der Anlage den höchsten Beitrag. Des Weiteren wurde festgestellt, dass der betragsmäßige Druckverlustanstieg des SCR-Katalysators im Vergleich zu dem DOC-Katalysator auf die Geometrieänderung (Zelldichte, Volumen) zurückzuführen ist. Der Druckverlust der restlichen Komponenten der Anlage (Rohrstück, Mischstrecke und Endschalldämpfer) liegt unter 70 mbar und wird kaum von den eingestellten Stellgrößen beeinflusst.
Aus dieser Arbeit ergibt sich eine Empfehlung zu einer weiteren Verbesserung des Messverfahrens. Hierbei können beispielsweise Differenzdrucksensoren für die einzelnen Komponenten eingesetzt werden, damit die Fehlerfortpflanzung der einzelnen statischen Druckmessungen vermieden und somit die Messgenauigkeit erhöht wird. Außerdem könnte mit dem umgesetzten Messverfahren der Einfluss der Rußbeladung auf das Druckverlustverhalten für unterschiedliche Betriebspunkte detaillierter erforscht werden.

Literatur

[1] Pucher, H.; Eggert, T.; Schenk, B.: „Experimentelle Entwicklungswerkzeuge für Turbolader von Fahrzeugmotoren“. In: *6. Aufladetechnische Konferenz*. Dresden, 1997, S. 227–240.

[2] Türk+Hillinger GmbH, Hrsg.: *Berechnungsgrundlagen für elektrische Heizelemente*. 2017. URL: https://www.tuerk-hillinger.com/wp-content/uploads/2017/09/Berechnungsgrundlagen_D.pdf (besucht am 13. 12. 2019).

[3] Merker, G. P.; Teichmann, R., Hrsg.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation*. Springer-Verlag, 2018, S. 1163–1187. isbn: 978-3-658-19211-2.

[4] Reif, K.: *Dieselmotor-Management im Überblick*. Springer, 2010, S. 148–160. isbn: 978-3-658-06554-6.

[5] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Springer-Verlag, 2009, S. 26–33. isbn: 978-3-8348-0699-4.

[6] Jablonka, K. M.: *Grundlagen der Thermodynamik für Studierende der Chemie*. Springer, 2017, S. 49–59. isbn: 978-3-658-17020-2.

[7] Weise, K.; Wöger, W.: *Messunsicherheit und Messdatenauswertung*. 1999.

[8] Hartwecker, A.: „Anpassung eines physikalischen Dieselpartikelfiltermodells zur modellbasierten Applikation von Steuergerätefunktion". Masterarbeit. 2016, S. 17–22.

[9] Exothermia: *Axisuite documentation: Exothermia S.A. engineering software applications*. 2013.

Biografische Notizen

Ehab Massoud, M. Sc. studierte Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität Berlin und war als studentischer Mitarbeiter bei der IAV GmbH tätig. Während seiner Tätigkeit bei der IAV GmbH im Bereich Antriebsstrangentwicklung führte er mehrere Kooperationsprojekte zusammen mit dem Fachgebiet Fahrzeugantriebe durch. Er wird Prof. Dr.-Ing. Roland Baar als Lehrer und Betreuer in dankbarer Erinnerung behalten.

Bojan Jander, M. Sc. war seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Während seiner Tätigkeit war er als Doktorand von Prof. Roland Baar im Bereich 0D/1D-Simulation von elektrohybriden Pkw-Antrieben aktiv. Zusammen mit Prof. Baar arbeitete er an einer Neuausrichtung des Fachgebiets in Richtung nachhaltiger Fahrzeugantriebe. Prof. Baar wird stets als fachlicher Mentor in Erinnerung bleiben.

Dr.-Ing. Frank Bunar wurde 2018 an der TU in Berlin mit Unterstützung von Prof. Dr.-Ing. Roland Baar zum Thema „Konzeption und Auslegung eines Niedrigstemissionskonzeptes für Diesel-Pkw" promoviert. Seit 2010 forscht er bei der IAV GmbH im Bereich Emissionsarme Fahrzeugantriebe. Während dieser Tätigkeit wurden mehrere Projekte initiiert und in gemeinschaftlicher Kooperation zusammen mit dem Fachgebiet von Herrn Prof. Baar, erfolgreich durchgeführt. Im Geiste des konstruktiven und engagierten Wirkens von Prof. Baar wird die eingeschlagene gemeinsame Richtung der Zusammenarbeit mit seinem Institut weiter fortgeführt. Mit Prof. Baar verloren wir einen begeisterten Weggefährten und Projektpartner auf dem Weg zum Ziel einer nachhaltigen emissionsfreien Mobilität.

Spannungsfeld Fahrzeugantriebe –
Gedenkschrift für Prof. Dr.-Ing. Roland Baar
doi 10.14279/depositonce-9822

Untersuchung eines Heißgasprüfstands zur Eignung der Vermessung von Abgasnachbehandlungssystemen hinsichtlich des Emissionskonvertierungsverhaltens

Anastassia Bobrikina

Zur Minimierung motorischer Abgasemissionen, welche sowohl den Menschen als auch der Umwelt schaden, sind Katalysatoren und Filter bei Verbrennungsmotoren Stand der Technik. Durch die Kombination verschiedener Katalysatoren lassen sich die Schadstoffemissionen signifikant reduzieren. Um das Portfolio des Fachgebiets Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin in Richtung der Abgasnachbehandlung zu erweitern, soll festgestellt werden, inwieweit sich die bestehende Infrastruktur eignet, um Katalysatorkomponenten hinsichtlich der Umsatzcharakteristik bei definierten Raumgeschwindigkeiten und Temperaturen zu untersuchen. Der Heißgasprüfstand des Fachgebiets besitzt die idealen Voraussetzungen, um definierte Raumgeschwindigkeiten und Temperaturen gezielt einzustellen. Dazu wurden die Grenzen des Prüfstands (Massenströme, Temperaturen, Emissionen) untersucht und auf Basis der Ergebnisse ein Konzept zur Erweiterung des Heißgasprüfstands erstellt.

Einleitung

Bei einem Motorenprüfstand ist die Einstellung einer definierten Raumgeschwindigkeit, Abgastemperatur und Abgaszusammensetzung am Katalysatoreintritt nur mit zusätzlichem Aufwand realisierbar. Die ablaufenden chemischen Reaktionen im Katalysator sind stark von der Abgaszusammensetzung abhängig, welche sich während des realen motorischen Betriebs einstellt [1, S. 21; 2, S. 30]. Je nach Lastpunkt unterscheiden sich die Abgaszusammensetzung und die Abgastemperatur eines Verbrennungsmotors. In Tabelle 1 werden die Emissionswerte eines durchschnittlichen Pkw-Dieselmotors dargestellt [2, S. 30].
Um die Katalysatorkomponenten bei einer gewünschten Raumgeschwindigkeit, Temperatur und Abgasspezieskonzentration hinsichtlich der Umsatzcharakteristik zu untersuchen, ist ein Katalysatorkomponentenprüfstand notwendig. Mit dessen Hilfe können die genannten Parameter exakt eingestellt werden. Vor den katalytischen Komponenten sollen Abgastemperaturen von 100 °C bis 750 °C erzeugt

werden können. Die katalytischen Komponenten sollten nahezu vollständig isoliert sein, um einen möglichst isothermen Zustand zu bewerkstelligen. Die Wiederholbarkeit einzelner Tests unter gleichen Bedingungen muss gegeben sein. Des Weiteren sollten Störgrößen wie Luftfeuchtigkeit und Umgebungstemperatur ausgeschlossen werden können.

Tabelle 1: Abgaszusammensetzung eines Dieselmotors bei Leerlauf und bei höherer Last [2, S. 30]

Abgasbestandteile			**bei Leerlauf**	**bei höherer Last**
Stickoxide	NO_x	ppm	50 . . . 250	600 . . . 2500
Kohlenwasserstoffe	HC	ppm	50 . . . 500	150
Kohlenmonoxid	CO	ppm	100 . . . 450	350 . . . 2000
Kohlendioxid	CO_2	vol. %	. . . 3,5	12 . . . 16
Wasserdampf	H_2O	vol. %	2 . . . 4	2 . . . 20
Sauerstoff	O_2	vol. %	18	2 . . . 20
Abgastemperatur nach Auslassventil		°C	100 . . . 200	550 . . . 700

Kenndaten des Heißgasprüfstands

Das Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin verfügt über einen Heißgasprüfstand, an dem stationäre Kennfeldvermessungen und transiente Untersuchungen an Abgasturboladern durchgeführt werden. Der Heißgasprüfstand verfügt über einen thermischen Massendurchflussmesser Sensyflow FMT700-P der Firma ABB und bietet einen Messbereich des Luftmassenstroms bis zu 1200 $^{kg}/_{h}$, was einem Luftvolumenstrom von bis zu 16 911 slpm (Norm-Liter pro Minute) entspricht. Für die Beheizung der Luftmasse ist in der Frischluftstrecke eine elektrische Heizung mit einer Leistung von 23 kW verbaut, die in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom ein Temperaturfenster von 20 °C bis 150 °C . . . 200 °C abdecken kann. Stromabwärts der elektrischen Heizung ist eine Brennkammer verbaut, welche mit Dieselkraftstoff betrieben wird. Die Brennkammer bietet eine präzise Einstell- und Variationsmöglichkeit der Abgastemperatur im Bereich zwischen 300 °C und 1200 °C. Die selbst entwickelte Prüfstandsteuerung erfolgt mittels LabView von National Instruments.

Für verschiedene Katalysatorvolumina kann die Umrechnung des Luftmassenstroms in eine Raumgeschwindigkeit in die Prüfstandsteuerung implementiert werden. Die Raumgeschwindigkeit $GHSV$ wird aus dem Katalysatorvolumen V_{Kat} und dem entsprechenden Volumenstrom $\dot{V}$ berechnet:

$$GHSV = \frac{\dot{V}}{V_{\mathrm{Kat}}} \tag{1}$$

Die Prüfstandsteuerung bietet dabei ausreichende Voraussetzungen, um festgelegte Referenz- und Betriebspunkte (Temperatur, Raumgeschwindigkeit) reproduzierbar zu vermessen.
In Tabelle 2 ist eine Übersicht der notwendigen Stellparameter des Heißgasprüfstands hinsichtlich der Nutzung als Katalysatorkomponentenprüfstand dargestellt.

Tabelle 2: Übersicht der Stellparametern zur Nutzung des Heißgasprüfstand als Katalysatorkomponentenprüfstand

	Anforderung an einen Katalysatorkomponentenprüfstand	**Funktionaltität am Heißgasprüfstand vorhanden**
1	Katalysatoreintrittstemperatur einstellbar	Ja
2	Raumgeschwindigkeit einstellbar	Ja
3	Abgaskonzentration einstellbar	Nein
4	Hoher Freiheitsgrad bei der Variation von Temperatur	Ja
5	Hoher Freiheitsgrad bei der Variation von Raumgeschwindigkeit	Ja
6	Hoher Freiheitsgrad bei der Variation von Abgaskonzentration	Nein
7	Wiederholung von Referenzpunkten unter gleichen Betriebsbedingungen	Ja
8	Nahezu isothermer Reaktor	Nein
9	Ausschluss der Störgrößen: Luftfeuchtigkeit, Umgebungstemperatur	Nein

Entwicklung eines Katalysatorkomponentenprüfstands auf Basis eines Heißgasprüfstands

Der zu entwickelnde Katalysatorkomponentenprüfstand wird als Erweiterung des vorhandenen Heißgasprüfstands realisiert. Notwendige Zusatzkomponenten sind ein Synthesegasgenerator und ein Abgasanalysesystem.
Aufgrund des Temperaturfensters zwischen 150 °C . . . 200 °C (je nach Luftmassenstrom) und 300 °C, welches weder durch die elektrische Heizung noch durch die Brennkammer abgedeckt werden kann, wurden zwei Anwendungsfälle betrachtet [3]. Die elektrische Heizung kann das Temperaturfenster aufgrund der Leistungs-

grenze nicht abdecken. Die Nutzung der Brennkammer in diesem Temperaturfenster ist auf Grund des instabilen Brennverhaltens des Dieselstrahls ebenfalls nicht reproduzierbar möglich.
Im ersten Konzept wird die Heizmöglichkeit durch die Brennkammer nicht berücksichtigt. Der Luftmassenstrom wird nur durch die elektrische Heizung erwärmt. In diesem Fall enthält der Hauptluftmassenstrom aus der beheizten Luft ca. 21 % Sauerstoffanteil und wird als Fall mit „idealisierten“ Betriebsbedingungen bezeichnet. Für das Erreichen von Betriebstemperaturen bis zu 750 °C muss daher eine zusätzliche Heizanlage verbaut werden.

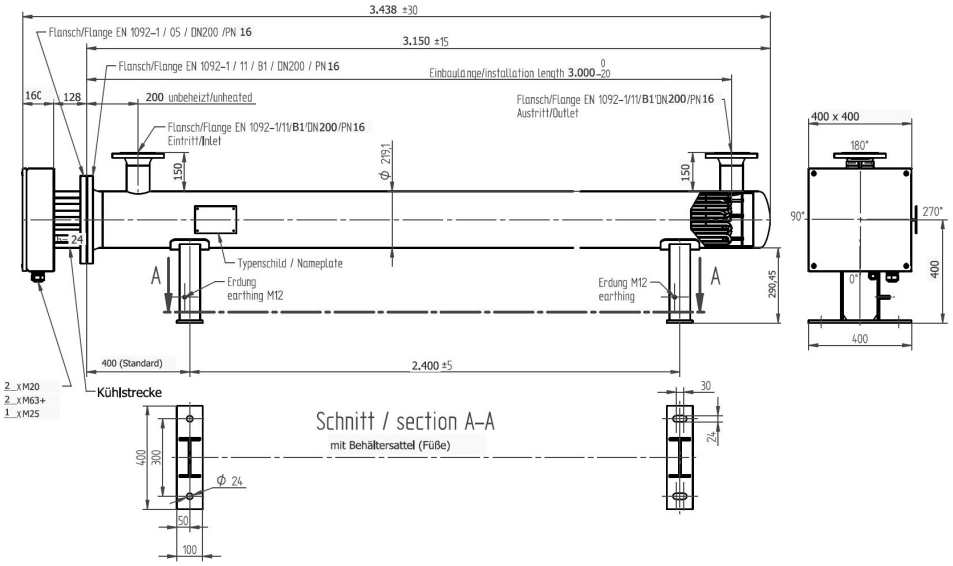


Abbildung 1: Technische Zeichnung des Durchlauferhitzers (bis 350 °C) von Fa. Schniewindt [4]

Die elektrische Heizung wurde von der Firma Schniewindt ausgelegt. Sowohl die technische Zeichnung als auch alle relevanten Daten (Abbildung 1) wurden von der Firma Schniewindt bereitgestellt.
Um den maximalen Luftmassenstrom von 1200 kg/h auf 350 °C aufzuheizen, muss ein Durchlauferhitzer mit einer Leistung von 132 kW [4] verwendet werden. Der rohrförmige Durchlauferhitzer, welcher in der Abbildung 1 dargestellt ist, hat eine Einbaulänge von 3 m und besteht aus 42 Rohrheizkörpern des Typs RHK mit einer Einsatztemperatur von 950 °C [4]. Die Steuerung erfolgt mittels zweier Thrysistorsteuerungen. Zur Realisierung dieses Konzeptes muss der Heißgasprüfstand komplett umgebaut werden. Aufgrund der hohen Leistung des Durchlauferhitzers

ist der vorhandene Umrichter nicht in der Lage, die benötigte Leistung bereitzustellen, sodass dieser ersetzt werden muss.
Zur Überprüfung der elektrischen Leistung wurde der Wärmestrom $\dot{Q}$ berechnet, welcher für das Aufwärmen des maximalen Luftmassenstroms von 1200 $^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{h}}$ notwendig ist. Zur Vereinfachung der Berechnung wird das System idealisiert betrachtet. Dabei wird das Gas als ideales Gas angenommen. Weiterhin wird das System als stationär, isobar, adiabat, laminar durchströmt und reibungsfrei betrachtet [5, S. 8–14; 6, S. 185].

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{\mathrm{p12}} \cdot (T_2 - T_1) \tag{2}$$

Aufgrund der sehr großen Temperaturdifferenz wird für die Berechnung des Wärmestroms $\dot{Q}$ eine mittlere (spezifisch isobare) Wärmekapazität für den Temperaturbereich zwischen T_1 und T_2 bestimmt [6, S. 185].

$$c_{\mathrm{p12}}|_{T_1}^{T_2} = \frac{c_{\mathrm{p12}}|_{0\,^\circ\mathrm{C}}^{T_2} \cdot T_2 - c_{\mathrm{p12}}|_{0\,^\circ\mathrm{C}}^{T_1} \cdot T_1}{T_2 - T_1} \tag{3}$$

Tabelle 3: Spezifische Wärmekapazität der Luft bei $p = 1\,\mathrm{bar}$ [5, S. 335]

Temperatur	**Spezifische Wärmekapazität**
°C	$^{\mathrm{J}}/_{\mathrm{kg \cdot K}}$
20	1007
350	1057
750	1146

Anhand der Daten aus Tabelle 3 wird die mittlere spezifische Wärmekapazität, welche zur Berechnung der Wärmeströme benötigt wird, für die Temperaturbereiche 20 °C bis 350 °C und 20 °C bis 750 °C nach Gleichung (3) berechnet. Die ermittelten Wärmeströme sind in Tabelle 4 dargestellt.

Tabelle 4: Berechnung der Wärmeströme

Anfangs-temperatur	**Ziel-temperatur**	**Luftmassen-strom**	**Mittlere spezifische Wärmekapazität**	**Wärme-strom**
°C	°C	$^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{h}}$	$^{\mathrm{J}}/_{\mathrm{kg \cdot K}}$	kW
20	350	1200	≈ 1060	$\approx 116{,}6$
20	750	1200	≈ 1150	$\approx 279{,}8$

Aus den Ergebnissen folgt, dass für das Aufheizen der Luft von Raumtemperatur auf 350 °C mindestens eine Leistung von 117 kW benötigt wird. Um den gleichen Luftmassenstrom unter den gleichen Randbedingungen auf 750 °C zu erhitzen, wird eine Leistung von mindestens 280 kW notwendig. Da die Realisierung dieser Heizleistung nur mit einer kompletten Überarbeitung der elektrischen Infrastruktur möglich ist, wird nachfolgend auf ein zweites Konzept eingegangen, welches die vorhandene Brennkammer des Heißgasprüfstands mit berücksichtigt.

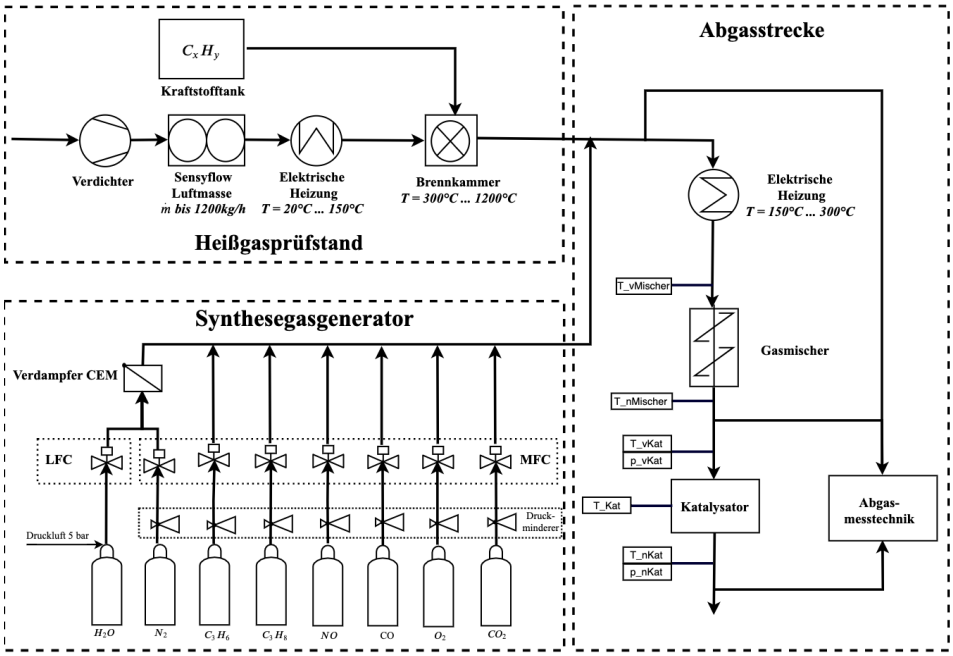


Abbildung 2: Fließschema eines Katalysatorkomponentenprüfstands auf Basis des Heißgasprüfstands

Im zweiten Konzept, das in Abbildung 2 gezeigt ist, wird der Luftmassenstrom bis ca. 150 °C mithilfe der vorhandenen elektrischen Heizung und ab 300 °C durch die Brennkammer aufgeheizt. Durch die Verbrennung des Kraftstoffs erzeugt die Brennkammer damit auch zwangsweise Abgasemissionen (Rohemissionen), welche durch geeignete Messtechnik analysiert werden können. Der Temperaturbereich zwischen 150 °C und 300 °C wird durch eine zweite elektrische Heizung abgedeckt. Der Synthesegasgenerator dient zur Herstellung eines synthetischen Abgases in gewünschter Konzentration, wobei das Abgas aus der Brennkammer mit den zuvor gemessenen Rohemissionen als Trägergas dient. Den Rohemissionen werden die

einzelne Gasspezies aus Druckgasflaschen beigemischt. Für die Untersuchung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe werden Druckgasflaschen mit typischen kurzkettigen und langkettigen Kohlenwasserstoffen verwendet. Die Einstellung der gewünschten Gaszusammensetzung wird mithilfe von Massendurchflussreglern mit integrierten Massendurchflussmessern (engl.: Mass Flow Controller, MFC) realisiert. Die Konzentration ergibt sich als Produkt der Konzentration in der Gasflasche und dem Quotienten aus Gesamtvolumenstrom und Volumenstrom durch den zur Gasflasche zugehörigen MFC nach folgender Gleichung [1, S. 31]:

$$c = c_{\text{Flasche}} \cdot \frac{\dot{V}_{\text{Gesamt}}}{\dot{V}_{\text{MFC}}} \tag{4}$$

Für die Bestimmung der Gesamtkonzentration werden die gemessene Rohemissionswerte und die Anteile der beigemischten Abgasspezies addiert.
Eine wichtige Abgaskomponente ist Wasser, welches im realen Fahrbetrieb durch die Verbrennung entsteht. Für eine reproduzierbare Einstellung der Wasserkonzentration muss die Luft vor dem Sensyflow getrocknet werden. Um die Wasserkonzentration auch im Betrieb ohne Brennkammer einstellen zu können, wird eine Wassereinspritzung in der Abgasleitung vorgesehen. Für die Dosierung des Wassers wird ein Wasserbehälter mit 5 bar Druckluft beaufschlagt und die gewünschte Konzentration des Wassers mithilfe eines Massendurchflussreglers für Flüssigkeiten (engl.: Liquide Flow Controller, LFC) eingestellt. Für die Wasserdampferzeugung wird ein Verdampfer (engl.: Controlled Evaporation and Mixing, CEM) vorgesehen, der die Gasmischung mit Wasserdampf anreichert. Als Trägergas für die Wasserverdampfung wird Stickstoff verwendet. Um ein ungewolltes Dosieren zu verhindern, werden nach jedem MFC und LFC Magnetventile verbaut, die bei nicht geschalteten Massendurchflussreglern geschlossen bleiben. Eine homogene Vermischung der Gase wird durch eine Leitungsdistanz von über 2 m zwischen dem Synthesegasgenerator und dem katalytischen Reaktor in Verhältnis zum Leitungsdurchmesser von ca. 3 mm sichergestellt.
In der Abgasstrecke wird zusätzlich ein Gasmischer für die homogene Vermischung der eindosierten Gase und des Trägergases (Luft/Gas nach elektrischer Heizung/Brennkammer) vorgesehen. Anschließend wird eine katalytische Komponente mit den eingebauten Temperatur- und Druckmessstellen angeschlossen.
Die Abgaskonzentration wird mithilfe von geeigneter Abgasmesstechnik gemessen. Für die Bestimmung der Gaszusammensetzung wird eine Gasprobe vor der externen Gasdosierung der einzelnen Abgasspezies direkt nach der Brennkammer entnommen. Bei der Bestimmung des Umsatzverhaltens des zu untersuchenden Katalysators wird die Gaszusammensetzung vor und nach der katalytischen Komponente bestimmt:

$$r_{\text{s}} = \frac{c_{\text{s,vK}} - c_{\text{s,nK}}}{c_{\text{s,vK}}}. \tag{5}$$

Untersuchung des Heißgasprüfstands hinsichtlich Emissionen

Zur Untersuchung der Machbarkeit des zweiten Konzepts mit einem Synthesegasgenerator und der Nutzung der Rohemissionen der Brennkammer ist eine Vorabanalyse dieser Rohemissionen notwendig. Auf Basis der Bestimmung der Gaszusammensetzung des von der Brennkammer erzeugten Abgases können alle notwendigen Synthesegase abgeleitet werden, um einen den Anforderungen entsprechenden Katalysatorkomponentenprüfstand zu realisieren. Zur Bestimmung der Brennkammerrohemissionen wird der Heißgasprüfstand bei verschiedenen Abgastemperaturen und Luft-Kraftstoffverhältnissen betrieben.

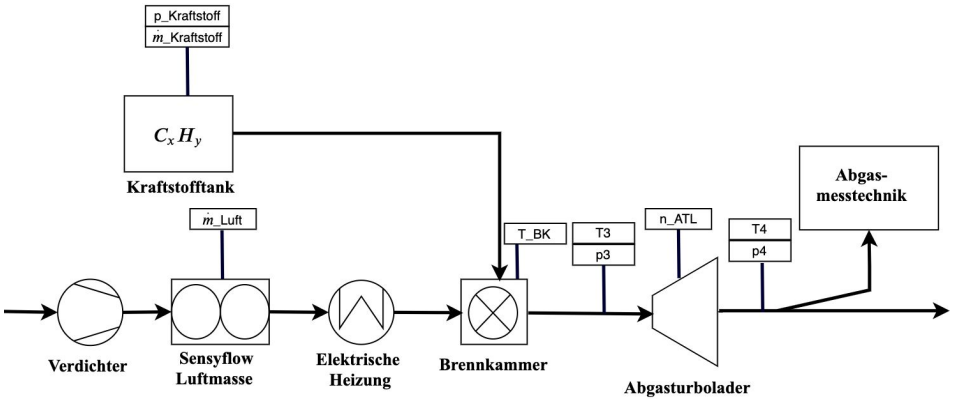


Abbildung 3: Vereinfachtes Fließbild des Versuchsaufbaus

Zur Bestimmung des Rohemissionsverhaltens werden die Abgasemissionen während des stationären Betriebs bei Abgastemperaturen von zunächst 400 °C und 600 °C (entspricht T_3 bei Abgasturboladermessungen) gemessen. Die Abgasentnahme befindet sich an der T_4/p_4-Position. In Abbildung 3 ist der Versuchsaufbau mit den relevanten Messstellen dargestellt.
Um bei verschiedenen Brennkammermassenströmen T_3 konstant auf einem Niveau von 400 °C und 600 °C zu halten, müssen sowohl der Kraftstoff- als auch der Luftmassenstrom variiert werden. Aufgrund der Wärmeverluste in der Abgasstrecke nach der Brennkammer unterscheiden sich die Brennkammertemperatur und die Temperatur nach der Turbine. Diese sind in Abbildung 4 über den Kraftstoff- und Luftmassenstrom unter der Annahme, dass T_3 400 °C und 600 °C entspricht, dargestellt. Gut erkennbar ist, dass die Temperatur an der Abgasentnahmestelle bei höheren Luftmassenströmen aufgrund geringer Verweilzeiten des Gases im Abgastrakt und Wandwärmeverlusten sinkt, obwohl die Brennkammertemperatur für die Einstellung der T_3-Zieltemperatur deutlich höher ist.

Zur Messung der Schadstoffkonzentrationen steht am Fachgebiet Fahrzeugantriebe ein Multiemissionsanalysator der Firma Horiba zur Verfügung. Der Abgasanalysator berechnet das Luft-Kraftstoffverhältnis aus Konzentrationen der Abgasbestandteile nach Brettschneider [7]. Zum Vergleich wurde das Luft-Kraftstoffverhältnis für Dieselkraftstoff mit einem Luftbedarf von 14,5 aus den eingestellten Kraftstoff- und Luftmassenströmen berechnet.

$$\lambda_{\text{berechnet}} = \frac{\dot{m}_{\text{Luft}}}{14{,}5 \cdot m_{\text{Kraftstoff}}} \tag{6}$$

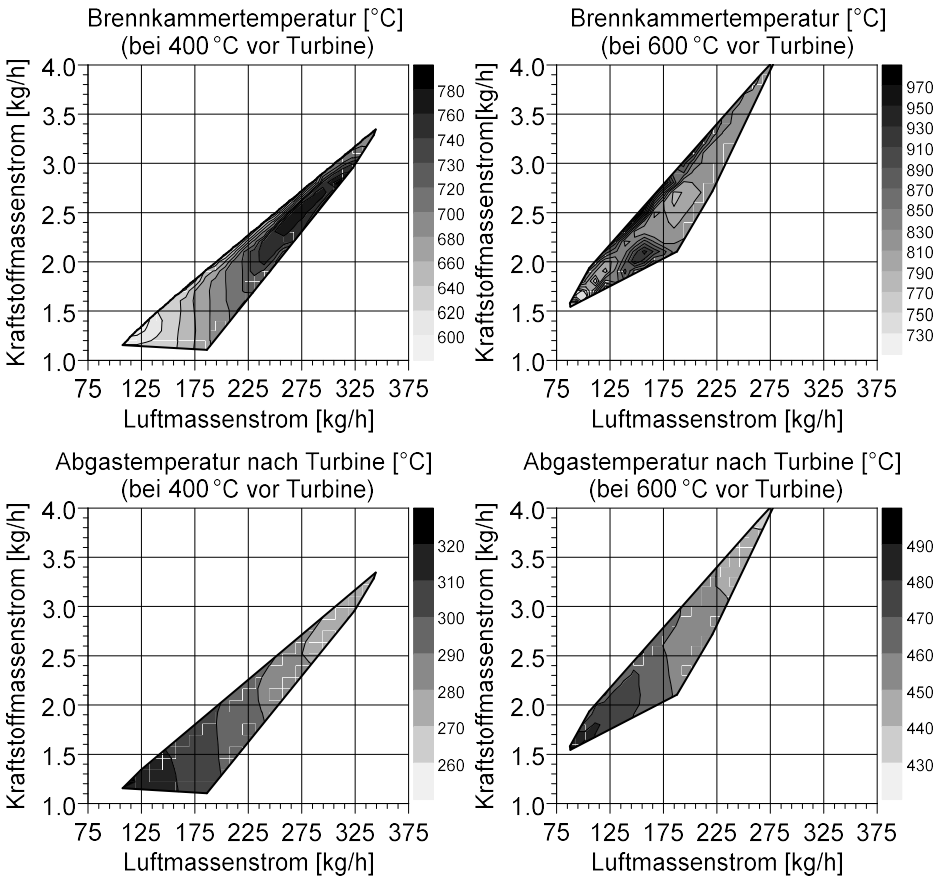


Abbildung 4: Temperatur nach der Turbine (T_4) in Abhängigkeit von Kraftstoff- und Luftmassenstrom

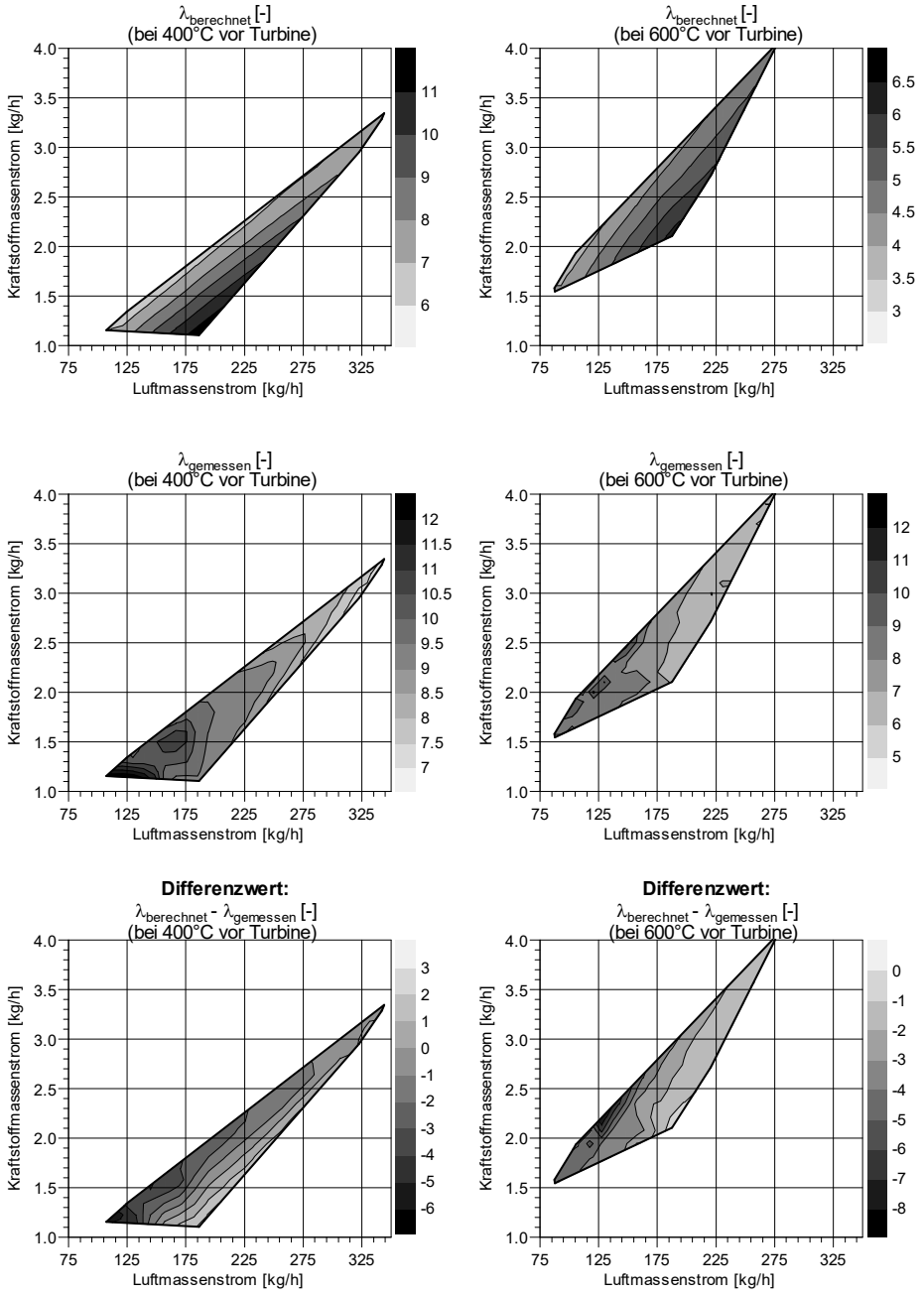
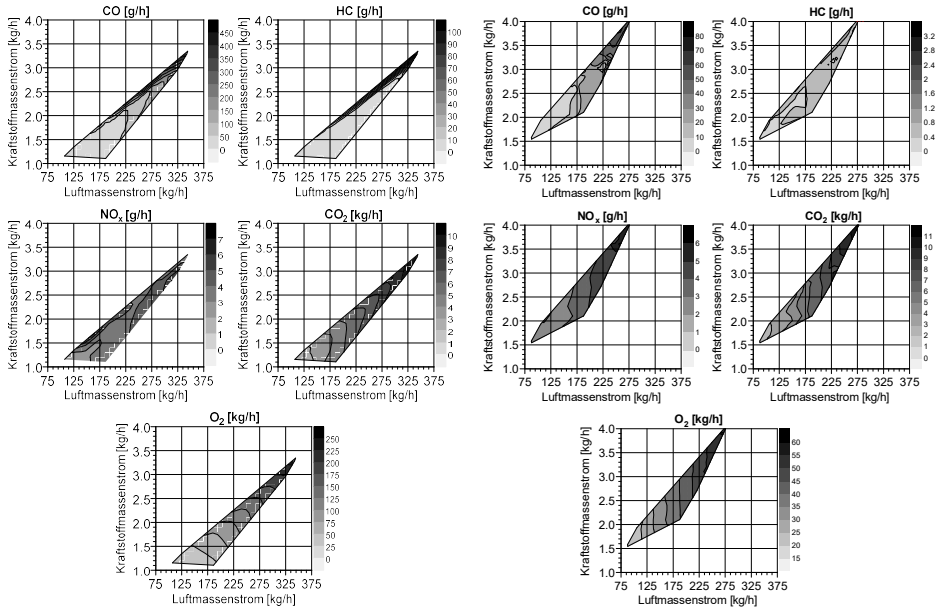


Abbildung 5: Berechnete und gemessene Luft-Kraftstoffverhältnisse am Heißgasprüfstand

In Abbildung 5 sind die aus Massenstrommessdaten berechneten Luft-Kraftstoffverhältnisse dargestellt. Darüber hinaus sind Werte des Abgasemissionsanalysators zum Vergleich aufgetragen sowie die Differenzen beider Werte. Die Größen wurden bei jeweils zwei verschiedenen T_3-Werten von 400 °C und 600 °C untersucht.
Anhand des Differenzkennfelds in Abbildung 5 ist zu erkennen, dass sich das gemessene Luft-Kraftstoffverhältnis stark von dem berechneten Luft-Kraftstoffverhältnis unterscheidet. Der Unterschied hierfür lässt sich durch die Abhängigkeit des gemessenen Luft-Kraftstoffverhältnisses von den Abgaskomponentenkonzentrationen erklären. Der Vergleich mit Abbildung 6 zeigt, dass das Kennfeld der Sauerstoffkonzentration mit dem Kennfeld des berechneten Luft-Kraftstoffverhältnisses ähnlich verläuft.



(a) **(b)**

Abbildung 6: Brennkammeremissionen bei $T_3 = 400\,°C$ (a) und $T_3 = 600\,°C$ (b)

Aus den in Abbildungen 5 und 6 dargestellten Größen kann geschlussfolgert werden, dass in Betriebsbereichen mit hohen Sauerstoffkonzentrationen das Luft-Kraftstoffverhältnis mager ist. Das gemessene Luft-Kraftstoffverhältnis ist stark von der deutlich höheren O_2-Konzentration im Abgas anhängig. Die restlichen Abgaskomponenten haben einen verhältnismäßig kleinen Konzentrationsanteil im Abgas, wodurch das Luft-Kraftstoffverhältnis kaum beeinflusst wird. Bei sehr ge-

ringen Einspritzmengen erzeugt die Brennkammer wenig Schadstoffe. Größtenteils liegen die gemessenen Schadstoffkonzentrationen innerhalb der Messtoleranzbereiche, wodurch klar ersichtlich ist, dass die Brennkammer in diesen Kennfeldbereichen nahezu keine NO_x-, CO- und HC-Emissionen erzeugt.
In Abbildung 6 sind zusätzlich die Schadstoffkonzentrationen über die Luft- und Kraftstoffmassenströme dargestellt. In Tabelle 5 wurden die gemessenen Emissionswerte für verschiedene Abgasspezies für $T_3 = 400\,°C$ und $T_3 = 600\,°C$ zusammengefasst. Der Sauerstoffgehalt liegt in beiden vermessenen T_3-Bereichen zwischen 18 % und 20 %. Im Allgemeinen wurden die Emissionen bei stark mageren Betriebspunkten gemessen, wodurch grundsätzlich sehr wenig Stickoxide gebildet werden. Der CO- und HC-Anteil steigt mit dem Kraftstoffmassenstrom an (siehe Abbildung 6).

Tabelle 5: Gemessene Emissionswerte bei verschiedenen Temperaturen

		$T_3 = 400\,°C$	$T_3 = 600\,°C$
O_2	%	18,76 ... 20,07	18,43 ... 20,14
CO_2	%	1,23 ... 1,99	1,28 ... 2,53
NO_x	ppm	6,66 ... 33	10 ... 21,62
CO	ppm	70 ... 1323,5	40,36 ... 292,7
HC	ppm	0,97 ... 583	1 ... 23,12

Für die Überprüfung, ob die Raumgeschwindigkeit von zwei typischen Katalysatorvolumina von 1,194 Litern und 2,5 Litern in dem vermessenen Bereich der Brennkammer liegt, werden für verschiedene $GHSV$ die entsprechenden Luftmassenströme berechnet. Hierfür wird der Einfachheit halber angenommen, dass die Temperaturen T_3 und T_4 gleich sind und ein Normaldruck von 1013,25 mbar vorherrscht. Über Gleichung (1) wird der Luftvolumenstrom für das jeweilige Katalysatorvolumen berechnet. Der Luftmassenstrom wird weiterhin für verschiedene T_4-Werte und Volumenströme berechnet:

$$\dot{m} = \frac{m \cdot p}{n \cdot R \cdot T} \cdot \dot{V} \tag{7}$$

In Tabelle 6 sind die berechneten Luftmassenströme für 400 °C und 600 °C bei verschiedenen Raumgeschwindigkeiten dargestellt. Typische Werte der $GHSV$ für einen Katalysator liegen bei $150\,000\,h^{-1}$ bis $250\,000\,h^{-1}$[8, S. 159]. Zusätzlich wird der Luftmassenstrom auch für Raumgeschwindigkeiten von $30\,000\,h^{-1}$ bis $100\,000\,h^{-1}$ bestimmt, welche häufig bei Untersuchungen von Teilkatalysatoren als erweiterte Randbedingung festgelegt werden [9, S. 131; 10, S. 69; 11, S. 23 ff.; 12,

S. 22]. Des Weiteren werden auch $GHSV$ von $300\,000\,\mathrm{h}^{-1}$ bis $400\,000\,\mathrm{h}^{-1}$ betrachtet, um zu prüfen, welche Luftmassenströme zur Erreichung solch hoher Raumgeschwindigkeiten notwendig sind. Die Raumgeschwindigkeit ist von der Temperatur und vom Luftvolumenstrom abhängig. Je höher die Temperatur ist, desto kleiner wird der notwendige Luftmassenstrom für die Einstellung der notwendigen Raumgeschwindigkeit. Je größer das Katalysatorvolumen ist, desto größer wird der notwendige Luftvolumenstrom und dementsprechend auch der Luftmassenstrom, verglichen mit kleineren Katalysatorvolumina.

Tabelle 6: Notwendige Luftmassenströme für verschiedene Katalysatorvolumina zur Einstellung der entsprechenden Raumgeschwindigkeiten

	Katalysatorvolumen 1,194 Liter		**Katalysatorvolumen 2,5 Liter**	
	$T_4 = 400\,°\mathrm{C}$	$T_4 = 600\,°\mathrm{C}$	$T_4 = 400\,°\mathrm{C}$	$T_4 = 600\,°\mathrm{C}$
$GHSV$	$\dot{m}$	$\dot{m}$	$\dot{m}$	$\dot{m}$
h^{-1}	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h
30 000	18,76	14,46	39,28	30,29
100 000	37,40	28,83	130,95	100,96
150 000	93,82	72,33	196,43	151,44
200 000	125,09	96,44	261,90	201,96
250 000	156,34	120,54	327,38	252,39
300 000	187,63	144,65	390,28	302,87
400 000	250,17	192,87	523,81	403,83

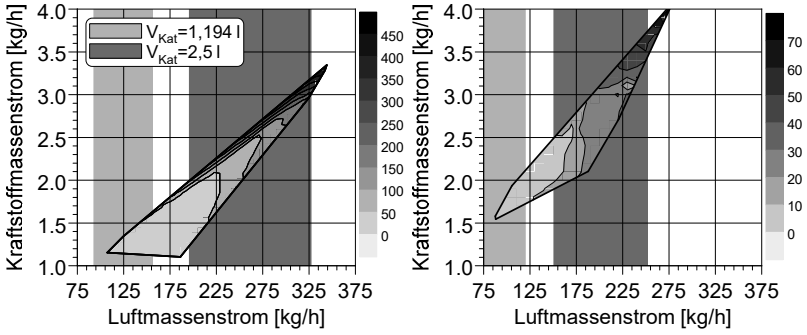


Abbildung 7: $GHSV$-Bereich von $150\,000\,\mathrm{h}^{-1}$ bis $250\,000\,\mathrm{h}^{-1}$ für verschiedene Katalysatorvolumina bei $T_3 = 400\,°\mathrm{C}$ (links) und $T_3 = 600\,°\mathrm{C}$ (rechts) am Beispiel vom CO-Massenstrom in g/h

Aus Abbildung 7 ist erkennbar, dass bei einer Temperatur von 400 °C der Luftmassenstrom zwischen 107,34 kg/h und 344,3 kg/h sowie bei einer Temperatur von 600 °C zwischen 87,57 kg/h und 280,3 kg/h variiert. Aus den Berechnungen folgt, dass für die Einstellung einer typischen Raumgeschwindigkeit zwischen 150 000 h^{-1} und 250 000 h^{-1} für ein Katalysatorvolumen von 1,194 Litern der einzustellende Luftmassenstrom in Abhängigkeit von der Temperatur zwischen 72,33 kg/h und 156,34 kg/h liegt.

Schlussfolgerung

In Tabelle 2 sind die notwendigen Stellparameter des Heißgasprüfstands hinsichtlich der Nutzung als Katalysatorkomponentenprüfstand definiert. Die Untersuchung des Abgasemissionsverhaltens der Brennkammer hat gezeigt, dass der Heißgasprüfstand eine exakte Einstellung der Betriebsparameter ermöglicht und einen hohen Freiheitsgrad bei der Variation von Temperatur und Raumgeschwindigkeit bietet.
Um das Temperaturfenster zwischen 150 °C ... 200 °C und 300 °C mit der vorhandenen Architektur abzudecken, könnte die Verwendung einer Einspritzdüse mit kleinerem Spraywinkel untersucht werden. Zur Überprüfung, ob dieser Ansatz realisierbar ist, muss nach der Brennkammer ein Quarzglasrohr eingebaut werden, um die Flammenstabilität überprüfen zu können.
Für die Einstellung von definierten Raumgeschwindigkeiten wurden die entsprechenden Luftmassenströme bei 400 °C und 600 °C für zwei Katalysatorvolumina (1,194 Liter und 2,5 Liter) berechnet und mit den gemessenen Werten verglichen. Aus den vermessenen Kennfeldbereichen des Heißgasprüfstands bei T_3-Werten von 400 °C und 600 °C lässt sich feststellen, dass die Brennkammer aufgrund eines sehr mageren Betriebs wenig Stickstoffoxide erzeugt. Bei geringen Kraftstoffeinspritzmengen erzeugt die Brennkammer geringe Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen. Diese steigen mit steigender Einspritzmenge. Das Luft-Kraftstoffverhältnis liegt aufgrund der hohen Luftmassenströme und niedrigen Kraftstoffmassenströme zwischen 5,9 und 12,0. Daher liegt der Sauerstoffanteil im Abgas größtenteils zwischen 18 % und 20 %.
Um einen vollständigen Überblick der Abgasemissionen des Heißgasprüfstands zu erzeugen, ist eine vollständige Kennfeldvermessung über eine festgelegte T_4-Matrix bei Variation der Luft- und Kraftstoffmenge notwendig. Weiterhin sollte die Abdeckung der typischen $GHSV$ für alle Temperaturbereiche untersucht werden.

Literatur

[1] Laible, T.: „Aufbau eines Laborgasprüfstandes zur Entwicklung und Validierung von kalibrierbaren Katalysatormodellen“. Dissertation. Aachen: Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, 2018.

[2] Hasse, I.: „Einsatz von Photokatalysatoren bei der Reinigung von Kraftfahrzeugabgasen“. Dissertation. Hannover: Universität Hannover, 2004. doi: 10.15488/6362.

[3] Technische Universität Berlin, Fachgebiet Fahrzeugantriebe, Hrsg.: *PS2 Heißgasprüfstand*. url: https://www.fza.tu-berlin.de/menue/ausstattung/heissgaspruefstand_pst2/ (besucht am 22. 07. 2020).

[4] *Schniewindt Beheizungstechnik & Widerstandstechnik*. url: https://www.schniewindt.de/ (besucht am 22. 07. 2020).

[5] von Böckh, P.; Wetzel, T.: *Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis*. 7. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2017. isbn: 978-3-662-55479-1.

[6] Langeheinecke, K.; Kaufmann, A.; Langeheinecke, K.; Thieleke, G.: *Thermodynamik für Ingenieure. Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Studium*. 10. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017. isbn: 978-3-658-14300-8.

[7] Brettschneider, J.: „Berechnung des Luftverhältnisses Lambda von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf Lambda“. In: *Bosch Technische Berichte* 6 (4 1979), S. 177–186. issn: 0006-789X.

[8] Reif, K.: *Dieselmotor-Management im Überblick. Einschließlich Abgastechnik*. 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. isbn: 978-3-658-06554-6.

[9] Mackensen, A.: „NO_x-Minimierung durch Einsatz passiver NO_x-Adsorber“. Dissertation. Clausthal: Technische Universität Clausthal, 2012. isbn: 978-3-943917-22-2.

[10] Hermann, M.: „Reaktionstechnische und kinetische Untersuchung des Diesel-Oxidations-Katalysators: Experiment und Simulation“. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2017.

[11] Hahn, H. C.: „Chemische und strukturelle Untersuchung des Alterungsverhalten von kommerziellen Dreiwegekatalysatoren“. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2013.

[12] Werquet, N.: „Modellgesteuerte Regelung der Regenerationseinleitung in einem Abgassystem mit NO_x-Speicherkatalysator“. Dissertation. Clausthal: Technische Universität Clausthal, 2008.

Biografische Notiz

Anastassia Bobrikina ist seit 2017 als studentische Mitarbeiterin am Fachgebiet Fahrzeugantriebe tätig und hat ihre Bachelorarbeit mit dem Titel „Aufbau eines Rechenmodells eines Dreiwege-Katalysators für die Fahrzeugsimulation“ dort geschrieben. Sie hat außerdem mehrere Vorlesungen bei Prof. Baar besucht. In Rahmen ihrer geplanten Masterarbeit wird sie den Ausbau des Heißgasprüfstands zu einem Katalysatorkomponentenprüfstand untersuchen. Sie kannte Herrn Baar als Professor, der viele kreative (Forschungs-)Ideen für seine Studierenden hatte.

Beteiligte Personen

Die Herausgeber*innen

Alexander Salomon hat Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität Berlin studiert und sein Studium 2017 mit einer Masterarbeit über die experimentelle Untersuchung des Einflusses einer alternativen Kolbenmuldengeometrie in Verbindung mit innovativen Einspritzdüsen bei direkteinspritzenden Dieselmotoren abgeschlossen. Seit 2015 arbeitete er dabei am Fachgebiet Fahrzeugantriebe (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) der Technischen Universität Berlin als studentische Hilfskraft und seit 2017 als wissenschaftlicher Mitarbeiter. Während dieser Zeit war ihm Herr Baar aufgrund seiner Antriebskraft und Zielstrebigkeit eine Motivation. In schwierigen Situationen verstand Herr Baar es, seine Mitarbeitenden in die richtige Richtung zu führen und ihnen Selbstvertrauen für anstehende Herausforderungen zu geben.

Bojan Jander war seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Während seiner Tätigkeit war er als Doktorand von Prof. Roland Baar im Bereich 0D/1D-Simulation von elektrohybriden Pkw-Antrieben aktiv. Zusammen mit Prof. Baar arbeitete er als Oberingenieur an einer Neuausrichtung des Fachgebiets in Richtung nachhaltiger Fahrzeugantriebe. Prof. Baar wird ihm als fachlicher Mentor in Erinnerung bleiben.

Bojan Savic war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Er forschte von 2014 bis 2019 in den Bereichen Abgasturboaufladung und Motorprozesssimulation, woraus sich sein Promotionsthema ableitet. Herr Baar wird ihm als Doktorvater und Mentor, besonders auf dem Gebiet der Abgasturboaufladung, immer in guter Erinnerung bleiben.

Clemens Biet war zwischen 2012 und 2018 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigte sich mit vielfältigen Forschungsfragen rund um den Abgasturbolader. Er promovierte 2017 zum Thema „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Seit 2018 hat Clemens Biet die an das Fachgebiet Fahrzeugantriebe angegliederte Juniorprofessur „Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge“ inne, welche von Prof. Baar initiiert worden war.
Prof. Baar prägte mich mit seiner zielstrebigen, jedoch gleichzeitig besonnenen Art und verbleibt in vielerlei Hinsicht ein Vorbild für meine jetzige wissenschaftliche Tätigkeit. Ich empfinde große Dankbarkeit für sein Vertrauen, seine Unterstützung und vor allem für die vielfältigen durch ihn offenbarten Möglichkeiten, zu denen nicht zuletzt auch die Juniorprofessur zählt. Gern hätte ich die Forschung und Lehre an der Technischen Universität Berlin gemeinsam mit ihm gestaltet.

Ferhat Inci hat Energie- und Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Berlin studiert und schrieb bereits seine Masterarbeit über die Entwicklung einer Methodik zur Erstellung modellbasierter Abgasnachbehandlungssysteme bei Herrn Baar. Seit 2018 ist er wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe und beschäftigt sich mit der Abgasnachbehandlung, insbesondere in Position vor der Abgasturbine. Bereits im Studium lernte er Herr Baar als einen leidenschaftlichen Professor kennen, und es war auch Herr Baar, welcher ihm die Schnittstellen zwischen der Verfahrenstechnik und der Motorenentwicklung aufzeigte und somit das Interesse an Fahrzeugantrieben weckte. Persönlich ist er Herrn Baar für das entgegengebrachte Vertrauen dankbar. An Herrn Baar wird er sich stets als fachlichen Mentor und Motivator erinnern.

Hannes Winkler war wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Er lernte Prof. Baar zunächst im Zuge seiner Abschlussarbeit persönlich kennen und ist dankbar für das Vertrauen, das er ihm anschließend als Doktorvater entgegenbrachte. Unvergessen wird ihm bleiben, wie sich Roland Baar in fachlichen Diskussionen gern als Querdenker einbrachte und unermüdlich darin war, bestmögliche Voraussetzungen für den Projekterfolg zu schaffen.

Maike Gern hat während ihres Fahrzeugtechnikstudiums an der Technischen Universität Berlin viele Lehrveranstaltungen des Fachgebiets Fahrzeugantriebe (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) besucht. Im Jahr 2011 lernte sie Professor Baar zu seinem Antritt als Fachgebietsleiter kennen. 2013 begann Maike Gern ihre Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin und übernahm 2014 die Position der Oberingenieurin. Ihre Promotion zu dem Thema Wassereinspritzung bei Ottomotoren, welches von Professor Baar initiiert wurde, ist in 2020 geplant.
Professor Baar verlangte hohen Einsatz von seinen Doktorand*innen und betraute sie mit immer neuen Herausforderungen. Gleichzeitig brachte er jedem großes Vertrauen entgegen, was es ermöglichte, Verantwortung zu übernehmen und mit großen Freiheiten wissenschaftlich zu arbeiten.
Professor Baar hat mich stets gefördert und durch seine Art tief beeindruckt und nachhaltig geprägt. Seine einzigartige, motivierende Persönlichkeit fehlt.

Malte Kauf studierte Maschinenbau an der Technischen Universität Berlin. Professor Baar förderte ihn schon frühzeitig in seinem Studium und weckte sein Interesse an Fahrzeugantrieben, weshalb er seine Bachelor- und Masterarbeit an Professor Baars Fachgebiet schrieb und nach dem Studienabschluss 2017 eine Stelle als wissenschaftlicher Mitarbeiter unter seiner Leitung annahm.
Besonders danken möchte ich Professor Baar für seinen Beitrag bei meiner Aufnahme in die Studienstiftung des deutschen Volkes und für die fachliche Unterstützung meiner Auslandsaufenthalte, insbesondere an der University of Michigan. Ein besonderer Mensch und Mentor ist mit Professor Baar zu früh von uns gegangen.

Moritz Werner war wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Prof. Baar am Fachgebiet Fahrzeugantriebe der Technischen Universität Berlin. Er forschte dort auf dem Gebiet der Aufladung von Verbrennungsmotoren und verfasste seine Dissertation zum Thema „Charakterisierung des Verdichterpumpens eines kleinen Abgasturboladers“. Im Anschluss wechselte er zu IAV in den Bereich Applikation von Reglern und Fahrbarkeitsfunktionen. Herr Baar war für ihn ein motivierender Ratgeber, ein konstruktiver Unterstützer, ein kompetenter Fachgebietsleiter mit einer bemerkenswert geerdeten Persönlichkeit. Und er war einer derjenigen, die in Berlin ebenfalls gern mit „Moin“ gegrüßt haben.

Oliver Nett hat Maschinenbau mit dem Schwerpunkt Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität Berlin studiert und war seit 2016 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugantriebe. Während seiner Tätigkeit war er als Doktorand von Prof. Roland Baar im Bereich Brennverfahrensentwicklung am Dieselmotor tätig und bearbeitete die FVV-Projekte „FVV 1235 – Modelling emissions of a diesel engine combustion with variable valve timing“ und „FVV 1287 – Diesel combustion chamber insulation“ sowie „FVV 1408 – Cold start emission reduction“.
Prof. Baar wird ihm immer als motivierender Betreuer und fachlicher Berater in Erinnerung bleiben.

Philipp Brodbeck schloss sein Maschinenbaustudium 2016 mit einer Masterarbeit zur numerischen Untersuchung von Abgaspulsation in Radialturbinen ab. Seit 2017 forscht er als wissenschaftlicher Mitarbeiter in den Bereichen Aufladung und numerische Simulation von Turbomaschinen am Fachgebiet Fahrzeugantriebe. Sowohl als Student als auch als Angestellter erlebte er Roland Baar als einen erfrischend pragmatischen Treiber von technologischem Fortschritt.

Sören Krebs ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Integrierte Modellierung energieeffizienter Fahrzeugantriebsstränge an der Technischen Universität Berlin. Er schloss sein Studium der Physikalischen Ingenieurwissenschaft mit einer experimentellen Masterarbeit am Fachgebiet Fahrzeugantriebe ab und begann dort Ende 2016 seine Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter mit dem Schwerpunkt Antriebsstrangsimulation. Im Januar 2019 wechselte er an das von Herrn Baar initiierte, neu gegründete Fachgebiet.
Herr Baar weckte durch seinen mitreißenden Vorlesungsstil erst mein Interesse für Fahrzeugantriebe, und auch in persönlichen Gesprächen verstand er es, motivierende Worte zu finden und konstruktive Kritik zu üben.

Die Redakteurin

Friederike Voermanek promoviert an der Humboldt-Universität Berlin über die Geschichte der Berliner Universitäten. In den Jahren 2014 bis 2018 war sie in der Verwaltung von Herrn Baars Fachgebiet tätig. In der täglichen Zusammenarbeit war ihr Herr Baar immer ein fairer und netter Vorgesetzter, der sich in einer Weihnachtskarte auch schon mal für ihre „direkten Ansagen“ bedankte. Sie hätte gern weiter mit ihm zusammengearbeitet.
Sie ist dankbar, dass die wissenschaftlichen Mitarbeiter*innen ihre Anregung, Herrn Baar diese Gedenkschrift zu widmen, angenommen und ihr die Gelegenheit gegeben haben, als Redakteurin daran mitzuwirken.

SPANNUNGSFELD FAHRZEUGANTRIEBE

GEDENKSCHRIFT FÜR PROF. DR.-ING. ROLAND BAAR

Über das Buch

In dieser Gedenkschrift sind Beiträge versammelt, die dem Forschungsfeld Fahrzeugantriebe gewidmet sind. Dieses Thema steht im Fokus der gesellschaftlichen Debatte über Klimaschonung, Luftreinhaltung und Nachhaltigkeit.
Zu Beginn des Buches werden die Randbedingungen für die Erforschung und Entwicklung künftiger Fahrzeugantriebe erörtert. Es folgt ein Abschnitt über die Elektrifizierung des Antriebsstrangs, vor allem über die Modellierung alternativer Antriebe und die energetische Bewertung verschiedener Antriebskonzepte. Danach wird die diesel- und ottomotorische Verbrennung behandelt. Inhalte sind beispielsweise Untersuchungen zur Wassereinspritzung für Ottomotoren für die Steigerung des thermodynamischen Wirkungsgrades sowie zu innovativen Einspritzkonzepten für Dieselmotoren.
Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Aufladung von Verbrennungsmotoren, insbesondere dem Verständnis der Energieströme sowie den Möglichkeiten einer verbesserten Modellierung des Aufladeaggregats. Abschließend werden neuartige Abgasnachbehandlungssysteme zur Reduzierung der Schadstoffemissionen beleuchtet.

Universitätsverlag der TU Berlin
ISBN 978-3-7983-3160-0 (print)
ISBN 978-3-7983-3161-7 (online)