



Helmut Tschöke, Jürgen Krahl, Axel Munack (Hrsg.),
sowie 39 weitere Autoren

Innovative Automobiltechnik III

Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern
in der Industrie und an Universitäten



Cuvillier Verlag Göttingen



Innovative Automobiltechnik III





Innovative Automobiltechnik III

Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern
in der Industrie und an Universitäten

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Helmut Tschöke

Prof. Dr. habil. Jürgen Krahl

Prof. Dr.-Ing. Axel Munack

Erst-Autoren:

Martin Ackerl

Marco Adam

Daniel Beisel

Stephen Busch

Henning Heikes

Martin Hese

Alexander Heubuch

Fabian Köpple

David Maak

Lasse Schmidt

Christian Schwenger

Rainer Sourell

Sebastian Stenger

Martin Zornemann



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2012

978-3-95404-049-0

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2012

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2012

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-95404-049-0



Vorwort

In diesem nun bereits in der 3. Ausgabe vorliegenden Band findet der interessierte Leser, wie in den vorangegangenen Ausgaben, aktuelle Forschungsergebnisse aus dem Bereich der Automobiltechnik. Diese Forschungsarbeiten wurden an Universitäten und in der Industrie im Zusammenhang mit Dissertationen durchgeführt.

Die Autoren sind Doktoranden oder bereits Promovierte. Das Besondere an dieser Form der wissenschaftlichen Berichterstattung ist, dass hier konzentriert über Ergebnisse aus der aktuellen Forschungsarbeit zeitnah und in einer für das Verständnis hilfreichen Kürze berichtet wird. Dieser Band ist gleichzeitig Tagungsband des dritten Wissenschaftssymposiums Automobiltechnik (WISAU), das von der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, dem Technologietransferzentrum Automotive der Hochschule Coburg und dem Johann Heinrich von Thünen-Institut Braunschweig organisiert und durch deren wissenschaftliche Vertreter begleitet und durchgeführt wurde.

Motivation für diese Veranstaltung sind die herausragenden Ergebnisse aus der wissenschaftlichen Bearbeitung von Themenstellungen um das Automobil. Auf den zahlreichen nationalen und internationalen Tagungen können häufig diese Grundlagenthemen der breiten Fachöffentlichkeit nicht vermittelt werden. Dort stehen überwiegend die aktuellen Entwicklungen und ihre direkte Anwendbarkeit sowie der globale Blick auf Fragestellungen im Vordergrund. Mit der Veranstaltungsreihe WISAU wollen wir diese Lücke schließen und ausschließlich Doktoranden die Möglichkeit geben, ihre Dissertationsergebnisse einem Fachpublikum vorzustellen.

Für die Doktoranden ist das die ideale Plattform, um sich in der Fachwelt bekannt zu machen und gleichzeitig zu üben, wissenschaftliche Erkenntnisse zu vermitteln. Dadurch lassen sich Netzwerke bilden, welche langfristig Früchte tragen werden. Für die Teilnehmer aus der Wirtschaft besteht die Möglichkeit, im Rahmen der Veranstaltung diese Hoffnungsträger der Ingenieurwissenschaft kennenzulernen und mit ihnen in die Diskussion einzutreten.

In diesem dritten Band und der dazugehörigen Veranstaltung in Braunschweig finden sich u. a. Beiträge aus den Bereichen innermotorische Vorgänge und Brennverfahrensentwicklung, Motorlagerungen zur Verbesserung des akustischen Verhaltens, Abgasproblematik und Abgasnachbehandlung, alternative Kraftstoffe sowie Fahrerassistenzsysteme und Energiemanagement bei der Elektrifizierung von Nutzfahrzeugen.

Die Veranstalter bedanken sich an dieser Stelle besonders bei den Sponsoren und dem Cuvillier-Verlag für die angenehme Zusammenarbeit. Wir wünschen eine interessante Lektüre mit großem Erkenntniszugewinn.

Magdeburg, im März 2012

Für die Herausgeber
Helmut Tschöke





Inhaltsverzeichnis

Einflüsse von Einspritzung und Zündung auf die Robustheit beim strahlgeführten Brennverfahren mit Piezo-Benzindirekteinspritzung	1
Martin Hese, Tobias Breuninger, Helmut Tschöke, Jürgen Schmidt, Frank Altenschmidt, Andreas Kufferath	
Numerische Untersuchungen zur Prognose der Partikelemissionen in Ottomotoren mit Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung der Spray-Wand-Wechselwirkung	15
Fabian Köpple, Florian Schulz, Michael Bargende	
Optische Analysemethoden für die Brennverfahrensentwicklung	31
Christian Schwenger	
Vergleich der innermotorischen und fahrzeugseitigen Verluste eines modernen Extrem-Downsizing-Ottomotors mit denen eines Downsizing-Dieselmotors auf Grundlage verschiedener Fahrzyklen	51
Henning Heikes, Tobias Trzebiatowski	
Untersuchung der Zylinder-Innenströmung in einem optisch zugänglichen Heavy Duty-Dieselmotor	67
Stephen Busch, Ulrich Spicher	
Der Einsatz einer aktiven Motorlagerung zur Körperschallreduktion	83
Martin Zornemann, Roland Kasper	
Integration systemtheoretischer Ansätze für Gefährdungsanalysen moderner Fahrerassistenzsysteme	99
Daniel Beisel, René Hosse	
Möglichkeiten einer aktiven Druckwellendämpfung in Common Rail-Systemen	115
Marco Adam, Helmut Tschöke	
Auslegung einer Hubkolben-Expansionsmaschine zur thermischen Abgasenergienutzung in mobilen Anwendungen	127
Rainer Sourell, Peter Eilts	
Neue Verfahren zur Ammoniakbereitstellung und Messung für die SCR - Anwendung	143
Alexander Heubuch; Georg Wachtmeister; Plamen Toshev; Thomas Sattelmayer; Daniel Peitz; Oliver Kröcher; Christian Gerhart; Bernd Schulz; Raimund Brunner; Eberhart Jacob	



Untersuchungen der Wechselwirkungen verschiedener Komponenten in biodieselbasierten Mischkraftstoffen unter besonderer Berücksichtigung der Alterungserscheinungen von Biodiesel	155
Lasse Schmidt	
Biomethan – eine echte Alternative zu fossilem Erdgas?	167
David Maak, Andreas Broda, Peter Eilts	
Energiemanagement und Fahrbarkeit – Zielkonflikte im parallelhybriden Nutzfahrzeugantriebsstrang	183
Martin Ackerl	
Machbarkeitsstudie eines mit Methan betriebenen Nullemissionsfahrzeugs	199
Sebastian Stenger, Steffi Köhler, Anna-Theresia Nasch, Reinhard Leithner, Stephan Scholl, Peter Eilts	
Die Autoren	217



Einflüsse von Einspritzung und Zündung auf die Robustheit beim strahlgeführten Brennverfahren mit Piezo-Benzindirekteinspritzung

Martin Hese, Tobias Breuninger, Helmut Tschöke, Jürgen Schmidt, Frank Altenschmidt, Andreas Kufferath

Kurzfassung

Mit der Einführung eines Ottomotors mit strahlgeführtem Brennverfahren konnte die Daimler AG im Jahr 2006 eine für den Kunden spürbare Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitig verbesserter Dynamik realisieren. Die Verbrauchsenkung resultiert dabei überwiegend aus dem geschichteten Betrieb im Teillastbereich. Seitdem wird dieses effiziente Brennverfahren, dessen Hauptmerkmal die Piezo-Benzindirekteinspritzung mit A-Düse ist, kontinuierlich weiterentwickelt, um die Verbrauchsvorteile für nachfolgende Motorgenerationen in möglichst großen Kennfeldbereichen zu nutzen.

Um Potentiale aufzuzeigen werden in dieser Arbeit optische und motorische Untersuchungen vorgestellt und die Einflüsse von Einspritzung und Zündung auf die Entflammung herausgearbeitet. Als Zündsysteme werden neben einem Serien-Transistorspulenzündsystem auch ein parametrierbares Multifunken- sowie ein Powerzündsystem analysiert. Wesentliches Ziel der Untersuchungen ist die Verbesserung der Robustheit des strahlgeführten Brennverfahrens in Bezug auf mögliche Kennfelderweiterungen des geschichteten Betriebs. Darüber hinaus können grundlegende Kenntnisse zukünftig auch auf teilgeschichtete Betriebsarten (Homogen-Schicht HOS / Homogen-Split HSP) oder andere Einspritztechniken (Mehrlochinjektoren) übertragen werden.

1 Einführung und Motivation

Um direkteinspritzende Ottomotoren hinsichtlich ihres Kraftstoffverbrauches unter Berücksichtigung der gesetzlichen Abgasgrenzwerte weiterhin zu verbessern bieten sich neben dem Downsizing besonders magere homogen- sowie überstöchiometrische Schichtbrennverfahren an. Größtmögliche Verbrauchsvorteile sind durch das strahlgeführte Brennverfahren möglich, das durch den entdrosselten Schichtbetrieb (SCH) gekennzeichnet ist und im Teillastbereich Anwendung findet. Hiermit lassen sich auch bei PKW-Motoren mit größerem Hubraum deutliche Verbrauchsvorteile von 10 bis 12 % im NEFZ erzielen [1].

Allerdings sind die Randbedingungen des Gemischbildungsprozesses im Vergleich zum klassischen, stöchiometrisch betriebenen Ottomotor wesentlich komplexer. Ursache hierfür sind die kurzen Gemischbildungszeiten infolge der späten Einspritzung in den Kompressionshub sowie die damit verbundene enge räumliche und zeitliche Zuordnung von Einspritzung und Zündung. Diese ist erforderlich um den Kontakt des Kraftstoffsprays mit den Brennraumwänden sowie dem Kolbenboden weitestgehend zu vermeiden, so dass der Effekt der als Isolationsschicht wirkenden Lufthülle, die für reduzierte Wärmeverluste sorgt, genutzt werden kann. Als weitere Anforderung an



den Gemischbildner sollte der Kontakt der Zündkerzenelektroden mit flüssigem Kraftstoff möglichst vermieden werden, so dass der für eine sichere Entflammung notwendige Zündfunke nicht gelöscht wird bzw. ein lokal zu fettes, zündunfähiges Gemisch vorliegt. Mit einem Piezoinjektor mit außenöffnender Düse werden diese Bedingungen auch in Bezug auf die Reproduzierbarkeit derzeit am besten erfüllt. Ebenfalls für eine robuste Entflammung von inhomogenem Gemisch entscheidend sind neben dem lokalen Luftverhältnis die Strömungsgeschwindigkeiten des Sprays in der Funkenstrecke. Diese sollten idealerweise Werte um 10 m/s aufweisen [2]. Fallen die Geschwindigkeiten zu niedrig aus verbleibt der Funke zwischen den Kerzenelektroden, was im Schichtbetrieb nachteilig in Bezug auf die geometrische Toleranz ist. Sind die Geschwindigkeiten in der Funkenstrecke zu hoch wird der Funke zu schnell aus der Funkenstrecke transportiert, so dass es zu einer Streckung der Flammenfront kommen kann [2], durch die eine Entflammung erschwert oder verhindert wird. Eigene Untersuchungen zeigen, dass eine Entflammung im Schichtbetrieb auch noch bei Geschwindigkeiten um 20 m/s möglich ist [3]. Dennoch kommt der Entflammung und damit dem Zündsystem im Gegensatz zum Homogenbrennverfahren ($\lambda = 1$) besondere Bedeutung zu, da diese deutlich schwierigeren Bedingungen unterliegt:

- lokales Luftverhältnis am Zündort variiert während der Zündung
- Sprayausbildung (Eindringtiefe, Kompaktheit) abhängig von Einspritzzeitpunkt, -menge(n) und Last
- niedrigere Temperaturen am Zündort infolge Verdampfungsenthalpie des spät eingespritzten Kraftstoffes
- sprayinduzierte variable Strömungsgeschwindigkeiten mit steilen Gradienten bis hin zur Richtungsumkehr
- mögliche Flüssigkeitsanteile in der Funkenstrecke / an der Zündkerze
- höherer Zylinderdruck zum Zündzeitpunkt auch bei niedrigen Lasten aufgrund wirkungsgradsteigernder Entdrosselung
- bei Benetzung der Zündkerzenelektroden oder Betrieb mit AGR Ablagerungen an der Zündkerze

Hinzu kommen geometrische Toleranzen die in der Serienanwendung an Vollmotoren mit vertretbarem Aufwand nicht zu vermeiden sind. Diese haben zur Folge, dass es zu einer zeitlichen Verschiebung des Entflammungsbereiches kommen kann, so dass sich der Anspruch an eine robuste Entflammung nochmals erhöht [4]. Um den Einfluss der zu Verfügung gestellten Zündenergie eines Serien-Transistospulenzündsystems und des Einspritztimings am strahlgeführten Brennverfahren exemplarisch zu erläutern, sind in Bild 1 und 2 die Aussetzerraten bezogen auf 500 am 1. Zylinderaggregat gemessene Zyklen dargestellt. Der Zündzeitpunkt (ZZP) lag konstant bei 21,75 °KW v. ZO; das Einspritzende (ESE) wurde jeweils variiert. Dem Diagramm in Bild 1 ist zu entnehmen, dass es bei Minimierung der Zündenergie nur eine aussetzerfreie Konstellation von Einspritzende (24,5 °KW v. ZOT) und Zündzeitpunkt gibt und eine Erhöhung der Zündenergie (Schließzeit $t_{sz} \uparrow$) mit einer Steigerung der Robustheit einhergeht. Beim Vergleich von Bild 1 und 2 ist ersichtlich, dass eine 3-fach-Einspritzung (ES) bei gleicher Zündenergie eine deutliche Vergrößerung des Zündfensters (aussetzerfreier Bereich) zur Folge hat. Wird hier die



Zündenergie auf ein Minimum reduziert sind zwei Zonen (20,5 bis 21 °KW und 25 bis 25,5 °KW) ersichtlich, in denen keine Entflammungsaussetzer auftreten, deren Ursache die Mehrfacheinspritzung (1. und 2. Einspritzung) ist. Hiermit ist auch der 3. Bereich (31 °KW) zu erklären, bei dem die Aussetzer nochmals abnehmen (3. Einspritzung) bevor diese bei weiterer Frühverschiebung des Einspritzendes endgültig ansteigen.

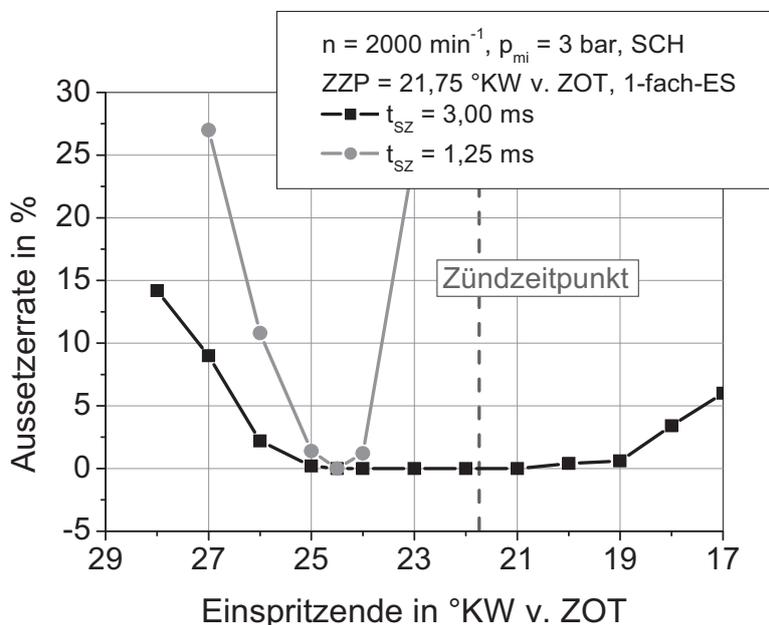


Bild 1: Zündfenster im Schichtbetrieb in Abhängigkeit der Zündenergie (TSZ) bei 1-fach-Einspritzung

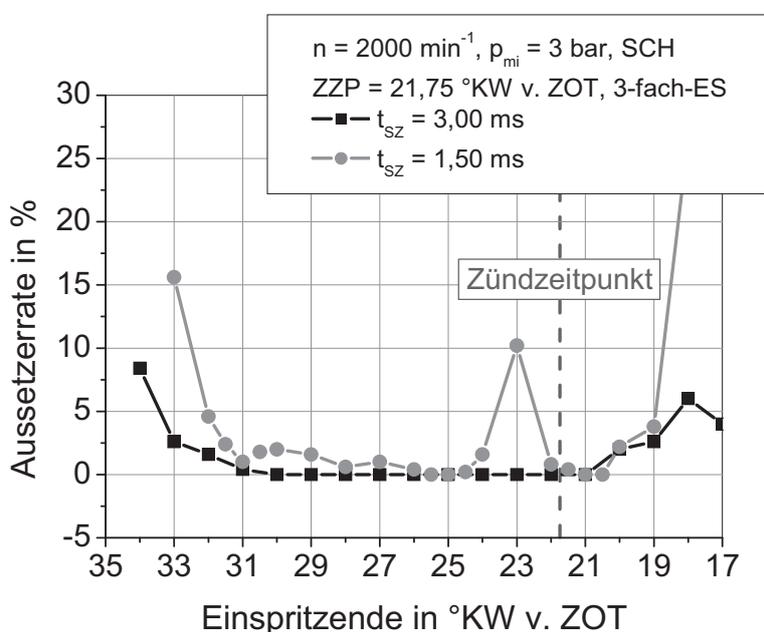


Bild 2: Zündfenster im Schichtbetrieb in Abhängigkeit der Zündenergie (TSZ) bei 3-fach-Einspritzung



2 Versuchsträger und -durchführung

Aus den vorangegangenen Diagrammen wird deutlich, dass neben der Gemisch-aufbereitung die Zündenergie einen entscheidenden Einfluss auf die Entflammung inhomogener Gemische hat. Neben der über den Zündvorgang bereitgestellten Gesamtenergie ist aber auch deren zeitlicher Verlauf bzw. die Leistung des Zündsystems entscheidend. Daher wird in den Untersuchungen ein schnell getaktetes Multifunkenzündsystem (MFZ) eingesetzt, mit dem bei vorhandener Anströmung in der Funkenstrecke, wie in Bild 3 gezeigt, durch gezielt abgestimmte Folgefunkens u. a. die Auslenkung des Zündfunken verändert werden kann [1], [5].

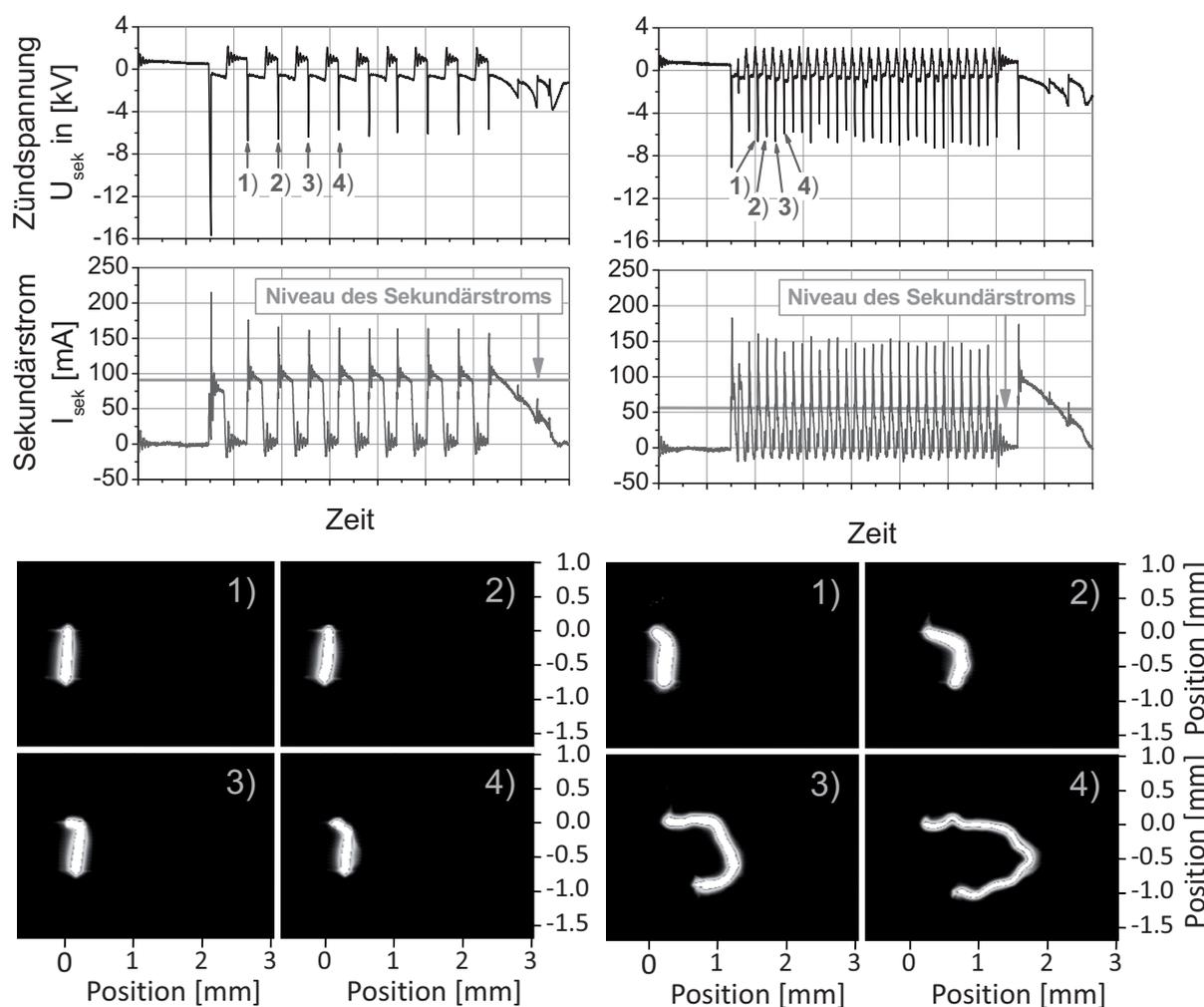


Bild 3: Zündsignale und visualisierter Zündfunken des verwendeten MFZ-Systems für zwei Einstellmöglichkeiten: Zündstrategie 1 (links); Zündstrategie 2 (rechts) [5]

Ein ähnliches System, das ebenfalls die Zündung mittels Mehrfachfunken ermöglicht, wird in [6] beschrieben, kommt hier jedoch nicht zum Einsatz. Weiterhin wird ein Powerzündsystem mit Sekundärstrombegrenzung untersucht, das infolge der hohen maximalen Zündenergie (TSZ Power, ca. 140 mJ) einen Funken mit einer Brenndauer von $t_B \leq 2,4$ ms bereit stellen kann [4]. Entsprechend ist die Brenndauer im Vergleich zum Referenzzündsystem (TSZ, ca. 100 mJ) um etwa 30 % länger.



Zur Analyse der Besonderheiten der Zündsysteme sowie der Einflüsse des Einspritzregimes werden neben Druckkammeruntersuchungen auch motorische Untersuchungen an einem 1-Zylinder-Aggregat auf Basis des Daimler-Motors M 272 DE 35 durchgeführt. An diesem indizierten Versuchsträger werden die verschiedenen Zündsysteme sowie Einspritzszenarien in Bezug auf deren Entflammungswirkung untersucht, wobei auch die Emissionswerte mittels Abgasanalyse erfasst und beurteilt werden. Außerdem werden die Zünd- und Einspritzsignale sowohl durch ein Indiziersystem als auch ein Speicheroszilloskop aufgezeichnet, um die exakte Übertragung der motorischen Randbedingungen auf parallel durchgeführte Druckkammeruntersuchungen zu ermöglichen. Hierbei kommen zwei Druckkammern unterschiedlichen Volumens zum Einsatz. Eine kleine unbeheizte Druckkammer ($V_K = 0,25 \text{ L}$) ermöglicht die grundlegende Zündfunkenanalyse bzw. bei Multifunkenzündung eine Abstimmung des Funkenverlaufes, indem die Funkenstrecke gezielt angeströmt und die Zündkerze in ihrer Lage (Ausrichtung der Elektroden) variiert werden kann.

Die Spraycharakterisierung sowie ergänzende Zündfunkenanalysen erfolgen an einer beheizbaren Druckkammer ($V_K = 10 \text{ L}$). An dieser Druckkammer werden die Einspritzvorgänge durch den Einsatz von High-Speed-Visualisierung aufgezeichnet und charakterisiert. Außerdem wird das Kraftstoffspray mit der Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA) untersucht, so dass Tropfendurchmesser und -geschwindigkeiten berührungslos bestimmt werden können. Desweiteren werden an dieser Druckkammer Extinktionsmessungen durchgeführt, um den Flüssigkeitsanteil am Zündort zu quantifizieren und so Aussagen zu dem vorliegenden Luftverhältnis Lambda Kraftstoff flüssig (λ_{Krfli}) zu ermöglichen. Mit λ_{Krfli} wird demzufolge ein Luftverhältnis beschrieben, das sich aus dem am Zündort gemessenen flüssigen Kraftstoff sowie der umgebenden Luft ergibt. Dampfförmige Kraftstoffanteile werden hier nicht gemessen, so dass davon ausgegangen werden kann, dass das reale lokale Verbrennungsluftverhältnis in der Funkenstrecke etwas niedriger ausfällt. Auf die Theorie des speziell für diese Untersuchungen angepassten Extinktionsmessverfahrens sowie der PDA-Messtechnik soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden. Hierzu wird auf die entsprechenden Literaturstellen verwiesen [7], [8], [9].

Um den Einfluss des Einspritztimings nochmals zu verdeutlichen sind in Bild 4 zwei entscheidende Größen, die den Gemischzustand am Zündort charakterisieren, über dem Einspritzende aufgetragen. Die Messdaten hierzu wurden an der beheizten Druckkammer, in der bis auf die Kammertemperatur ($T_K = 200 \text{ °C}$) vergleichbare Randbedingungen wie im motorischen Brennraum vorlagen, erfasst. Im Ergebnis sind die Verläufe der strahlinduzierten Strömungsgeschwindigkeit (v_{res}) sowie das Luftverhältnis (λ_{Krfli}) zusätzlich zur bereits gezeigten, am Motor ermittelten Aussetzerrate bei kleinstmöglicher Zündenergie in einem Diagramm für eine 1-fach-Einspritzung im Schichtbetrieb aufgetragen. Die Darstellung ermöglicht die Korrelation des Punktes in dem keine Aussetzer auftreten (also ideale Gemischbedingungen vorliegen) mit den gemischbeschreibenden Größen. Folglich kann den Verläufen entnommen werden, dass bei einem Einspritzende von $24,5 \text{ °KW}$ ein Luftverhältnis λ_{Krfli} von 1,25 sowie eine resultierende Strömungsgeschwindigkeit v_{res} von 15 m/s am Zündort vorliegen [7]. In der Darstellung ist zu beachten, dass sich die dargestellten Kurven auf das Einspritzende beziehen und entsprechend über dieser Variation aufgetragen sind. Somit wird aus diesem Kurvenverlauf beschrieben, welches lokale λ_{Krfli} oder welche v_{res} sich am Zündort bei Verschieben des Einspritzendes bezogen auf einen festen Zündzeitpunkt einstellt, in diesem Fall bei $21,75 \text{ °KW}$.

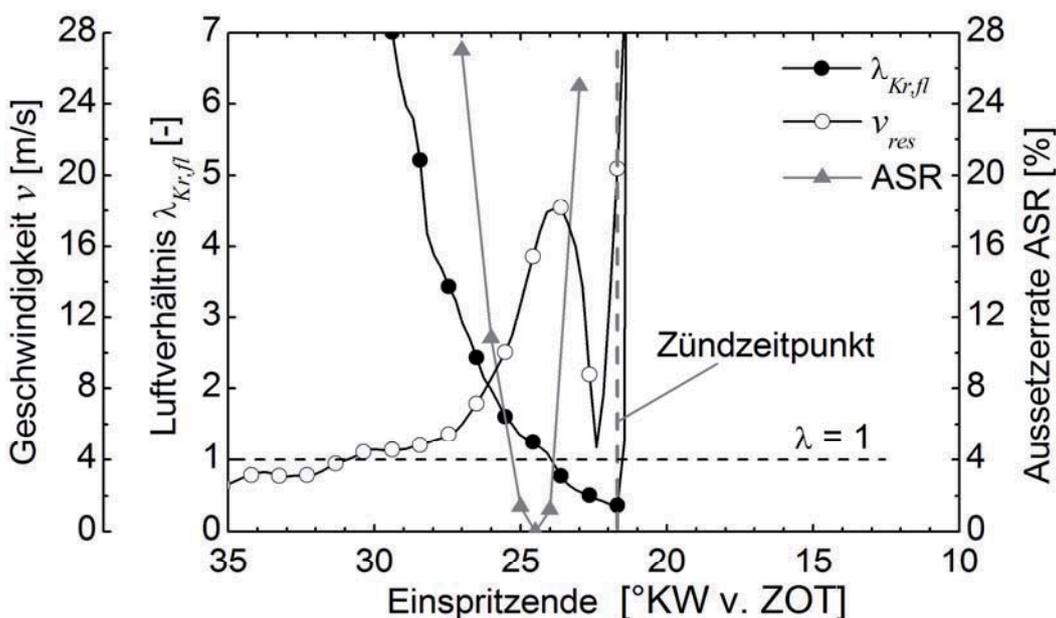


Bild 4: Aussetzerrate und Spraycharakteristika bei 1-fach-Einspritzung für den Betriebspunkt: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, Schichtbetrieb [7]

In [7] wurde außerdem gezeigt, dass sich die Korrelation auch auf die in Bild 2 gezeigten aussetzerfreien Bereiche bei Mehrfacheinspritzung anwenden lässt und sich insbesondere die Ergebnisse des lokalen Luftverhältnisses $\lambda_{Kr,fl}$ gleichen. Hieraus ergab sich die Idee, gezielte Sprayvariationen für einen konstanten Betriebspunkt durchzuführen um möglichst viele entflammungsgünstige Bereiche ($\lambda_{Kr,fl}$ um 1,25) zu kreieren. Ein Teil der hierzu untersuchten Einspritzvariationen ist in Tabelle 1 beschrieben.

Tabelle 1: Auszug von motorisch und optisch untersuchten Einspritzvariationen

Betriebspunkt $\text{min}^{-1} / \text{bar}$	Einspritzung (ES)	Aufteilung	Variationen am Motor	Ansteuerung Injektor
2000 / 3	1-fach-ES	-	Zündzeitpunkt, Einspritzende, Zündsysteme	
2000 / 3	3-fach-ES	fallende ES-Zeiten	Zündzeitpunkt, Zündsysteme	
2000 / 3	3-fach-ES	gleiche ES-Zeiten	Zündzeitpunkt, Zündsysteme, Pausenzeiten der ES	
2000 / 3	3-fach-ES	steigende ES-Zeiten	Zündzeitpunkt, Zündsysteme	

Weiterhin wurden diese Einspritzvariationen in Bezug auf die Entflammungswirkung der verschiedenen Zündsysteme untersucht. Ziel der Versuche ist eine deutliche Steigerung der Robustheit (Zündfenster) im Schichtbetrieb und diese anhand der optischen Ergebnisse sowie der speziellen Merkmale der Zündsysteme zu belegen.

3 Ergebnisse der optischen Untersuchungen

Im Folgenden werden 3 Varianten vorgestellt, bei denen jeweils das lokale Luftverhältnis λ_{Krf} am Zündort in Abhängigkeit der Einspritzzeiten verglichen wird. In Bild 5 sind zunächst die Verläufe von λ_{Krf} für eine 1-fach- sowie eine 3-fach-Einspritzung über dem Einspritzende aufgetragen. Mit den bisherigen Erkenntnissen des optimalen λ_{Krf} von 1,25 (gestrichelte Linie) lässt sich bereits anhand des Diagrammes abschätzen, dass sich der Zündbereich bei 3-fach-Einspritzung infolge der 1. und 2. Einspritzung vergrößern wird (überdeckter Bereich etwa 7 °KW). Die 3. Einspritzung hat hier jedoch keinen verbessernden Einfluss auf die Vergrößerung eines entflammungsbegünstigenden Bereiches. Zudem lässt sich feststellen, dass die Gradienten bei Mehrfacheinspritzung sowie verringerten Einspritzzeiten in Bezug auf eine Abmagerung (Betrachtung des Einspritzendes Richtung "früh") zunehmen. Die Abmagerung am Zündort vollzieht sich demnach schneller, so dass dieser Nachteil durch das Zündsystem ausgeglichen werden muss.

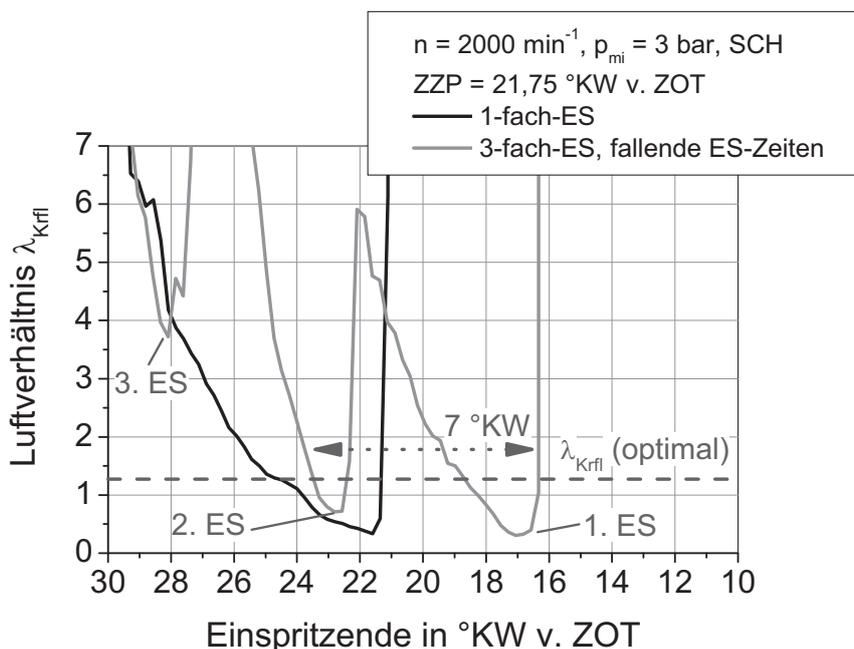


Bild 5: In beheizter Druckkammer ermitteltes lokales Luftverhältnis λ_{Krf} am Zündort für 1-fach- und 3-fach-Einspritzung

Die Ergebnisse für den Vergleich von drei verschiedenen 3-fach-Einspritzszenarien sind in Bild 6 aufgetragen. Aus der Abbildung wird deutlich, dass sich ein für die Entflammung günstiger, großer Bereich für eine 3-fach-Einspritzung mit gleichen Einspritzzeiten ergibt (durch Einspritzungen überdeckter Bereich ca. 11 °KW). Allerdings dürfen die Pausenzeiten $t_{p 12 / 23}$ zwischen den einzelnen Einspritzungen nicht zu groß



gewählt sein, damit der beschriebene Bereich in ungünstigen, zu fetten oder mageren Zonen durch das Zündsystem bzw. dessen Energie und daran gebundene Funkenbrenndauer überbrückt werden kann. Um diese Variationsmöglichkeit ebenfalls abzudecken wurden in einem weiteren Versuch die Pausenzeiten der sich als günstig herausgestellten 3-fach-Einspritzung bei gleichen Einspritzzeiten variiert. Die Ergebnisse hierzu sind in Bild 7 dargestellt. Aus dem Diagramm wird deutlich, dass die überdeckten Bereiche sich je nach Pausenzeit ändern und Werte von etwa 10, 11 und maximal 13 °KW aufweisen.

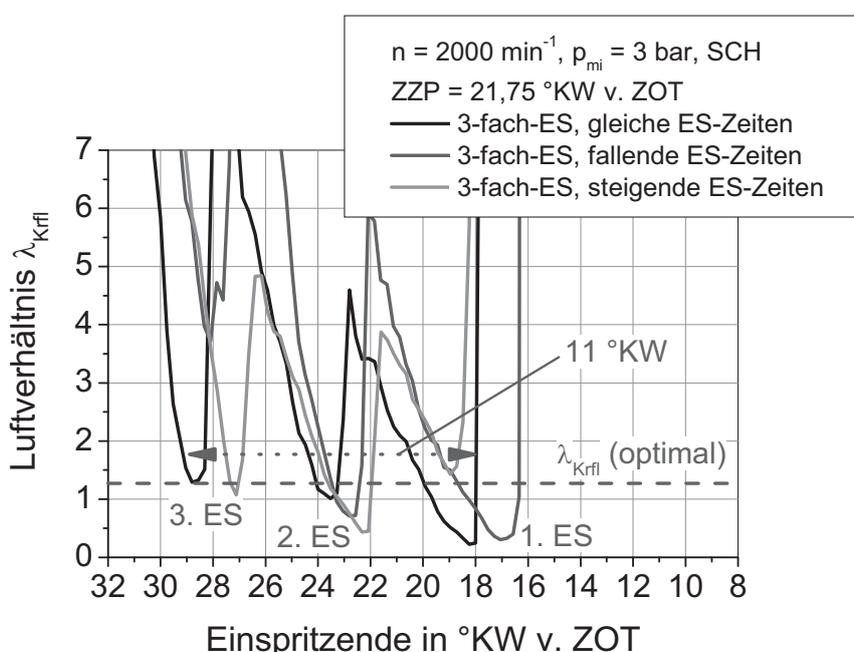


Bild 6: In beheizter Druckkammer ermitteltes lokales Luftverhältnis λ_{Krff} für 3-fach-Einspritzungen (unterschiedliche Aufteilung der Einspritzzeiten)

4 Ergebnisse der motorischen Untersuchungen

Nachfolgend werden ausgewählte Ergebnisse der motorischen Versuche vorgestellt. Zunächst sind in Bild 8 zur Klärung der Einflüsse der Zündsysteme Verläufe für Variationen des Einspritzendes bei konstantem Zündzeitpunkt und in Abhängigkeit der Zündsysteme für eine 1-fach-Einspritzung aufgetragen. Der Zündzeitpunkt wurde in diesem Fall für alle ZZP = 24 °KW v. ZOT eingestellt. Das linke Diagramm zeigt die Aussetzerraten, die sich in Abhängigkeit der Zündsysteme und bei Multifunkenzündung in Abhängigkeit der Parametrierung (vgl. auch Bild 3) deutlich unterscheiden. Im rechten Diagramm sind die Kovarianzen des indizierten Mitteldrucks (ohne Aussetzer) für die gleichen Variationen abgebildet. Die Parametrierung des Multifunkenzündsystems, bei der die Folgefunkens in den vorhandenen Plasmakanal entladen werden (Zündstrategie 2), erweist sich offensichtlich als ungünstige Parametrierungsmöglichkeit. Hier wirkt sich die geringe Energie der Folgefunkens, erkennbar an dem niedrigeren Niveau des Sekundärstroms (siehe Bild 3, rechts), ungünstig auf die Entflammung aus. Hingegen weist das Multifunkenzündsystem bei veränderter Parametrierung (Zündstrategie 1) gute Bedingungen hinsichtlich einer robusten Entflammung auf, so dass in diesem Fall

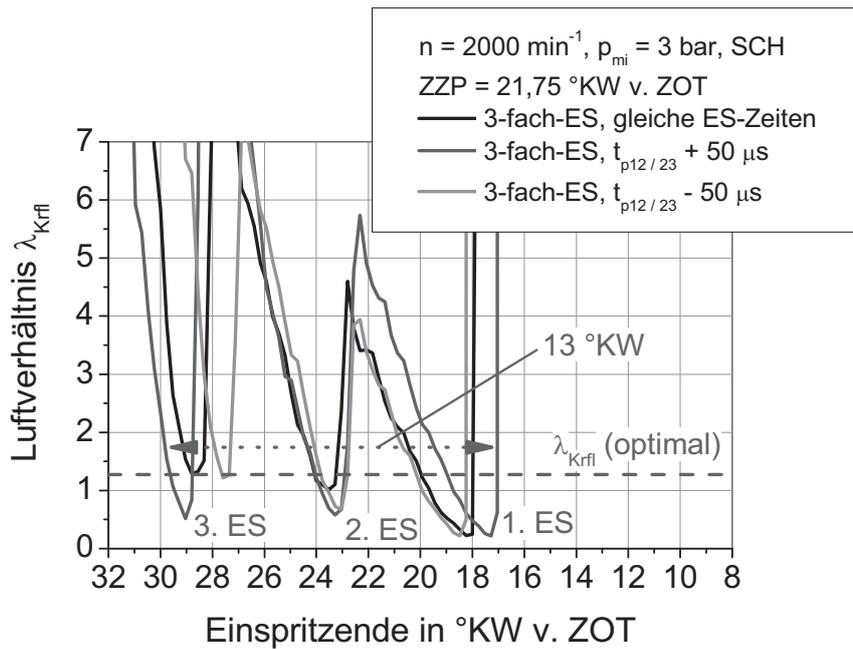


Bild 7: In beheizter Druckkammer ermitteltes lokales Luftverhältnis λ_{Krff} für 3-fach-Einspritzungen gleicher Aufteilung (verschiedene Pausenzeiten)

das größte Zündfenster ermittelt wurde. Bei späten Einspritzzeitpunkten wirkt sich hier die quasi konstante Leistung des Multifunkenzündsystems infolge der getakteten Nachladung der Zündspule positiv auf die Entflammung aus.

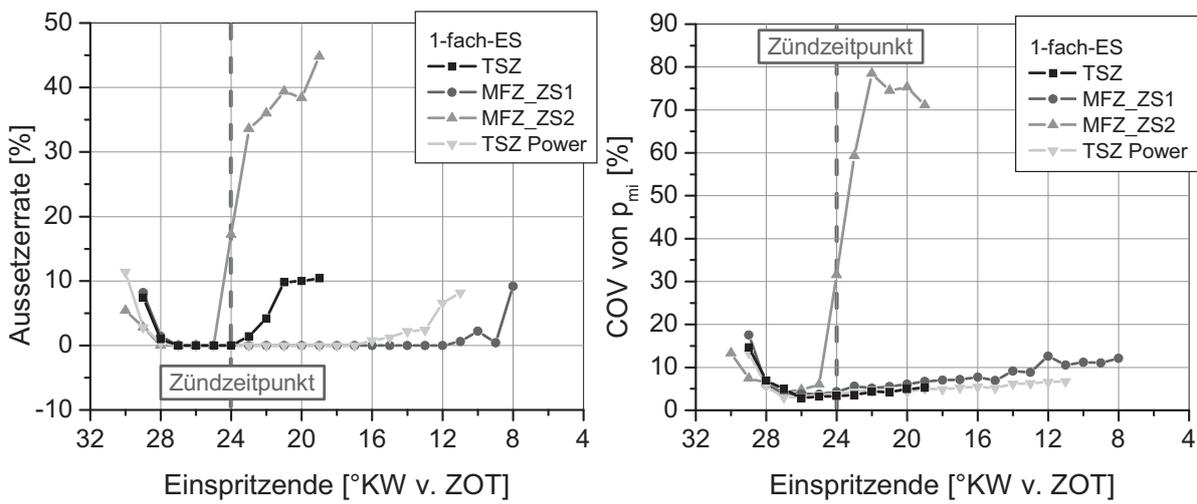


Bild 8: Aussetzerrate und Kovarianz des indizierten Mitteldrucks (ohne Aussetzer) für den Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, Schichtbetrieb, 3-fach-Einspritzung, gleiche Einspritzzeiten

Ebenfalls positive Effekte auf die Entflammung zeigt das Powerzündsystem, mit dem sich sowohl ein großes Zündfenster als auch niedrige Werte für die Kovarianz ergeben. Mit dem Referenzzündsystem (TSZ) ergibt sich ein schmaleres Zündfenster, was im Vergleich zu den beiden anderen Systemen in der kürzeren Brenndauer des Funkens zu begründen ist. Im nachfolgenden Bild 9 sind wiederum Aussetzerraten und Kovarianzen des indizierten Mitteldruckes aufgetragen. In diesem Fall wurde das Einspritzende bei 24 °KW v. ZOT konstant gehalten und der Zündzeitpunkt nach "früh" und "spät" variiert bis Aussetzer auftraten. Es erfolgte eine 3-fach-Einspritzung mit gleichen Einspritzzeiten und verringerter Pausenzeit wie bereits in den Ergebnissen der optischen Untersuchungen vorgestellt. Wie dem linken Diagramm zu entnehmen ist ergeben sich mit dieser Konstellation mit den entsprechenden Zündsystemen (MFZ_ZS1, TSZ Power) deutlich größere Zündfenster als diese für eine 1-fach-Einspritzung bei einer sonst identischen Variation ermittelt wurden (maximales Zündfenster etwa 14 °KW). Für das Multifunken- und das Powerzündsystem ergeben sich Zündfenster von 24 °KW, wobei die Lagen um 3 °KW zueinander verschoben sind. Dies ist wiederum eine Folge der Leistungscharakteristik des Multifunkenzündsystems, welche sich auch noch gegen Ende des Zündvorganges positiv auf die Entflammung auswirkt, so dass auch noch bei Zündzeitpunkten, die 3 °KW früher liegen, erfolgreich gezündet werden kann. Umgekehrt wirkt sich das Powerzündsystem in der entgegengesetzten Richtung positiv auf die Entflammung aus, was in der nicht unterbrochenen Bereitstellung der Zündenergie zu begründen ist. Folglich kann im Vergleich zum Multifunkenzündsystem mit dem Powerzündsystem bei Verschiebung des Zündzeitpunktes Richtung oberen Totpunkt bis zu 3 °KW später gezündet werden. In diesem Bereich zeigt das Referenzzündsystem (TSZ) ein ähnliches Verhalten. Aufgrund der kürzeren Funkenbrenndauer fällt das Zündfenster dieses Systems insgesamt wieder schmalere aus.

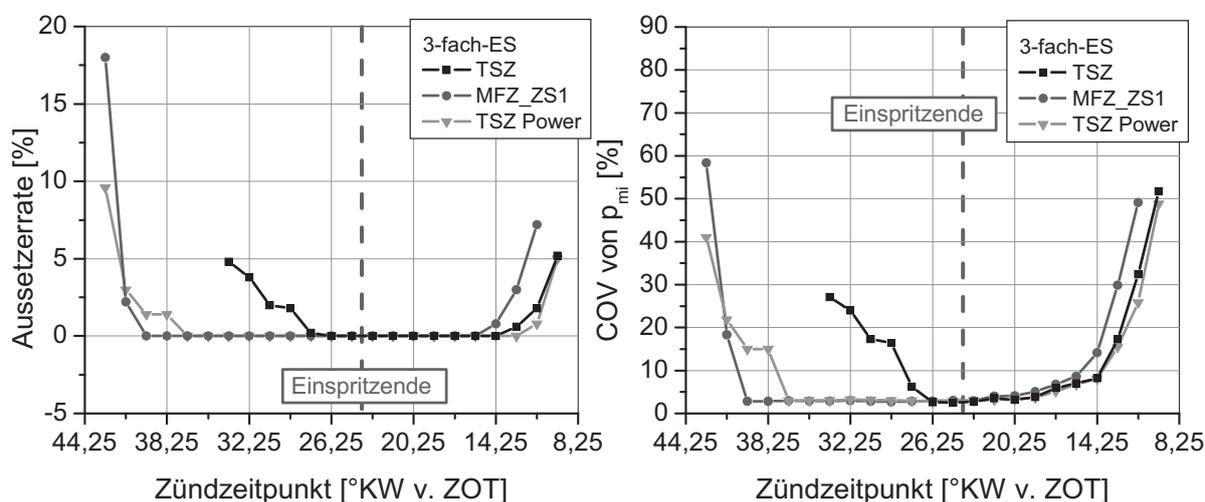


Bild 9: Aussetzerrate und Kovarianz des indizierten Mitteldruckes für den Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, Schichtbetrieb, 3-fach-Einspritzung, gleiche Einspritzzeiten, $t_{p 12/23} - 50 \mu\text{s}$

In einer weiteren Variation wird der Einfluss der Pausenzeiten zwischen erster und zweiter sowie zweiter und dritter Einspritzung bei 3-fach-Einspritzung erläutert. Dazu sind in Bild 10 die entsprechenden Verläufe aufgetragen. Hier sind die Einspritzzeiten identisch zu denen der vorangegangenen Abbildung, jedoch wurden die Pau-



senzeiten um je $50 \mu\text{s}$ verändert. Als Zündsystem wurde hier das Powerzündsystem eingesetzt. Aus dem linken Diagramm wird der Einfluss der veränderten Pausenzeiten ersichtlich. Eine zunehmende Einspritzpause wirkt sich deutlich verringend auf die Breite des Zündfensters aus, da die Bereiche, in denen das Gemisch nach erfolgter Einspritzung abmagert, zu groß werden und die Funkenenergie diese Phasen nicht mehr ausreichend überbrücken kann. Dieser Effekt wirkt sich insbesondere bei einer Frühverschiebung des Zündzeitpunktes aus. Entsprechend verringert sich das Zündfenster von 24°KW bis auf einen Bereich von 11°KW für die längsten Pausenzeiten.

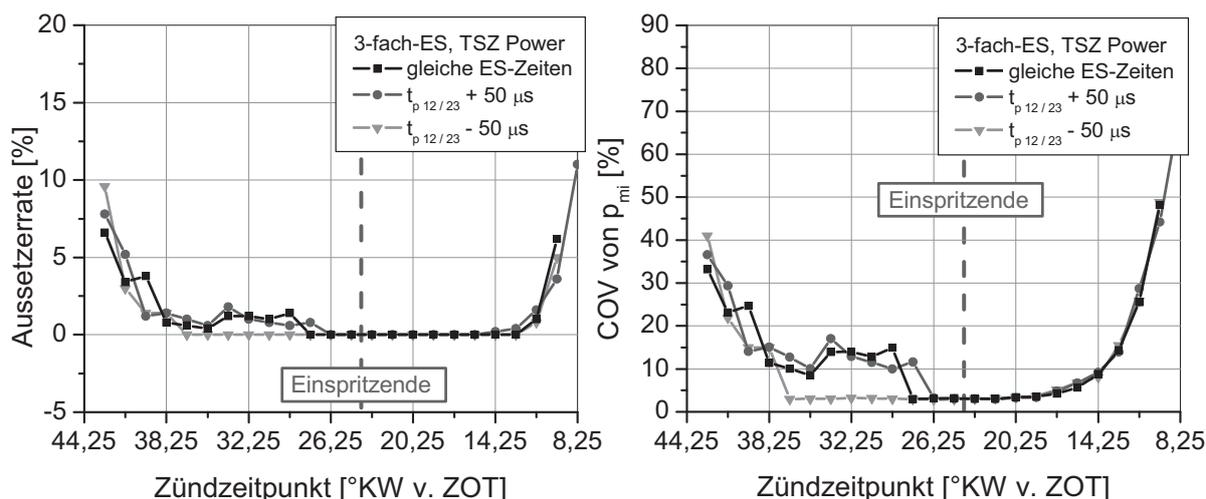


Bild 10: Aussetzerrate und Kovarianz des indizierten Mitteldrucks für den Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, Schichtbetrieb, 3-fach-Einspritzung, gleiche Einspritzzeiten, verschiedene Pausenzeiten $t_{p12/23}$

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde herausgearbeitet, wie sich die Robustheit des strahlgeführten Brennverfahrens durch eine Optimierung der Einspritzung und des Zündsystems verbessern lässt. Das Zündsystem muss hierbei unbedingt angepasst werden, da sich die Vorteile sonst nicht direkt erschließen lassen. Für den vorgestellten Betriebspunkt im Schichtbetrieb von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ zeigte eine gleichmäßige Aufteilung von 3 Einspritzungen mit geringen Pausenzeiten zwischen den Einspritzereignissen die besten Ergebnisse in den vorgestellten optischen und motorischen Untersuchungen. Gerade die Kombination dieser Untersuchungsmethoden ist sehr gut für das Verständnis der komplexen Vorgänge im Schichtbetrieb geeignet. Schließlich konnte das Zündfenster im gezeigten Betriebspunkt im Hinblick auf eine aussetzerfreie Entflammung im Vergleich zu einem einzelnen Einspritzvorgang fast verdoppelt werden. Allerdings ist bei dieser Optimierung zu beachten, dass diese individuell an den jeweiligen Betriebspunkt und somit an die Einspritzmenge und Drehzahl anzupassen ist, so dass sich die Aufteilung der einzelnen Einspritzereignisse in anderen Betriebspunkten nicht gleichen muss.

Die vorgestellten Zündsysteme weisen deutliches Potential auf. Vorteilhaft an der Powerzündung ist neben der hohen Energiebereitstellung die über den Zündvorgang



ununterbrochene Entladung der Spule, mit Ausnahme von Funkenabrissen, durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten am Zündort. Die Multifunkenzündung besitzt hingegen Gewichtsvorteile aufgrund der energieangepassten kleineren Zündspule und bietet neben einer über den Zündvorgang quasi konstanten Leistung interessante Parametriermöglichkeiten, mit denen der Zündfunke beeinflusst werden kann. Dies kann u. a. Vorteile bei der Vermeidung von ungewollt großen Funkenaustreibungen oder Funkenabrissen haben. Aktuell bietet die Coronazündung infolge ihrer Funktionsweise weitere Möglichkeiten wie Untersuchungen am HCCI- Brennverfahren ergaben [10]. Hier wird die Zukunft zeigen, ob ein eigens an das strahlgeführte Brennverfahren angepasstes Coronazündsystem weitere Verbesserungspotentiale aufweisen kann.

6 Danksagung

Die im Beitrag gezeigten Ergebnisse entstanden im Rahmen des an der Universität Magdeburg bearbeiteten DFG-Projektes "Analyse des Entflammungsverhaltens bei Ladungsschichtung für strahlgeführte Brennverfahren mit Multifunkenzündung". Die Autoren möchten der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung des Projekts danken. Weiterhin gilt unser Dank den beteiligten Industriepartnern, der Daimler AG und der Robert Bosch GmbH, für die zur Verfügung gestellten Versuchsträger sowie die Bereitschaft zur Diskussion.

Literatur

- [1] Schaupp, U.; Bertsch, D.; Winter, H.; Schaub, R.; Kretschmer, H.; Ott, H.: Thermodynamisches Potenzial strahlgeführter Verbrennungssysteme bei Nutzung eines Mehrfachzündsystems (MSI), 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2009
- [2] Seibel, Chr. M.: Weiterentwicklung kombinierter experimenteller und numerischer Methoden zur Optimierung der Gemischbildung bei der Benzindirekteinspritzung, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [3] Hese, M.; Tschöke, H.; Breuninger, T.; Altenschmidt, F.; Winter, H.: Influence of a multispark ignition system on the inflammation in a spray-guided combustion process, 9th International Conference on Engines & Vehicles, SAE Paper Number: 2009 - 24 - 0117
- [4] Kufferath, A.; Storch, A.; Hese, M.; Tschöke, H.: Potenziale des Zündsystems beim strahlgeführten Brennverfahren mit Piezo-Einspritztechnik, 12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz 2009
- [5] Hese, M.; Tschöke, H.; Breuninger, T.; Schmidt, J.; Altenschmidt, F.; Winter, H.: Zündungsuntersuchungen an einem strahlgeführten Brennverfahren mit Piezo-Einspritztechnik, Haus der Technik Fachbuch - Direkteinspritzung im Ottomotor VII, Hrsg. Spicher U., expert verlag 2010
- [6] Weyand, P.; Piock, W. F.; Weiten, C.; Schilling, S.: Bedarfsgerechte Mehrfachzündung für kritische Entflammungsbedingungen, MTZ Aug 2008



- [7] Breuninger, T.; Hese, M.; Schmidt, J.; Tschöke, H.; Kufferath, A.; Altenschmidt, F.: Einfluss der Spraycharakteristik einer Piezo-A-Düse auf die Entflammung beim strahlgeführten Brennverfahren, 7. Tagung "Diesel- und Benzindirekteinspritzung", Berlin 2010
- [8] Albrecht, H.-E.: Laser doppler and phase doppler measurement techniques, Springer, 2003
- [9] Mayinger, F.; Feldmann, O.: Optical measurements, Springer, 2001
- [10] Suess, M; Guenther, M., Schenk, M.; Rottengruber, H.-S.: Investigation of corona ignition to control gasoline homogeneous charge compression ignition combustion, Proceedings of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering, 2011





Numerische Untersuchungen zur Prognose der Partikelemissionen in Ottomotoren mit Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung der Spray-Wand-Wechselwirkung

Fabian Köppl, Florian Schulz, Michael Bargende

Kurzfassung

Im Rahmen der 2014 in Kraft tretenden Emissionsgesetzgebung EU6 ist geplant, die Partikelanzahl für Ottomotoren zu begrenzen. Dies stellt, im Vergleich zur bisherigen Limitierung der Rußpartikelmasse, eine zusätzliche Herausforderung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung dar, insbesondere in Kombination mit der geforderten Senkung des Kraftstoffverbrauchs.

Ausgangspunkt für die Entstehung von Rußpartikeln ist ein lokal kraftstoffreiches Gemisch bei entsprechend hohen Temperaturen. Neben einer ungenügenden Gemischhomogenisierung ist somit die Benetzung der Brennraumwände mit flüssigem Kraftstoff die wesentliche Quelle für Rußpartikel. Zur Minimierung der Partikelemissionen müssen daher die Vorgänge im Brennraum, insbesondere die Wandfilmbildung, detailliert analysiert werden. Hierbei kann die numerische Simulation einen wichtigen Beitrag liefern.

Im Folgenden werden die Randbedingungen für eine möglichst genaue Beschreibung der Gemischbildung in der CFD-Berechnung erläutert. Aufgrund der großen Relevanz hinsichtlich der Partikelemissionen liegt der Schwerpunkt des Beitrags dabei auf den numerischen Untersuchungen zur Spray-Wand-Interaktion und der Validierung der verwendeten Modelle anhand der an der Universität Magdeburg durchgeführten experimentellen Arbeiten.

Abschließend wird, unter Berücksichtigung der erarbeiteten Randbedingungen, die gute Korrelation der Gemischbildung mit den an einem optisch zugänglichen Einzylinder-Forschungsmotor gemessenen Partikelemissionen dargestellt.

1 Einleitung

In der von der Europäischen Union für 2014 geplanten neuen Emissionsgesetzgebung EU6 soll, neben der Partikelmasse, auch die Partikelanzahl für Ottomotoren limitiert werden. Um den diskutierten Grenzwert der Partikelanzahl von $6 \cdot 10^{11}$ Partikel/km allein durch innermotorische, bzw. applikative Maßnahmen erreichen zu können, und so auf eine Abgasnachbehandlung verzichten zu können, müssen die Ursachen der Partikelentstehung im Brennraum detailliert analysiert werden. Hierbei kann, aufgrund der komplexen und experimentell schwer erfassbaren Vorgänge im Brennraum des Motors, die numerische Simulation einen wichtigen Beitrag liefern.

Ausschlaggebend für die Partikelbildung ist, entsprechend hohe Temperaturen im Bereich von 1500 K bis 2200 K vorausgesetzt, ein lokal kraftstoffreiches Gemisch [9]. Aus zahlreichen früheren Untersuchungen, z.B. [21], ist bekannt, dass die Benetzung

der Brennraumwände mit flüssigem Kraftstoff zu einer intensiven Partikelbildung führt. Der dabei entstehende Wandfilm verdampft langsam und führt somit zu einem lokalen Kraftstoffüberschuss in Wandnähe. Zusätzlich verstärkt wird dieser Effekt durch eventuelle Ablagerungen auf den Brennraumoberflächen, die die Wandfilmverdampfung zusätzlich verzögern. Wandfilmbildung, die sich bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung nur in wenigen Betriebspunkten vermeiden lässt, ist somit, neben einer ungenügenden Gemischhomogenisierung, die wesentliche Ursache für lokal kraftstoffreiche Zonen und damit auch eine entscheidende Quelle für Partikelemissionen. Wichtige Voraussetzung für eine Analyse der Rußquellen in der CFD-Berechnung ist daher eine möglichst genaue Abbildung der Gemischbildung unter besonderer Berücksichtigung der Spray-Wand-Wechselwirkung und der Wandfilmdynamik. Dies erfordert jedoch eine detaillierte und korrekte Beschreibung der gesamten zugrundeliegenden Modellkette (siehe Abbildung 1).

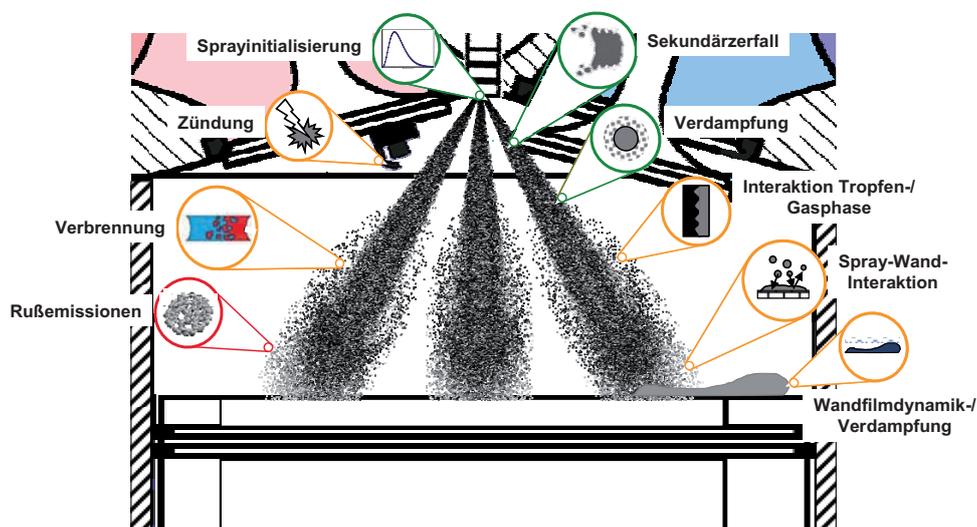


Bild 1: Modellkette zur Analyse der Rußquellen in der CFD-Simulation

Im Rahmen dieses Beitrags soll die aktuelle Vorgehensweise zur Untersuchung der Rußemissionen mittels der CFD-Simulation, unter besonderer Berücksichtigung der Spray-Wand-Interaktion, erläutert werden. Außerdem soll die gute Korrelation der Gemischbildung mit den an einem optisch zugänglichen Ottomotor mit Direkteinspritzung gemessenen Partikelemissionen dargestellt werden.

2 Grundlagen der Partikelentstehung

Dank zahlreicher Forschungsarbeiten, vgl. Übersichten bei [17, 12, 7], sind die grundlegenden Mechanismen der Partikelbildung bekannt. Die Details der Rußbildung, wie z.B. der Übergang von Gas- zu Partikelphase, sind allerdings noch nicht vollständig verstanden und weiterhin Gegenstand der Forschung. Generell kann aber festgehalten werden, dass Ruß bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter sauerstoffarmen Bedingungen und Temperaturen von 1500 K bis 2200 K entsteht. Wie in Abbildung 2 dargestellt, bilden sich, ausgehend von Gasphasenreaktionen, ringförmige Primärpartikel. Diese agglomerieren im weiteren Verlauf zu größeren Partikeln, wobei die Intensität dieser Agglomeration neben der Partikelanzahl auch von der zur Verfügung stehenden Zeit abhängt.

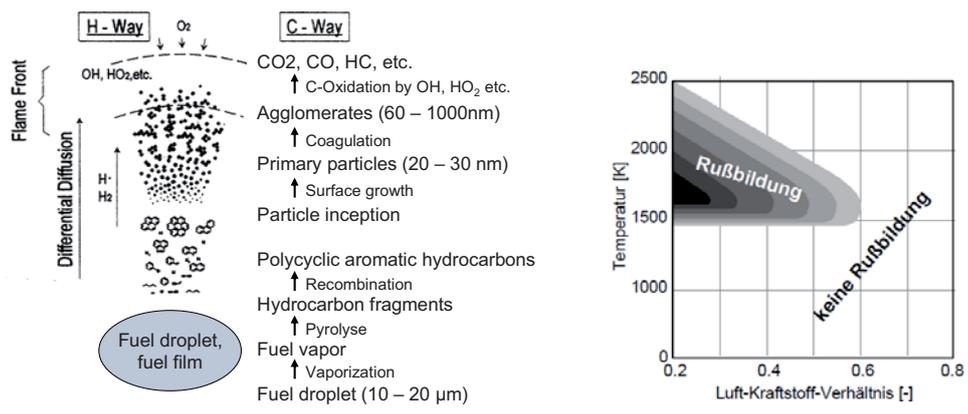


Bild 2: Links: Partikelentstehung [6], Rechts: Rußbildungsbereich [9]

Ursache der für die Rußbildung verantwortlichen, lokal kraftstoffreichen Zonen ist eine ungenügende Homogenisierung der Gasphase. Diese kann sowohl durch eine zu geringe zur Verfügung stehende Homogenisierungszeit, bedingt durch z.B. einen entsprechend späten Einspritzbeginn, als auch durch eine sehr geringe flüssige Kraftstoffmasse im Wandfilm [21], die aufgrund der verzögerten Wandfilmverdampfung deutlich über den Zündzeitpunkt hinaus bestehen bleibt, verursacht sein. Abbildung 3 zeigt einen Betriebspunkt mit früher, verbrauchsoptimaler Einspritzung, die jedoch zu einer entsprechend starken Kolbenbenetzung führt. Der dabei entstehende Wandfilm verdampft deutlich verzögert, wodurch auch nach der eigentlichen Verbrennung noch geringe Mengen von Wandfilm auf dem Kolben vorhanden sind. Zu diesem Zeitpunkt sind jedoch, wie aus Abbildung 3 zu erkennen, die mittleren Temperaturen in einem für die Rußbildung relevanten Bereich, und es steht zusätzlich kaum noch Sauerstoff für die Rußoxidation zur Verfügung. Eine lokale, nicht vorge-mischte Flamme über dem Kolben und entsprechend hohe Partikelzahlen sind die Folge.

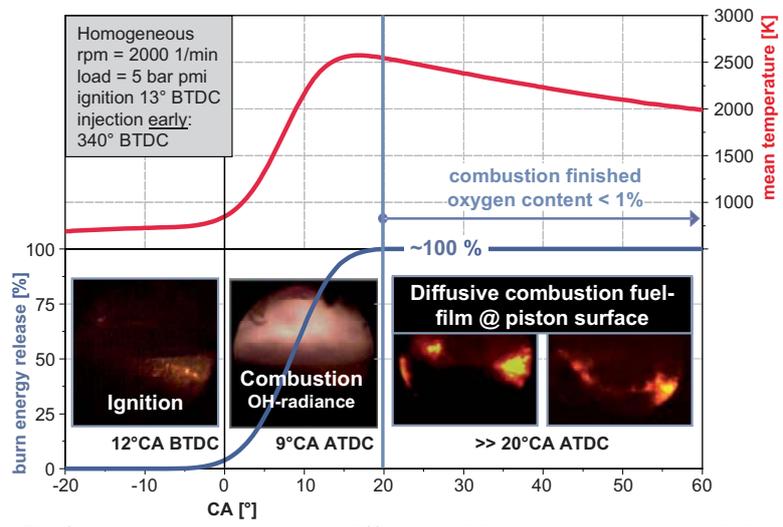


Bild 3: Rußentstehung durch diffusive Verbrennung des Wandfilms

3 Grundlagen der Modellierung der Spray-Wand-Interaktion

In Ottomotoren mit Direkteinspritzung ist das Auftreffen von Kraftstoffsprays auf die Brennraumwand die Ursache für die Wandfilmbildung. Generell können hierbei mehrere unterschiedliche physikalische Phänomene auftreten, die in der Literatur häufig



in entsprechende Regimes unterteilt werden, siehe z.B. Bai und Gosman [2]. Im Allgemeinen wird hier abhängig von der Tropfengeschwindigkeit, dem Tropfendurchmesser, den Stoffeigenschaften des Tropfens und dem Auftreffwinkel zwischen einer Ablagerung, einem Zerfall oder einer Reflexion des Tropfens unterschieden. Weiterhin haben auch die Wandeigenschaften, wie Wandtemperatur oder Rauigkeit einen erheblichen Einfluss auf das oben angesprochene Verhalten der Tropfen beim Wandkontakt [11].

Die Modellierung der Spray-Wand-Interaktion muss daher zunächst anhand der Tropfeneigenschaften das vorliegende Regime bestimmen. In einem weiteren Schritt müssen die Eigenschaften der Sekundärtropfen bestimmt werden, im Fall eines Tropfenzerfalls z.B. die sekundäre Tropfenmasse, -geschwindigkeit und -größe, sowie die entsprechenden Austrittswinkel (siehe Abb. 4).

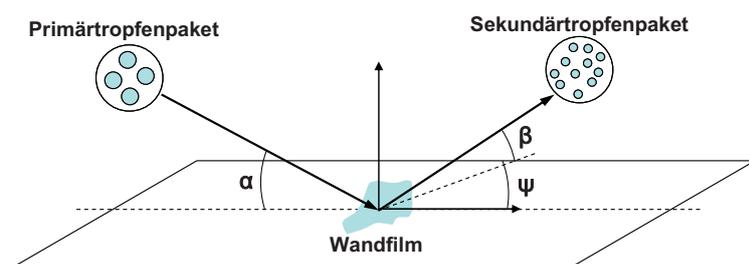


Bild 4: Spray-Wand-Interaktion

Der im Falle einer Ablagerung von Kraftstofftropfen auf der Wand gebildete Wandfilm wird im hier verwendeten Strömungssimulationsprogramm FIRE [1] mit einer zweidimensionalen Finite-Volumen-Methode berechnet. Hierbei werden Gasphase und Wandfilm als getrennte

Phasen betrachtet, die wiederum über semi-empirische Randbedingungen gekoppelt sind. Der Transport des Wandfilms geschieht, unter Berücksichtigung einiger Modellannahmen, wie z.B. einer ausreichend dünnen Filmdicke, durch die angreifende Schubspannung, die Gravitation und durch Druckkräfte. Die Wandfilmverdampfungsrate wird in der hier verwendeten Modellierung, bei mittleren und hohen Reynoldszahlen, entsprechend dem Ansatz nach Sill [20], bzw. Himmelsbach [5] ermittelt.

4 Modellierung der Sprayausbreitung und Gemischbildung

Im folgenden Kapitel werden kurz die grundlegenden numerischen Gesichtspunkte, die bei der 3D-Simulation von Einspritzvorgängen zu berücksichtigen sind, erläutert. Dazu wird zunächst untersucht welchen Einfluss einige numerische Parameter, wie z.B. die Zeitschrittweite, auf die Sprayausbreitung haben. Anschließend wird die Validierung des Spraymodells anhand entsprechender Spraykammermessungen eines symmetrischen Sechslöchinjektors dargestellt.

4.1 Randbedingungen der stochastischen Strahlmodellierung

Bei den momentan in kommerziellen CFD-Programmen integrierten stochastischen Strahlmodellen bestehen einige Abhängigkeiten von numerischen Parametern, wie z.B. der Netzauflösung oder der Zeitschrittweite [8, 4]. Um physikalisch sinnvolle Ergebnisse erzeugen zu können, müssen die Einflüsse der jeweiligen Parameter bekannt sein und diese entsprechend gewählt werden.

Eine entscheidende Abhängigkeit der Strahlstruktur besteht hinsichtlich der räumlichen Diskretisierung, die, um die relevanten Längenskalen auflösen zu können, entsprechend fein gewählt werden müsste. Dies ist schon aus Rechenzeitgründen für



motorische Anwendungen nicht möglich, da hier eine große Bandbreite an Längenskalen vorliegt. Zudem wird bei konstanter Gesamtzahl an Tropfenpartikeln die statistische Konvergenz des stochastischen Strahlmodells bei einer Netzverfeinerung schlechter, da die Anzahl der Parcels pro Zelle, die nach Merker et al. [13] mindestens 50 betragen soll, abnimmt. In umfangreichen Voruntersuchungen wurden die Einflüsse der räumlichen Diskretisierung eingehend untersucht, weshalb für die hier gezeigten Berechnungen ein entsprechend optimiertes Rechennetz verwendet werden konnte. Der Einfluss der Netzauflösung konnte damit auf ein Mindestmaß reduziert werden.

Der Zusammenhang zwischen räumlicher und zeitlicher Diskretisierung wird im Allgemeinen durch die Courant-Friedrichs-Lewy-Bedingung

$$CFL = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (1)$$

hergestellt. Diese sagt aus, dass sich ein Teilchen mit der Strömungsgeschwindigkeit u innerhalb des Zeitschrittes Δt maximal über die Gitterweite Δx fortbewegen darf. In diesem Fall wurde die CFL-Bedingung mit Hilfe der Tropfenstartgeschwindigkeit und der axialen Gitterweite in Düsennähe gebildet. Ausgehend von einer Courant-Zahl von ca. 4 wurde die Zeitschrittweite und damit die Courant-Zahl weiter verringert. Hinsichtlich des Strahlbildes ergaben sich dabei, wie aus Abbildung 5 ersichtlich, nur geringe Unterschiede. Für die weiteren Untersuchungen wurde dementsprechend eine Zeitschrittweite gewählt, bei welcher die CFL-Bedingung gerade erfüllt ist.

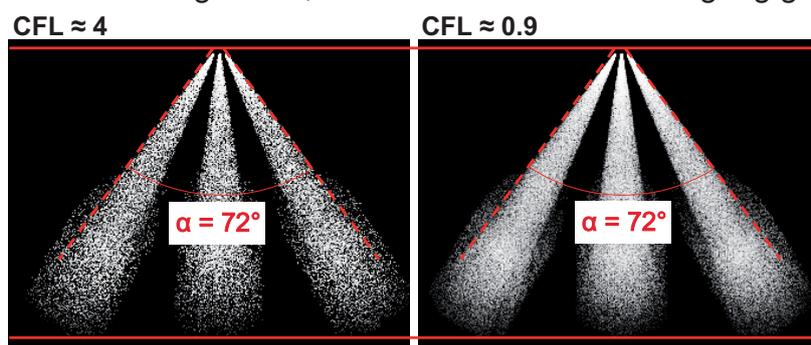


Bild 5: Einfluss der Zeitschrittweite auf das Spraybild
(Links: $CFL \approx 4$, Rechts: $CFL \approx 0,9$) zum Zeitpunkt $t_{nSOI} = 0,5 \text{ ms}$

4.2 Validierung des Spraymodells

Zur Validierung der Strahlmodellierung, unter Berücksichtigung der im vorigen Abschnitt erläuterten numerischen Parameter, werden nachfolgend einige Ergebnisse der Spraykammermessungen und die entsprechenden Simulationsergebnisse dargestellt.

In den Messungen wurde das Strahlbild des im Rahmen dieser Arbeit verwendeten symmetrischen Sechslotinjektors per Schattenlichtverfahren bestimmt. Die hier verwendeten Kriterien zur Charakterisierung des Strahls sowie zur Bewertung der Güte des Simulationsergebnisses sind in Abbildung 6 dargestellt. Für die im Rahmen dieses Beitrags gezeigten Untersuchungen sind die relevanten Randbedingungen in Tabelle 1 zusammengefasst. Sowohl in den Messungen als auch in den Simulationen wurde n-Heptan als Versuchskraftstoff verwendet, der sich jedoch hinsichtlich der für die Spraydynamik entscheidenden Stoffeigenschaften ähnlich wie Benzin verhält.

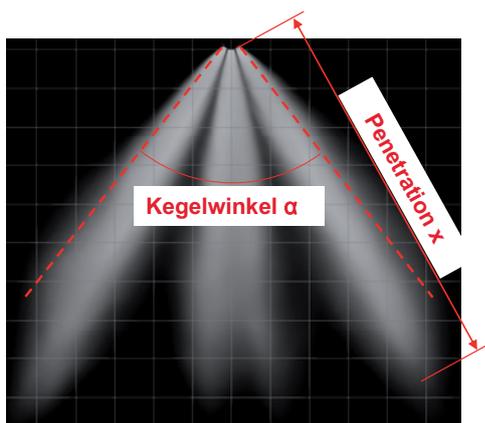


Bild 6: Kriterien zur Strahl-Charakterisierung

Kammertemperatur T_K	293 K
Kammerdruck p_K	1,1 bar / 5,6 bar
Kraftstoff	n-Heptan (C_7H_{16})
Kraftstofftemperatur T_{Kra}	294 K
Injektor	BOSCH HDEV5
Lochzahl	6
Lochdurchmesser	0,181 mm
Raildruck p_{Rail}	50 bar / 100 bar

Tabelle 1: Randbedingungen der Spraykammermessungen

Die nachfolgende Abbildung 7 zeigt einen optischen Vergleich zwischen Messung und Rechnung bei einem Umgebungsdruck von $p = 1,1$ bar und einem Raildruck von $p_{Rail} = 50$ bar. Die Eindringtiefe wird dabei in der Simulation gut wiedergegeben, lediglich der Kegelwinkel α wird geringfügig, um ca. 5 %, unterschätzt.

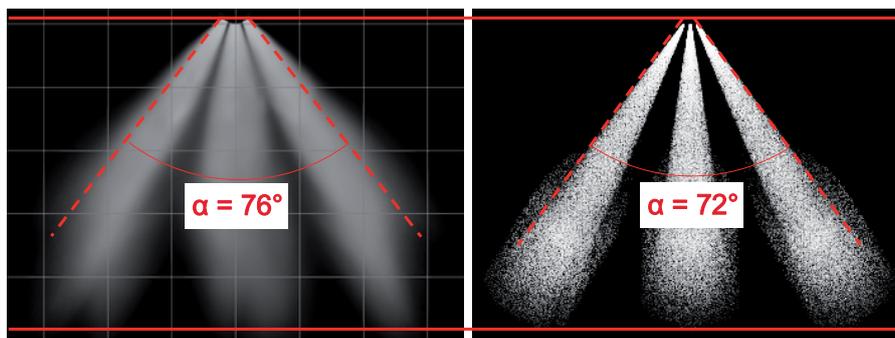


Bild 7: Vergleich von Spraykammermessung (links) und 3D-Simulation (rechts) zum Zeitpunkt $t_{nSOI} = 0,5$ ms ($p = 1,1$ bar)

Um den Einfluss des Gegendrucks auf das Eindringverhalten untersuchen zu können, wurden zusätzlich Messungen und entsprechende Berechnungen bei einem erhöhten Gegendruck von $p = 5,6$ bar durchgeführt (s. Abbildung 8).

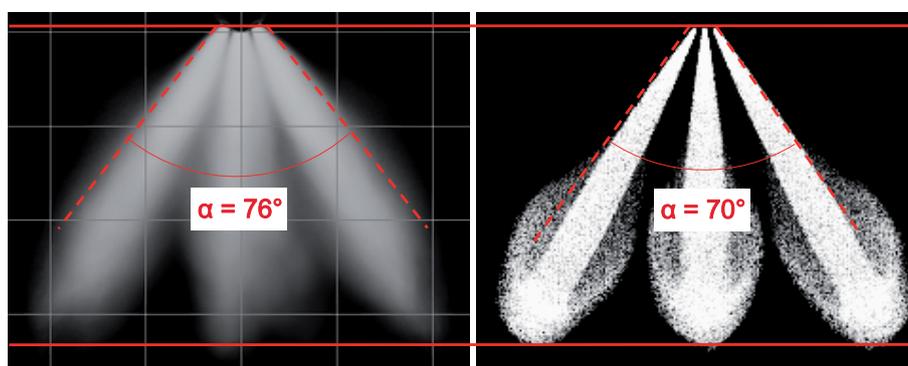


Bild 8: Vergleich von Spraykammermessung (links) und 3D-Simulation (rechts) zum Zeitpunkt $t_{nSOI} = 0,5$ ms ($p = 5,6$ bar)

Auch hier ist deutlich zu erkennen, dass die Eindringtiefe durch die Simulation bei erhöhtem Gegendruck sehr gut wiedergegeben wird, der Kegelwinkel allerdings



ca. 8 % zu gering berechnet wird. Zudem können die in der Messung beobachteten strahlindividuellen Unterschiede in der Eindringtiefe nicht reproduziert werden. Eine wesentliche Ursache dieses Verhaltens ist in der Initialisierung des Sprays in der Simulation begründet. Im aktuellen Fall werden eine Tropfengrößenverteilung und ein über den Lochquerschnitt konstanter Massenstrom vorgegeben, d.h. die Einflüsse der Düseninnenströmung und die damit verbundene lochindividuelle Anströmung werden hierbei vernachlässigt. Um den angesprochenen Einfluss der Sprayinitialisierung detaillierter betrachten zu können, sind im weiteren Verlauf der Arbeit Sprayuntersuchungen unter Berücksichtigung der Düseninnenströmung geplant. Insgesamt können durch die vorgestellte Methodik zur Strahlmodellierung zwar nicht alle Details der Sprayausbreitung wiedergegeben werden, die für die Berechnung der Gemischbildung entscheidenden Aspekte wie Eindringtiefe und Kegelwinkel werden aber gut abgebildet.

5 Modellierung der Spray-Wand-Interaktion

Wie bereits in Abschnitt 1 angesprochen, ist in Ottomotoren mit Direkteinspritzung die Wandfilmbildung eine wesentliche Ursache für lokal kraftstoffreiche Zonen und damit auch eine entscheidende Partikelquelle. Bezüglich der Wechselwirkung von Einzeltropfen mit Wänden wurden bereits einige Untersuchungen durchgeführt, z.B. [18]. Allerdings treten bei dichten Sprays, wie im Fall der Benzindirekteinspritzung, erhebliche Wechselwirkungen auf, weshalb eine Übertragung der aus den Einzeltropfenexperimenten gewonnenen Ergebnisse auf die Benzindirekteinspritzung nur bedingt möglich ist [15]. Um das Grundverständnis der bei der Spray-Wand-Interaktion auftretenden Vorgänge zu vertiefen, und um weiterhin die in der CFD-Simulation verwendeten Modelle zur Wandfilmbildung und -verdampfung validieren zu können, wurden im Rahmen einer Zusammenarbeit mit der Universität Magdeburg Grundsatzuntersuchungen zur Spray-Wand-Interaktion durchgeführt. Diese sollen im nachfolgenden Abschnitt kurz vorgestellt werden. Im Anschluss werden die Randbedingungen der Modellierung und die Validierung des Spray-Wand-Interaktionsmodells erläutert.

5.1 Versuchsaufbau der Grundsatzuntersuchungen

Im Rahmen der Grundsatzuntersuchungen wurden die bei der Spray-Wand-Interaktion im Ottomotor auftretenden Phänomene vereinfachend durch den Kraftstoffauftrag auf ein beheiztes Blech abgebildet. Wie aus Abbildung 9 ersichtlich, wurde in den Untersuchungen die Wandfilmbildung mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera optisch analysiert. Da aber die optische Auswertung des Wandfilms bereits während der Einspritzung durch den Kraftstoffstrahl und im weiteren Verlauf durch Sekundärtropfen erschwert wird, wurde zusätzlich die Temperaturabsenkung des Blechs aufgrund der Spraykühlung mit einem örtlich und zeitlich hochauflösenden Thermografiesystem ermittelt. Ein entscheidender Parameter, der auch hinsichtlich des Abgleichs mit der Simulation einen wesentlichen Einfluss hat, ist die Dicke des elektrisch beheizten INCONEL-Blechs. Einerseits sollte, um die Durchdringzeit des Temperatursignals möglichst gering zu halten, die Blechdicke so gering wie möglich sein. Andererseits nimmt aber mit abnehmender Blechstärke der Wärmeeintrag in den Wandfilm ab, da die partielle Temperaturabsenkung zunimmt. Daher wur-

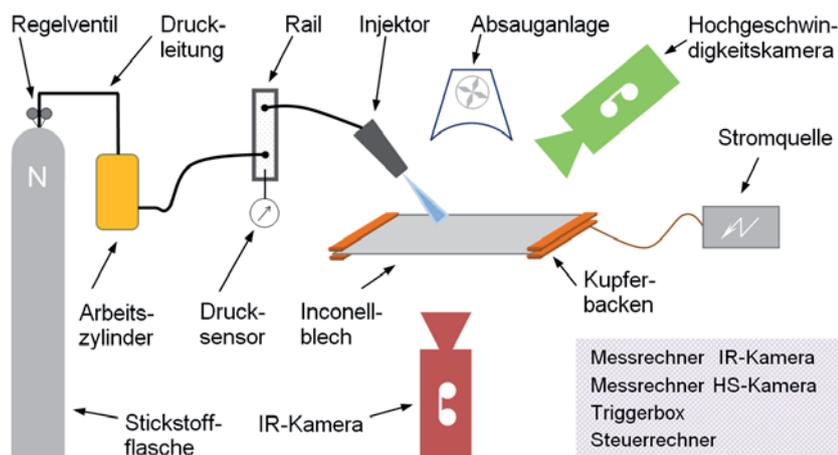


Bild 9: Versuchsaufbau der Untersuchungen zur Spray-Wand-Interaktion [10]

de als Kompromiss in den folgenden Untersuchungen eine Blechdicke von 0,1 mm gewählt. Für eine weiterführende Beschreibung des Versuchsaufbaus sowie der Kalibrierung des Messsystems wird an dieser Stelle auf die Ausführungen von Kufferath et al. [10] verwiesen.

5.2 Modellierung der Spray-Wand-Interaktion in der CFD-Simulation

5.2.1 Randbedingungen

Für die Modellierung der Spray-Wand Interaktion wurde zunächst sowohl das von Mundo et al. [16] als auch das von Kuhnke [11] und Birkhold [3] entwickelte Modell angewandt. In einigen, hier nicht explizit dargestellten Voruntersuchungen konnte jedoch gezeigt werden, dass das Modell nach [16] aufgrund der Vereinfachungen bei der Modellierung der Spray-Wand-Interaktion die Ergebnisse aus den Versuchen nicht in der gewünschten Güte reproduziert. Daher wurde für die in Abschnitt 5.2.2 dargestellte Validierung die Modellierung nach [11] und [3] verwendet.

Die Oberflächentemperatur hat, wie dies auch bereits in einigen früheren Arbeiten [11, 3] gezeigt wurde, einen erheblichen Einfluss auf die Spray-Wand-Interaktion. Daher war in den oben vorgestellten Untersuchungen, neben der optischen Analyse der Wandfilmbildung mit Hilfe der Hochgeschwindigkeitskamera, die thermografische Bestimmung der Temperaturabsenkung ein wesentliches Ziel. Aus diesem Grund sollte auch in der CFD-Simulation die Absenkung der Oberflächentemperatur aufgrund der Spraykühlung berücksichtigt werden. Eine Möglichkeit, dies mit einem höheren, aber noch vertretbaren Rechenaufwand zu berücksichtigen, stellt der in FIRE vorhandene Ansatz zur Modellierung der Wärmeleitung in dünnen Wänden dar [1]. Hierbei wird die Blechoberfläche entsprechend dem Fluidoberflächennetz diskretisiert und die Wärmeleitung innerhalb der Blechoberfläche in lateraler Richtung berechnet. Die Wärmeleitung in Wandnormalenrichtung wird in diesem Fall aufgrund der geringen Blechdicke vernachlässigt. Somit wird jedoch in der Simulation, im Gegensatz zur Messung, bei der die Oberflächentemperatur thermografisch auf der Blechunterseite ermittelt wird, die Temperaturabsenkung auf der Blechoberseite berechnet. Ein Abgleich zwischen Messung und Simulation ist damit aber nur möglich, wenn sowohl die Durchdringzeit des Temperatursignals als auch der Temperaturabfall über das Blech bekannt sind. Um diese genauer bestimmen zu können, wurden, wie in Abbildung 10 skizziert, Berechnungen der Wärmeleitung innerhalb



des elektrisch beheizten Blechs durchgeführt. Dabei wurde nach einer Zeit von 0.5 ms der Wärmeübergangskoeffizient in definierten Sprayspots auf der Blechoberseite sprunghaft auf den aus vorangegangenen Rechnungen bekannten Wert für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Kraftstoff und Wand gesetzt. Aufgrund des dadurch drastisch erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten ergab sich in den Sprayspots eine deutlich reduzierte Oberflächentemperatur des Blechs und die daraus resultierende Wärmeleitung innerhalb des Blechs konnte ermittelt werden.

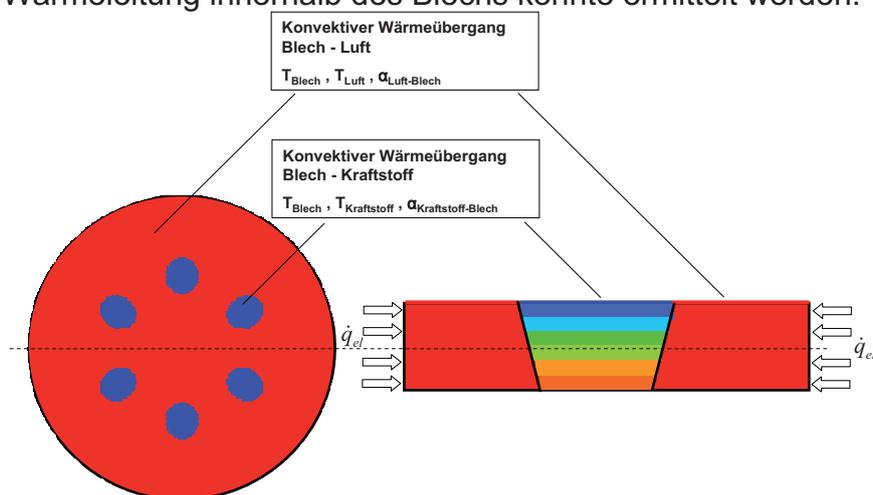


Bild 10: Randbedingungen zur Berechnung der Wärmeleitung innerhalb des elektrisch beheizten Blechs

Abbildung 11 zeigt den Verlauf der Oberflächentemperatur auf der Blechunterseite sowie die prozentuale Differenz der Temperatur zwischen Blechober- und -unterseite.

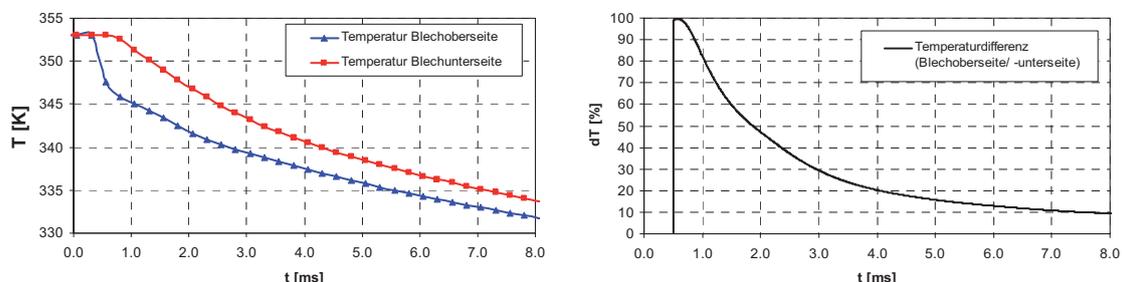


Bild 11: Temperaturverlauf in den Sprayspots (links) und prozentuale Differenz der Temperatur zwischen Blechober- und -unterseite (rechts)

Danach ist ca. 1 ms nach Einspritzbeginn 50% der auf der Blechoberseite vorhandenen Temperaturabsenkung auf der Blechunterseite messbar. Erst ungefähr 6 ms nach Einspritzbeginn ist die Temperaturdifferenz zwischen Blechober- und -unterseite kleiner als 10%. Dementsprechend ist ein direkter Abgleich zwischen den auf der Blechoberseite berechneten und den auf der Blechunterseite gemessenen Temperaturen erst zu Zeiten größer $t = 6$ ms nach Spritzbeginn möglich. Wird ein Abgleich zu früheren Zeitpunkten durchgeführt, muss die entsprechende prozentuale Differenz der Temperaturen berücksichtigt werden. Eine weitere aus den Berechnungen gewonnene Erkenntnis ist die Tatsache, dass die laterale Ausdehnung des Bereiches geringerer Temperatur auf der Blechunterseite kleiner als auf der Blechoberseite ist. Auch dies muss bei nachfolgend dargestellter Validierung des Spray-Wand-Interaktionsmodells berücksichtigt werden.

5.2.2 Validierung des Spray-Wand-Interaktionsmodells

Im Folgenden soll ein erster Teil der Validierung des Spray-Wand-Interaktionsmodells dargestellt werden. Dazu wurden Messungen mit einem im Abstand von 35 mm zentral über dem Blech angeordneten Injektor durchgeführt. Die Blechtemperatur betrug in diesem Fall $T_{\text{Blech}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, der Raildruck wurde auf $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ bar}$ eingestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden sowohl die Messungen als auch die CFD-Simulationen mit dem einkomponentigen Ersatzkraftstoff n-Heptan durchgeführt.

Ein erster optischer Vergleich zwischen den auf der Blechoberseite mit Hilfe der Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen und den in der Simulation berechneten Wandfilmgebieten ist in Abbildung 12 ersichtlich. Unter Berücksichtigung der in der Messung vorhandenen Unsicherheiten bei der zeitlichen Zuordnung zwischen Einspritzbeginn und Kamerasignal kann eine qualitativ gute Übereinstimmung festgestellt werden.

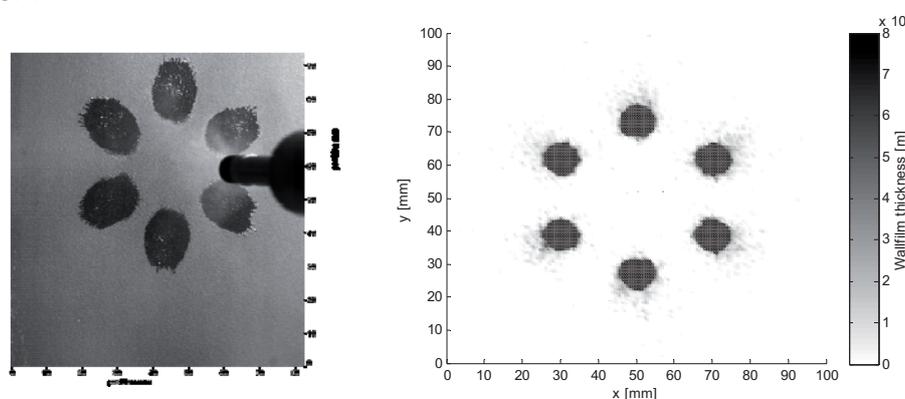


Bild 12: Optischer Vergleich der gemessenen (links) und der berechneten (rechts) Wandfilmgebiete zum Zeitpunkt $t = 4,9 \text{ ms}$ nach Einspritzbeginn

Der im Weiteren erläuterte wesentlichere Teil der Validierung des Spray-Wand-Interaktionsmodells wurde mit Hilfe der auf der Blechunterseite thermografisch gemessenen und der in der Simulation auf der Blechoberseite berechneten Temperaturabsenkung durchgeführt. Wie aus den vorangegangenen Untersuchungen bekannt ist die Temperaturdifferenz zwischen Blechober- und -unterseite erst ca. 6 ms nach Einspritzbeginn kleiner 10 %. Aus diesem Grund ist in Abbildung 13 ein Vergleich der gemessenen (Blechunterseite) und der berechneten (Blechoberseite) Temperaturabsenkung zum Zeitpunkt $t = 7,5 \text{ ms}$ nach SOI gezeigt.

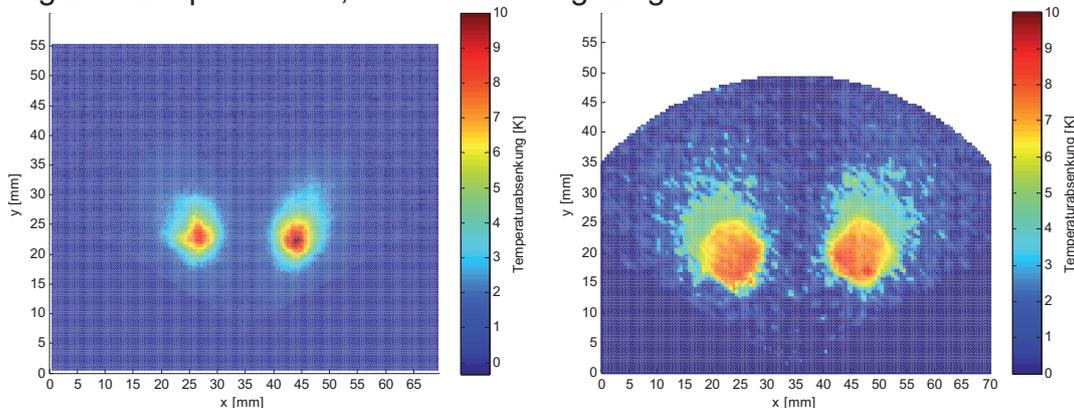


Bild 13: Links: Temperaturfeld aus Messung (Blechunterseite), Rechts: Temperaturfeld aus CFD-Berechnung (Blechoberseite) zum Zeitpunkt $t = 7,5 \text{ ms}$ nach SOI



Berücksichtigt man, dass einerseits in der CFD-Simulation die gesamte in Abbildung 1 gezeigte Modellkette mit den bekannten Unsicherheiten und der anschließenden Berechnung der Wärmeleitung in lateraler Richtung modelliert wurde und andererseits zwischen Blechober- und -unterseite eine geringe Temperaturdifferenz von ca. 5 – 10 % vorhanden ist, kann eine sowohl qualitative als auch quantitative gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Temperaturfeldern festgestellt werden.

6 Anwendung der Modelle unter motorischen Randbedingungen

Im vorliegenden Kapitel soll zum einen die Verifikation der in Kapitel 4 und 5 vorgestellten Modelle unter motorischen Randbedingungen, zum anderen die gute Korrelation der Gemischbildung mit den gemessenen Partikelemissionen aufgezeigt werden. Zur Verifikation der CFD-Berechnungen standen Messergebnisse von dem im nachfolgenden Abschnitt vorgestellten Einzylinder-Forschungsmotor zur Verfügung. Die experimentellen Daten umfassten dabei neben den integralen Daten der Hoch- und Niederdruckindizierung auch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen aus dem Brennraum.

6.1 Versuchsaufbau Einzylinderaggregat

Die Verifikation der CFD-Simulation erfolgte, wie oben angesprochen, anhand der Messergebnisse eines Einzylinder-Forschungsmotors mit zentraler Direkteinspritzung. Die wichtigsten technischen Daten dieses Motors sind untenstehender Tabelle 2 zu entnehmen.

Über einen Endoskopiezugang bestand, wie erwähnt, zusätzlich die Möglichkeit, mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera die Vorgänge während der Einspritzung sowie der anschließenden Verbrennung zu visualisieren. Abbildung 14 zeigt den per Endoskopie sichtbaren Bereich des Brennraums. Dabei sind die für die Rußentstehung wichtigen Bereiche des Brennraums, wie z.B. der Kolben und der Feuersteg, gut einsehbar.

Die Bildaufnahmefrequenz betrug in diesem Fall $f = 6000 \text{ Hz}$, d.h. bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ wird alle 2°KW ein Bild aufgezeichnet.

	Einzylinderaggregat
Hubvolumen	449 cm ³
Hub	85 mm
Bohrung	82 mm
Verdichtungsverhältnis	9,5
Injektor	BOSCH HDEV5, 6-Loch

Tabelle 2: Technische Daten des Einzylinder-Forschungsmotors

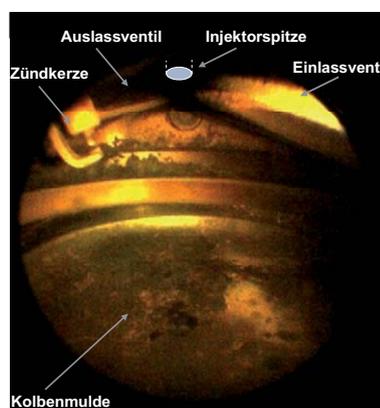


Bild 14: Endoskopische Aufnahme des Brennraums



Für die im Rahmen dieses Beitrags dargestellte Verifikation wurde ein Betriebspunkt im Teillastbereich, bei einer Motordrehzahl von $n_{Mot} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 5 \text{ bar}$, betrachtet. In Abbildung 15 ist links der Verlauf der gemessenen Partikelanzahl, rechts die Schwärzungszahl für eine Variation des Einspritzbeginns bei diesem Betriebspunkt dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der typische Verlauf der Partikelanzahl abhängig von der Einspritzzeit. Ausgehend von einer deutlich erhöhten Partikelanzahl bei frühem SOI, im Bereich von 360 - 340 °KW v. ZOT, sinken die Rußemissionen bis zu einem Optimum bei ca. 300 °KW v. ZOT. Bei einer weiteren Spätverschiebung des Einspritzbeginns steigen die Partikelemissionen wieder sukzessive an. Die Schwärzungszahl zeigt prinzipiell einen ähnlichen Verlauf, allerdings sind aufgrund des großen Messbereichs bei den hier gemessenen geringen Partikelanzahlen kaum Unterschiede zu erkennen.

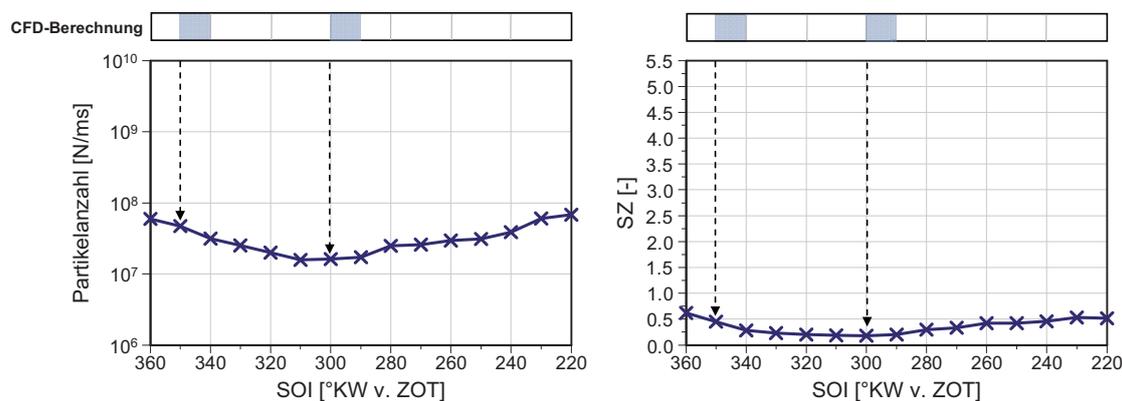


Bild 15: Messergebnisse einer SOI-Variation bei $n_{Mot} = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 5 \text{ bar}$

Um die Korrelation der Gemischbildung mit den gemessenen Partikelemissionen darstellen zu können, wurden, wie in Abbildung 15 gezeigt, CFD-Berechnungen für einen frühen SOI (SOI = 350 °KW v. ZOT) und einen hinsichtlich der Partikelanzahl optimalen Einspritzbeginn (SOI = 300 °KW v. ZOT) durchgeführt. Die entsprechenden Ergebnisse sollen im folgenden Abschnitt erläutert werden.

6.2 Ergebnisse der Verifikation

Für die 3D-Simulation des Ladungswechsels und der Gemischbildung wurde analog zu den in den vorigen Abschnitten dargestellten Berechnungen das CFD-Programm FIRE [1] verwendet. Bei der Diskretisierung wurde, wie in Kapitel 4 angesprochen, besonderes Augenmerk auf die Gitterauflösung im Bereich der Einspritzstrahlen gelegt. Daher kam im Düsenbereich ein strahladaptives Netz mit einer Zellgröße von $\Delta x \approx 70 \mu\text{m} - 100 \mu\text{m}$ zur Verwendung. Dies resultiert, abhängig von der Kolbenposition, in einer maximalen Zellanzahl von bis zu 3,5 Mio. Zellen.

Die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation während des Ladungswechsels und der anschließenden Kompressionsphase ist in Abbildung 16 anhand eines Vergleichs der zylindergemittelten Druck- und Temperaturverläufe erkennbar. Die Simulation wurde in diesem Fall während der Auslassphase mit den Ergebnissen einer im Vorfeld durchgeführten 1D-Simulation initialisiert. Insgesamt ist die Übereinstimmung sehr gut, lediglich im Bereich des Ladungswechsel-OTs sind geringere Abweichungen der mittleren Temperatur vorhanden, die auf die Unsicherheiten in der Modellierung des Wandwärmeübergangs zurückgeführt werden können.

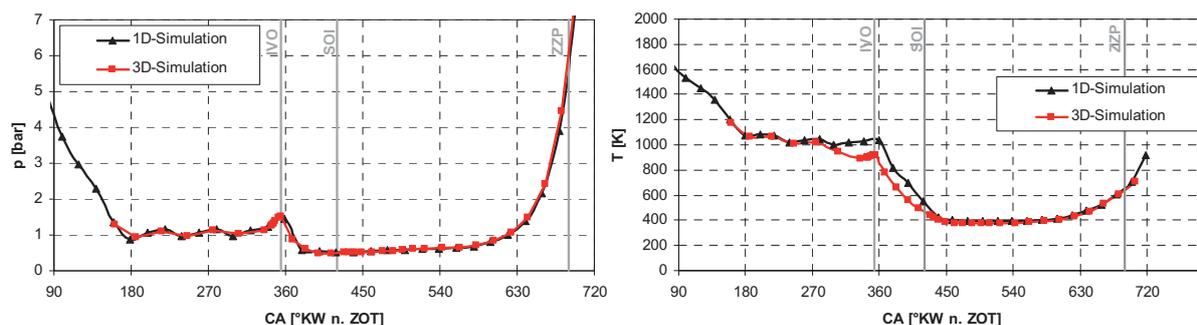


Bild 16: Vergleich der gemessenen und berechneten Druck- und Temperaturverläufe

Zur Analyse der bei dem Betriebspunkt mit früher Einspritzung gemessenen hohen Partikelanzahl wurde, wie in Abbildung 17 gezeigt, die Spray-Wand-Interaktion detaillierter betrachtet.

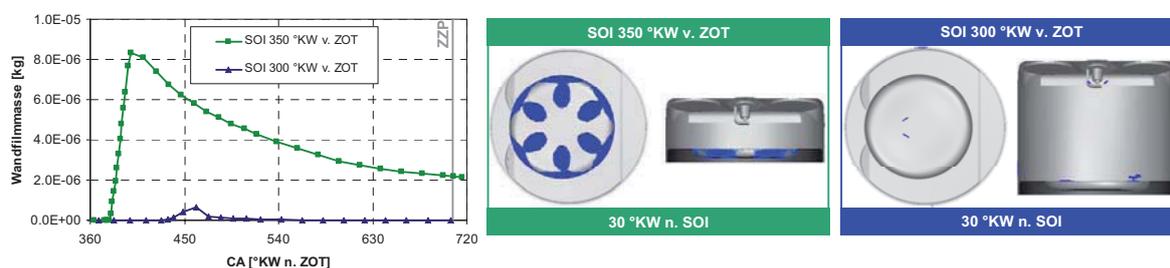


Bild 17: Links: Wandfilmmasse, Rechts: Visualisierung der Wandfilmgebiete

Da aus früheren Untersuchungen [14, 19] bekannt ist, dass sowohl die Ruß- als auch die Wandfilmbildung stark von den schwer siedenden Anteilen im Kraftstoff bestimmt wird, wurden die nachfolgend erläuterten Untersuchungen zur Wandfilmdynamik mit dem Ersatzkraftstoff n-Decan durchgeführt. Dieser repräsentiert hinsichtlich seiner Siedetemperatur von $T_{\text{Sat}} = 174 \text{ °C}$ gut die schwer siedenden Kraftstoffkomponenten. Aus Abb. 17 ist bei der frühen Einspritzung ein deutlich größerer Wandfilmaufbau, im Wesentlichen auf der Kolbenoberfläche, ersichtlich, wohingegen bei dem Betriebspunkt mit späterem SOI die maximale Wandfilmmasse deutlich geringer ausfällt. Die Wandfilmverdampfungsrate wird, wie in Kapitel 3 erläutert, bei mittleren und hohen Reynoldszahlen entsprechend dem Ansatz nach Sill [20], bzw. Himmelsbach [5] ermittelt. Danach ist die Wandfilmverdampfungsrate entscheidend von der Kraftstoffkonzentration in Wandnähe abhängig. Somit ist bei frühem SOI, aufgrund der größeren maximalen Wandfilmmasse und der dadurch erhöhten Kraftstoffkonzentration in Wandnähe, die Verdampfung des Wandfilms signifikant verzögert. Dementsprechend sind hier zum Zündzeitpunkt noch geringe Mengen flüssigen Kraftstoffs im Wandfilm vorhanden. Dies resultiert, wie in Abbildung 18 erkennbar, zum einen in einer schlechteren Homogenisierung, zum anderen in einer Verschiebung der Gemischverteilung hin zu lokal kraftstoffreicheren Zonen. Hier sind, im Fall der frühen Einspritzung, sowohl im Bereich $0,7 < \lambda < 0,8$, als auch in der Zone $\lambda < 0,6$ Gemischanteile zum Zündzeitpunkt vorhanden. Bei der späteren Einspritzung sind dagegen keine für eine Rußbildung relevanten kraftstoffreichen Zonen vorhanden. Demzufolge kann die gemessene hohe Partikelanzahl für den frühen Einspritzbeginn auf die starke Wandfilmbildung zurückgeführt werden.

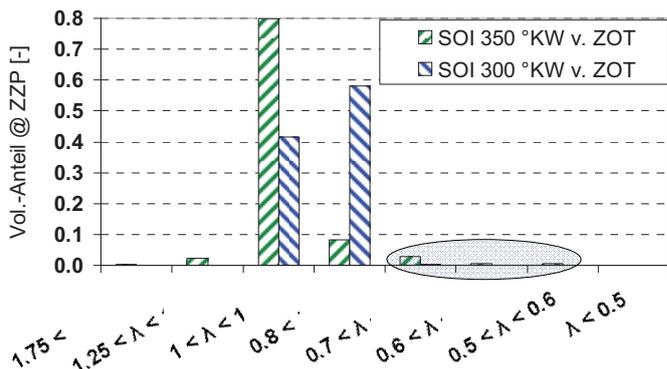


Bild 18: Gemischverteilung zum Zündzeitpunkt



Bild 19: Endoskoptaufnahmen des Brennraums zum Zeitpunkt 20 °KW n. ZOT

Dies korreliert gut mit den über o. g. Endoskopiezugang aufgezeichneten Bildern der Hochgeschwindigkeitskamera. Hier ist, wie aus Abbildung 19 links ersichtlich, bei frühem Einspritzbeginn eine vorgemischte Verbrennung erkennbar. Bei der späten Einspritzung (Abbildung 19 rechts) ist dagegen, bedingt durch die lokal kraftstoffreichen Zonen und entsprechend hohen Temperaturen, deutlich eine nicht vorgemischte Verbrennung auf der Kolbenoberfläche sichtbar, die wiederum für die hohen Partikelzahlen dieses Betriebspunktes verantwortlich ist.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Verminderung der Partikelemissionen zur Einhaltung der im Rahmen der EU6-Gesetzgebung erwarteten Partikelanzahllimitierung erfordert eine detaillierte Analyse der ablaufenden Vorgänge im Motor. Diese kann durch die numerische Simulation essentiell unterstützt werden. Dabei muss jedoch sichergestellt sein, dass die gesamte in Kapitel 1, Abbildung 1, gezeigte Modellkette korrekt beschrieben wird. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen der stochastischen Strahlmodellierung konnte in Kapitel 4 ein guter Abgleich der berechneten Sprayausbreitung mit den entsprechenden experimentellen Daten gezeigt werden.

Die Fokussierung dieses Beitrags lag auf den numerischen Untersuchungen zur Spray-Wand-Interaktion (s. Kapitel 5). Hier ist mit den an der Universität Magdeburg durchgeführten Grundsatzuntersuchungen eine Datenbasis zur Kalibrierung und Validierung der verwendeten Modelle vorhanden. Dabei konnten, mit der entsprechenden Modellierung der Spray-Wand-Interaktion nach Kuhnke und Birkhold, unter Berücksichtigung der Wärmeleitung in dünnen Wänden, sowohl die gemessenen lokalen Ausdehnungen der Wandfilmgebiete als auch die gemessenen Temperaturabsenkungen qualitativ und quantitativ gut reproduziert werden. Für eine weitergehen-



de Validierung der Spray-Wand-Interaktionsmodellierung, insbesondere der Wandfilmverdampfung, sind hier zusätzliche CFD-Berechnungen bei höheren Blechtemperaturen vorgesehen.

Werden die gewonnenen Erkenntnisse auch in der Motorsimulation berücksichtigt, korreliert, wie in Kapitel 6 dargestellt, die Gemischbildung gut mit den gemessenen Partikelemissionen. Somit können die Ursachen der bei der Messung beobachteten Auffälligkeiten, wie z.B. die Abhängigkeit der Partikelemissionen vom Einspritzbeginn, analysiert und erläutert werden.

Ziel der vorgestellten Arbeit ist es, ein durchgängiges Konzept zur Berechnung der Partikelemissionen in Ottomotoren mit Direkteinspritzung bereitzustellen. Ein erster Schritt in diese Richtung soll anhand des vorliegenden Beitrags dargestellt werden. Trotz der gezeigten guten Korrelation zwischen Gemischbildung und Partikelemissionen sind noch einige Einschränkungen hinsichtlich der Modellierung vorhanden. So ist z.B. die Modellierung der Wandfilmbildung und -verdampfung momentan nur über einen einkomponentigen Ersatzkraftstoff möglich. Um dennoch einerseits die Gemischbildung korrekt modellieren zu können und andererseits die für die Wandfilmdynamik relevanten schwer siedenden Anteile im Realkraftstoff berücksichtigen zu können, wurden aktuell die Berechnungen mit dem Ersatzkraftstoff n-Heptan und einem schwerer flüchtigen Ersatzkraftstoff durchgeführt. Ziel ist es hier, eine mehrkomponentige Modellierung der Wandfilmdynamik zu implementieren.

Weiterhin ist die Berücksichtigung der Wandtemperaturabsenkung aufgrund der Spraykühlung in der aktuellen Motorsimulation nicht möglich. Eine der Möglichkeiten dies zu berücksichtigen wäre die Erweiterung des im Rahmen dieses Beitrags vorgestellten Ansatzes zur Modellierung der Wärmeleitung in dünnen Wänden auf bewegte Netze. Alternativ könnte die Initialisierung der Wandtemperaturen intelligenter gewählt werden. Voraussetzung hierfür ist allerdings die Kenntnis der zeitaufgelösten Verläufe der Oberflächentemperatur aus einer entsprechenden Messung. Beide Ansätze sollen im Rahmen dieser Arbeit weiter verfolgt werden.

Literatur

- [1] AVL LIST GmbH, A-8020 Graz, Austria, www.avl.com: FIRE v2009, 2009.
- [2] C. Bai, A. D. Gosman: Mathematical Modelling of Wall Films Formed by Impinging Sprays. SAE-Paper, 960626, 1996.
- [3] F. Birkhold: Selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden in Kraftfahrzeugen: Untersuchung der Einspritzung von Harnstoffwasserlösung. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2007.
- [4] A. Hermann: Modellbildung für die 3D-Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2008.
- [5] J. Himmelsbach: Zweiphasenströmung mit schubspannungsgetriebenen, welligen Flüssigkeitsfilmen in turbulenter Heißluftströmung – Meßtechnische Erfassung und numerische Beschreibung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 1992.
- [6] L. Jing: Charakterisierung der diesel-motorischen Partikelemission. Dissertation, Universität Bern, 1997.



- [7] I.M. Kennedy: Models of Soot Formation and Oxidation. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 23, S. 95-132, 1997.
- [8] C. Krüger: Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation, RWTH Aachen, 2001.
- [9] H. Kubach, K. Mayer, U. Spicher: Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung. Bericht des Projektes Europäisches Forschungszentrum für Maßnahmen zur Luftreinhaltung, 2001.
- [10] A. Kufferath, W. Samenfink, J. Hammer, F. Schulz, M. König, J. Schmidt: Charakterisierung des Wandfilms relevanter Betriebsbedingungen für einen direkteinspritzenden Ottomotor als Grundlage zur Schadstoffminimierung. Motorische Verbrennung (10. Tagung), 2011.
- [11] D. Kuhnke: Spray / Wall-Interaction Modelling by Dimensionless Data Analysis. Dissertation, Universität Darmstadt, 2004.
- [12] Z.A. Mansurov: Soot Formation in Combustion Processes. Combustion, Explosion, and Shock Waves, Vol. 41, No. 6, S. 727–744, 2005.
- [13] G.P. Merker, C. Schwarz: Grundlagen Verbrennungsmotoren. Vieweg + Teubner, 2009.
- [14] P. S. Meyers, O. A. Uyehara, R. DeYoung: Fuel composition and vaporization effects on combustion chamber deposits. U.S. Dept. of Energy, Report-No. DOE/CS/50020-1, 1981.
- [15] A. L. N. Moreira, A. S. Moita, M. R. Panão: Advances and challenges in explaining fuel spray impingement: How much of single droplet impact research is useful? Progress in Energy and Combustion Science 36, S. 554-580, 2010.
- [16] C. Mundo, M. Sommerfeld, C. Tropea: On the Modelling of Liquid Sprays Impinging on Surfaces. Atomization and Sprays, Vol. 8, Issue 6, S. 625-652, 1998.
- [17] S. Pflaum, G. Wachtmeister, M. Mackovic, G. Frank, M. Göken: Wege zur Rußbildungshypothese. 31. Internationales Wiener Motorensymposium, 2010
- [18] W. Samenfink, A. Elsässer, K. Dullenkopf, S. Wittig: Droplet interaction with shear-driven liquid films: analysis of deposition and secondary droplet characteristics. International Journal of Heat and Fluid Flow 20, S. 462–469, 1999.
- [19] H. Sandquist, I. Denbratt, A. Ingemarsson, J. Olsson: Influence of fuel volatility on emissions and combustion in a direct injection spark ignition engine. SAE-982701, 1998.
- [20] K. H. Sill: Wärme- und Stoffübertragung in turbulenten Strömungsgrenzschichten längs verdunstender welliger Wasserfilme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 1982.
- [21] A. Velji, K. Yeom, U. Wagner, U. Spicher, M. Roßbach, R. Suntz, H. Bockhorn: Investigations of the formation and oxidation of soot inside a direct injection spark ignition engine using advanced Laser-Techniques. SAE-Paper, 2010-01-0352, 2010.



Optische Analysemethoden für die Brennverfahrensentwicklung

Christian Schwenger

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Vor dem Hintergrund des klimatischen Zielkonfliktes der endlichen fossilen Ressourcen und der notwendigen individuellen Mobilität für wirtschaftlichen Wohlstand beschäftigen sich nationale und internationale Diskussionen mit den ökologischen und ökonomischen Auswirkungen des Klimawandels auf unsere Lebensbedingungen sowie mit nachhaltigen Lösungsansätzen. Vor allem durch die politische Einflussnahme hat sich in den letzten Jahren die Kraftstoffverbrauchsreduzierung zur Senkung des CO₂-Ausstoßes und die drastische Limitierung schädigender Abgase als eine der wichtigsten Herausforderungen in der Motorenentwicklung erwiesen. Diese Herausforderungen können bewältigt werden, indem die erwiesenermaßen noch immer vorhandenen physikalischen Potentiale der Verbrennungskraftmaschine weiter ausgeschöpft werden. Damit einher geht die systematische und permanente Weiterentwicklung der Messtechnik, mit der die Potentiale entdeckt und die Lösungen zu ihrer Erschließung in Forschung und Entwicklung erarbeitet werden.

Einen bedeutsamen Bereich in der Forschung und Entwicklung von Verbrennungsmotoren nehmen seit vielen Jahrzehnten die optischen Messtechniken ein [17]. Das Hauptziel dieser Arbeit ist es nun, im Rahmen einer vorangestellten Studie optische Messtechniken und -verfahren für die Brennverfahrensentwicklung im industriellen Entwicklungsfeld zu identifizieren, durch deren Informationsgewinnung aktuelle und zukünftige Forschungs- und Entwicklungsvorhaben zielführend unterstützt werden können. Als Ergebnis der Studie sind zwei sowohl in ihrer Technologie als auch in der Anwendung nicht themenverwandte optische Verfahren ausgewählt, die nun im Rahmen der Arbeit für die Anwendung an den Versuchsträgern an die gegebenen Randbedingungen angepasst und weiterentwickelt bzw. hinsichtlich ihres Mess- und Auswerteverfahrens neu entwickelt werden.

Das Verständnis des ottomotorischen Prozesses ist durch die optischen Messtechniken maßgeblich erweitert worden [8], [9], [15], [16], [20]. Moderne Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung und Hochaufladung werfen dabei neue Problemstellungen in Form von irregulärer Verbrennung auf, zu deren Lösung optische Messtechniken einen Teil beitragen können. Durch Kombination vorhandener messtechnischer Komponenten wird ein neues Messverfahren entwickelt, welches Selbstzündungsphänomene sowohl zeitlich als auch räumlich hochaufgelöst lokalisieren kann. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Adaption optischer Sonden bei seriennahen Mehrzylindermotoren durch kleine Bauräume und geringe Zugänglichkeit am Ventiltrieb oder an den Peripheriegeräten erschwert wird. Die Eingriffe am Versuchsträger sollen zudem das Brennverfahren möglichst nicht verfälschen.

Zur Einhaltung der strengen Abgasgrenzwerte für Partikelemissionen wird in dieselmotorischen Anwendungen ein Partikelfilter eingesetzt, der neben seiner Hauptaufgabe vor allem einen Kraftstoffmeherverbrauch durch den Filtergedruck und die Regeneration verursacht. Dabei sind aufgrund des großen Energiebedarfs bereits geringfügige Veränderungen mit hohen Wirkungsgradverbesserungen behaftet, so



dass hier ein großes Forschungspotential vorliegt. Im zweiten Teil der Arbeit wird ein messtechnischer Ansatz entwickelt, mit dem die Wirkungsgradpotentiale von Dieselpartikelfiltern vor allem für On-/Off-Highway Anwendungen messtechnisch erfasst und Optimierungsmaßnahmen abgeleitet werden können.

2 Physikalischer Hintergrund der untersuchten Phänomene

Die Weiterentwicklungen der ottomotorischen Brennverfahren, die eine Erhöhung der Prozesstemperaturen und -drücke (z. B. Steigerung des Low-End-Torque) vorsehen, werden aktuell durch wirkungsgradbegrenzende Verbrennungsanomalien teilweise zurückgehalten. Bei Ottomotoren können unterschiedliche Formen von irregulärer Verbrennung auftreten, die in ihrer Wirkung teilweise ähnlich sind, jedoch nicht zwingend die gleiche Ursache haben müssen. Als erster Schritt bei der Analyse von Verbrennungsanomalien sind daher eine genaue Definition der in Frage kommenden Phänomene sowie eine exakte Abgrenzung zwischen ihnen unumgänglich. Darüber hinaus treten bei zumeist hochaufgeladenen Motoren gelegentlich Selbstzündungen vor der elektrischen Funkenzündung auf. Die Ursachen dieser als Vorentflammung charakterisierten irregulären Verbrennung sind noch nicht endgültig erforscht [3], [5], [10], [11], [18], [19]. Vorentflammungen sind bei hochaufgeladenen Ottomotoren im Vollastbetrieb bei niedrigen Drehzahlen zu beobachten [4]. Sie weisen Ähnlichkeiten mit dem Extremklopfen wie auch mit der Glühzündung auf, werden als begrenzender Faktor bei der Erhöhung der Mitteldrücke in Ottomotoren angesehen und verlaufen weitestgehend deflagrativ. Hierbei wird die Verbrennung gegen Ende der Kompressionsphase, aber vor der eigentlichen gewollten Zündung mittels Zündkerze, durch die Selbstzündung eingeleitet. Dabei ist niemals selbsterhaltendes oder gar selbstverstärkendes Verhalten zu beobachten. Stattdessen tritt die Vorentflammung ähnlich wie Extremklopfen stochastisch auf. Die durch die ungewollte Selbstzündung einsetzende Erhöhung der Temperatur und des Brennraumdrucks überlagert sich mit der Kompression. Dadurch tritt klopfende Verbrennung mit erheblichen Klopfamplituden auf. In Abbildung 1 ist der Druckverlauf einer Selbstzündung im Vergleich zu einem normalen Druckverlauf aufgetragen.

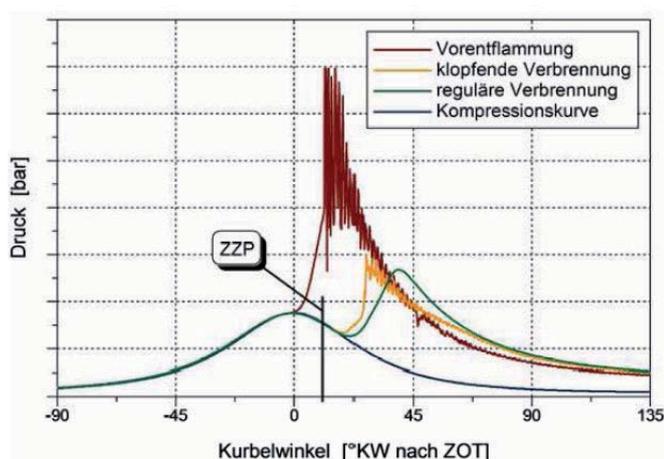


Abbildung 1: Beispielhafte Zylinderdruckverläufe [19]

Der frühe Druckanstieg, noch vor dem Zündzeitpunkt, ist bei der Vorentflammung deutlich zu erkennen. Als mögliche Ursachen für die Vorentflammung gelten im Allgemeinen:



- Restgas: Radikale im zurückgehaltenen Abgas beeinflussen die Vorentflammungshäufigkeit.
- Entzündung an heißen Bauteilen (z. B. Zündkerze, Auslassventil) [5], [18].
- Öltröpfchen und Ablagerungen im Brennraum: Entzündung an heißen, gelösten Partikeln im Brennraum bzw. feinsten Öltröpfchen, welche sich von den Zylinderkopfwänden o. ä. gelöst haben. Speziell durch die höhere Zündwilligkeit der Ölpartikel wird diese Theorie bestärkt [19].
- Wechselwirkung des Kraftstoffs mit dem Ölfilm an der Zylinderwand [21].
- Entzündung an sog. „hot spots“, d. h. Inhomogenitäten in der Temperaturverteilung mit lokalen Temperaturspitzen [1].

Aufgrund der enormen Klopfamplituden und der daraus resultierenden Gefahr von Motorschäden wird die Vorentflammung als eine der zentralen Herausforderungen bei der Entwicklung zukünftiger Downsizing-Motoren angesehen.

2.1 Filtrationsmechanismen

Die Wirkungsweise des Dieselpartikelfilters beruht auf den drei physikalischen Grundsätzen der Diffusion, Impaktion und Interzeption (siehe Abbildung 2). Bei sehr kleinen Partikeln im Nanobereich erfolgt eine Ablenkung vom Abgasmassenstrom aufgrund der BROWNSchen Diffusion.

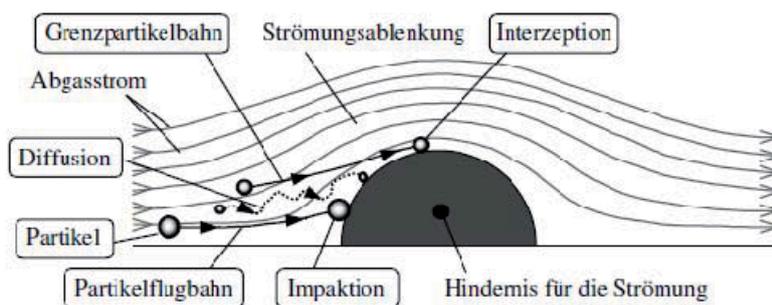


Abbildung 2: Filtrationsmechanismen [12]

Erfolgt ein Kontakt mit dem Filtermedium bleibt der Partikel haften. Die Filterwirkung durch Diffusion wird durch die Verweilzeit im Medium, die Porenstruktur, die Partikelgröße und die Temperatur charakterisiert [12]. Die Schleppkraft ist deutlich größer als die Massenkraft. Die kleinen Partikel folgen den Stromlinien auch um kleinste Hindernisse und können somit nur durch Diffusion abgeschieden werden. Grundlage für eine erfolgreiche Abscheidung durch die relativ langsame Diffusion ist eine geringe Strömungsgeschwindigkeit bei einer ausreichenden Filtertiefe. Eine Anlagerung von Partikeln mit verschwindend geringer Massenträgheit in Folge von Interzeption erfolgt nach Unterschreiten der Grenzpartikelbahn durch Anlagerung an der Oberfläche. Große Partikel können wegen der hohen Massenträgheit der Strömung nicht folgen und werden bei einem Strömungshindernis durch Impaktion an der Oberfläche des Filtermediums abgeschieden. Damit die angelagerten Partikel nicht wieder von der Strömung mitgerissen werden, müssen diese zuverlässig zurückgehalten werden. Die durch die Van-der-Waals-Kraft resultierende Haftkraft muss dabei größer als die Strömungskraft sein. Bei kleinen Partikeln ist der Schwerpunktsabstand sehr gering, daraus folgen ein hoher Haftdruck und eine gute Rückhaltung. Mit zunehmender Beladung lagern sich an den abgeschiedenen Partikeln weitere an und große Agglomerate können entstehen. Der Durchmesser vergrößert sich und

kann zu einer Ablösung der Agglomerate führen, was charakteristisch für grobporige Faser-Tiefenfilter ist. Der Abscheidegrad lässt sich nach der Anzahl (PZAG) oder der Masse (PMAG) der abgeschiedenen Partikeln angeben. Vor allem die Anzahl der sehr kleinen Partikeln ist von höherer Relevanz, da diese das größere Gefährdungspotential für den Menschen darstellen.

3 Entwicklung eines Messsystems zur optischen/druckindizierten Untersuchung der irregulären ottomotorischen Verbrennung

Für die Entwicklung eines maßgeschneiderten optischen Messsystems mit minimal-invasivem Eingriff an einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung zur räumlich und zeitlich hochaufgelösten Detektion von Vorentflammungen werden im Rahmen der Arbeit verschiedenartig kombinierte messtechnische Verfahren zur zwei- und dreidimensionalen Visualisierung untersucht, am Versuchsträger ausgeführt und hinsichtlich des technischen und finanziellen Aufwands für die Adaption am Motor im industriellen Entwicklungsfeld bewertet. Im vorliegenden Beitrag werden die Untersuchungen mit einer Lichtleiterzündkerze und einer High-Speed-Kamera sowie die dafür zu entwickelnden Auswertelgorithmen und möglichen Grenzfälle der Detektion vorgestellt.

3.1 Auswertelgorithmen zur Detektion von Selbstzündorten

Die messtechnische Erfassung der sondenindividuellen Lichtleiterverläufe liefert nach Definition eines Schwellenwertes den Zeitpunkt, an dem erstmals Licht detektiert wird (siehe Abbildung 3). Die ermittelten Ankunftszeiten reihen die Sonden in eine chronologische Rangfolge, aus der eine grobe Abschätzung der Lage des Selbstzündortes abgeleitet werden kann. Die Abschätzung ist für eine grundlegende Ursachenforschung dieser Phänomene jedoch zu ungenau. Durch die Anwendung mathematischer Verfahren, die der Vermessungskunde entnommen sind, kann bei der Auswertung die Abschätzung maßgeblich verfeinert werden.

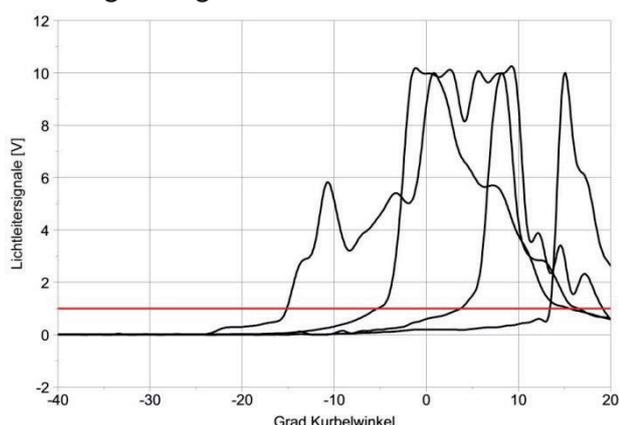


Abbildung 3: Definierte Schwellenwerte liefern sondenindividuelle Ankunftszeiten

Allgemein können durch die bekannten Koordinaten einer Anzahl von Punkten in einem kartesischen Koordinatensystem weitere sogenannten Neupunkte (analog: Selbstzündorte) mit unbekanntem Koordinaten durch Messung von Richtungen, Winkeln, Strecken und Streckendifferenzen bestimmt werden. Die numerische Berechnung eines unbekanntem Zündortes von Verbrennungsanomalien kann über die



netzweise Bestimmung von mindestens drei bekannten Punkten (analog: optische Sonden) mithilfe von Dreiecken geschehen. Aus der Mathematik können für die netzweise Bestimmung von Punkten drei Verfahren angewandt werden: Die Triangulation (vom lat. *angulus* = Winkel, dreifache Angulation), die Trilateration (vom lat. *latus* = Seite) und daraus kombinierte Verfahren. Die Triangulation ist ein der Geodäsie entnommenes Positionsbestimmungsverfahren zur Landesvermessung. Zur Bestimmung der fehlenden Punktkoordinaten werden möglichst alle im Netz auftretenden Dreieckswinkel auf direktem Wege gemessen. Zusätzlich wird zur Festlegung des Maßstabes der Figur mindestens eine Seite gemessen.

Die Trilateration, ein der Triangulation vergleichbares Verfahren, basiert auf der Streckenmessung der drei Seiten eines Dreiecks, woraus sich alle anderen Größen zur Definition eines Dreiecks herleiten lassen. Das Verfahren wird von GPS-Empfängern zur Positionsbestimmung auf der Erdoberfläche verwendet. Die Empfänger gleichen dazu die Signale von mindestens drei Satelliten im GPS zeitlich ab. Das Verfahren nutzt direkte, optische Entfernungsmessungen, die messtechnisch aus Laufzeitmessungen realisiert werden. Aus der räumlichen Lage zweier Punkte kann dann aufgrund geometrischer Beziehungen im Dreieck ihr Abstand berechnet werden. Die Methode dient vornehmlich dazu, die räumliche Lage von Messpunkten zueinander auf der Basis von einfachen Abstandsmessungen schnell und mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen und ist somit als Basisalgorithmus prädestiniert für die Lokalisierung von Vorentflammungen. Zur zweidimensionalen Positionsbestimmung genügen drei bekannte Punkte unter der Voraussetzung, dass sich der Empfänger auf der Erdoberfläche befindet. Analog dazu liefert das auf den Verbrennungsmotor angewandte Verfahren eine planare Aussage, jedoch nicht, ob die Verbrennungsanomalie am Brennraumdach oder auf dem Kolbenboden seinen Ursprung hat. Mithilfe von vier oder mehr Satelliten kann eine absolute Position im Raum oder eben zusätzlich die Höhe über der Erdoberfläche bestimmt werden. Transferiert man diesen Ansatz wieder auf das beschriebene Ortungsproblem, muss eine zusätzliche, seitlich adaptierte, optische Sonde in die Auswertung mit einbezogen werden, um die Höhenposition in axialer Richtung zur Kolbenbewegung zu berechnen. Die beschriebene Problemstellung (GPS-Ortung durch positionsbekanntes Satelliten) bzw. das vorgestellte mathematische Verfahren kann direkt auf die Problemstellung zur Detektion einer Selbstzündung mit unbekanntem Entstehungsort im Brennraum transferiert werden. Der zu ermittelnde Startzeitpunkt einer Vorentflammung (siehe Kapitel 0) entspricht der Loslaufzeit eines vom Satelliten ausgesandten Signals. Die Ankunftszeit an der Sonde berechnet sich über den ersten sichtbaren Anstieg im Spannungsverlauf der Lichtleitersignale. Die Zeitdauer, berechnet in [°KW] entspricht der Flammenlaufzeit. Die Geschwindigkeit der deflagrativen Flamme in diesem Betriebspunkt kann einerseits aus den vorangegangenen Zyklen berechnet werden und bildet die analoge Rechengröße zur Laufzeit von Satellitensignalen. Andererseits kann die Berechnung auch im Zyklus der Selbstzündung erfolgen. Die Positionsdaten der optischen Sonden werden aus den CAD-Daten der Zugänge übernommen und in das übergeordnete Koordinatensystem des Zylinders eingerechnet. Somit können um die definierten Punkte (optische Sonden) Kreise mit nach der Formel

$$s = v_{Fl} \cdot t \text{ (Radius = Flammengeschwindigkeit} \cdot \text{Laufzeit)}$$

berechnetem Radius (entspricht der zurückgelegten Strecke) eingezeichnet werden. Abbildung 4 veranschaulicht die geometrische Darstellung der Lösung.

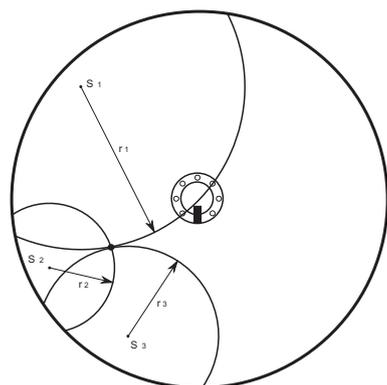


Abbildung 4: Geometrische Bestimmung des Selbstzündortes

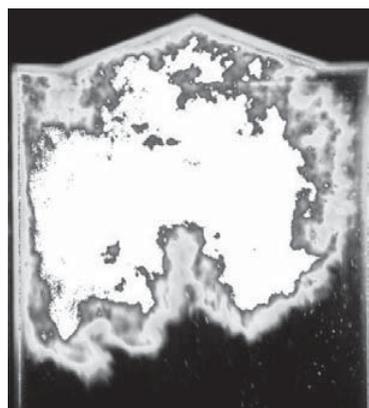


Abbildung 5: Ausbreitung einer turbulenten Flammenfront [6]

Bei der Messung der Ankunftszeiten der Flamme an der Sonde ist zu erwarten, dass die gemessenen Größen aufgrund kleiner, unvermeidlicher Messungenauigkeiten zu unscharfen Ergebnissen führen werden. Die Ursache ist mit der turbulent gefalteten Ausbreitung der ottomotorischen Flamme zu begründen (Abbildung 5). Grundsätzlich wird die Ausbreitung einer deflagrativen Flammenfront in der Auswertung als sphärisch angenommen [15]. Abbildung 6 zeigt exemplarisch den Fehler bei der Detektion der ankommenden Flammenfront. Abbildung 7 zeigt die geometrische Veranschaulichung des berechneten Ergebnisses aus den Daten der Abbildung 3. Die Kreise bilden keinen gemeinsamen Schnittpunkt, es lässt sich daraus keine eindeutige Lösung für die Lage der Selbstzündung berechnen, wengleich durch die Eingrenzung des Ortes eine abgegrenzte Lösungsmenge entsteht. Um Messfehler zu minimieren, kann darüber hinaus die mathematisch hinreichende Anzahl geometrischer Größen zur eindeutigen Bestimmung eines Neupunktes um weitere Größen ergänzt werden. Mit zunehmender Anzahl der optischen Sonden werden Messungenauigkeiten besser erfasst, so dass Ausreißer zuverlässig erkannt und eliminiert werden können. Die nachfolgend erläuterte Berechnung eines Vorentflammungspunktes basiert auf der geometrischen Veranschaulichung der Lösung nach Abbildung 4.

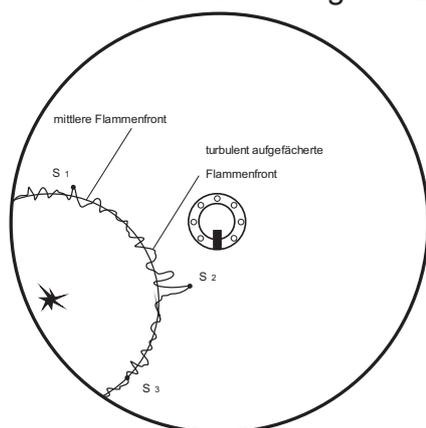


Abbildung 6: Schematische Darstellung einer fehlerhaften Flammendetektion

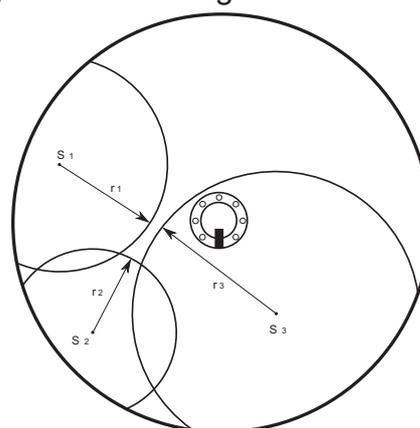


Abbildung 7: Nichteindeutige Bestimmung des Selbstzündortes einer Vorentflammung

Die Graphik zeigt drei beliebig im Brennraum angeordnete Lichtleitersonden mit bekannten Koordinaten (Einzelsonden im Zylinderkopf und/oder Sonden in einer Zünd-



kerze), die als erste Sonden die Flammenfront detektierten. Die messtechnisch erfassten Ankunftszeiten liefern drei sondenindividuelle Laufzeiten t_1 , t_2 und t_3 , aus denen nach der Formel für den Radius die Flammenaufstrecken berechnet werden können. Die aus den Zeiten ersichtliche Reihenfolge der Flammenankünfte an den Sonden ermöglicht die bereits erwähnte überschlägige Eingrenzung des Selbstzündortes. Der Rechenalgorithmus der Trilateration beruht auf dem Kosinus-Satz, der zur Berechnung fehlender Dreiecksseiten oder -winkel in beliebigen Dreiecken herangezogen werden kann. In der Anordnung können verschiedene Dreiecke aus jeweils zwei ortsbekanntem Sonden und dem Vorentflammungspunkt gebildet werden. Mit den bekannten und zusätzlich berechneten Größen der einzelnen Dreiecke lassen sich mit Hilfe der analytischen Geometrie die kartesischen Koordinaten des Vorentflammungspunktes ermitteln. Durch Einsetzen der definierten Größen in den Kosinus-Satz erhält man die folgenden drei Gleichungen:

$$\begin{aligned}a^2 &= (r_1)^2 + (r_2)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha) \\a^2 &= (r_1)^2 + (r_3)^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \cos(\beta) \\3a^2 &= (r_2)^2 + (r_3)^2 - 2 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot \cos(\alpha + \beta)\end{aligned}$$

Wegen der Gültigkeit des Kosinussatzes in nichtrechtwinkligen Dreiecken lässt sich jede Lage der Selbstzündung im Brennraum berechnen, unabhängig von der Anordnung der Sonden zueinander und vom Abstand zum Selbstzündort. Beim kombinierten Einsatz der optischen Messtechniken kommen die Strecken-, Richtungs- und Winkelmessungen an geometrischen Grundfiguren wie Dreiecken und Vielecken mit Diagonalen und Durchstoßgeraden gemeinsam zum Einsatz [2]. Hierfür wird zusätzlich das Prinzip der Triangulation verwendet, welches generell auf der Bildung von Dreiecken basiert, wobei jeweils eine Seitenlänge und zwei Winkel bekannt sein müssen, um mittels des Sinussatzes auf die unbekanntem Längen schließen zu können. Die gemessenen Daten liefern die unbekanntem Größen, so dass die Gleichungssysteme numerisch gelöst werden können.

3.2 Detektion des Brennbeginns bei Verbrennungsanomalien

Mit Kenntnis der Flammenlaufzeit zu mindestens drei Sonden ermittelt der Algorithmus den Selbstzündort. Die Laufzeit berechnet sich dabei aus der Differenz aus Flammenankunftszeit und Startzeitpunkt, der dem Brennbeginn der Verbrennungsanomalie entspricht. In dieser Arbeit wurden die nachfolgend aufgelisteten Verfahren zur Ermittlung des Brennbeginns untersucht und hinsichtlich ihrer Genauigkeit und möglichen Anwendung bewertet:

1. Ermittlung des Beginns der Verbrennungsanomalie aus dem Druckverlauf
2. Optische Erfassung des Beginns der Verbrennungsanomalie
3. Überschlägige Abschätzung des Beginns der Verbrennungsanomalie mit nachfolgend beschriebenem Korrekturverfahren.

Der Beginn einer Verbrennungsanomalie kann aus den indizierten Druckdaten abgeleitet werden (1.). Dafür wird zunächst der gemittelte Druckverlauf aus den Druckverläufen der gemessenen Zyklen des Betriebspunktes ohne Zyklen mit irregulärer Verbrennung berechnet. Durch die vor der elektrischen Funkenzündung auftretende Selbstzündung verändert sich der Druckverlauf in der Kompression signifikant. Der erste von null verschiedene Wert der Differenzkurve aus der Selbstzündung und regulärer Verbrennung ergibt den Startzeitpunkt der Selbstzündung. Bei dieser Detektionsmethode nimmt der räumliche Abstand des Selbstzündortes zum Drucksensor



großen Einfluss auf die Güte der exakten Erfassung des Zeitpunktes. Der Druckanstieg in unmittelbarer Nähe des Sensors wird sich im Signalverlauf rascher auswirken als in einer in Bezug auf die Bohrung weiten Entfernung. Ferner analysierte HUYNH [7] in seinen Untersuchungen zur räumlichen Flammenausbreitung bei Dieselmotoren, dass das erste Lichtsignal stets vor dem Zeitpunkt des 5%-Kraftstoffumsatzpunktes zu detektieren ist. Das zeigt zum einen die gute Ansprechempfindlichkeit der Lichtleitermesstechnik im niedrigen Wellenlängenbereich und verdeutlicht zum anderen, dass der Startzeitpunkt einer irregulären Verbrennung mit deflagrativem Charakter über das Drucksignal bzw. über den Heizverlauf erst mit einiger Verzögerung detektiert werden kann. Neben der Sensorposition kommt hier vor allem der Effekt zum Tragen, dass erst nach Ablauf einiger reaktionskinetischer Verzweigungsreaktionen ein signifikanter Anstieg des Brennraumdrucks zu erwarten ist. Die Auswertung des Brennbeginns über das Brennraumdrucksignal zur Erfassung der ersten Wärmefreisetzung ergibt demnach einen sehr späten Startzeitpunkt. Der daraus resultierende Fehler ist aber in seiner Größe begrenzt. Durch die niedrigen Drehzahlen, bei denen Vorentflammungen auftreten, hat die Unschärfe bei der Bestimmung des Brennbeginns keinen signifikanten Einfluss auf die Rechenergebnisse. Die Flammengeschwindigkeit liegt in diesem frühen Verbrennungsstadium im Bereich von $v_{Fl} = 10 - 15 \text{ m/s}$, so dass Ungenauigkeiten bei der Festlegung des Brennbeginns einen Fehler von wenigen Millimetern zur Folge haben. HUYNHs Analyse [7] eröffnet damit eine weitere Methode (2.) zur Detektion des Brennbeginns. Über einen am Versuchsträger applizierten endoskopischen Zugang kann mittels High-Speed Kamera oder einer Vielfachlichtleitermesstechnik der Beginn der chemischen Umsetzung des Kraftstoffs (OH- / CH-Strahlung) aufgrund der hohen spektralen Empfindlichkeit der Systeme im UV-Bereich auf optischem Wege detektiert werden. Der große Öffnungswinkel des Endoskops garantiert die visuelle Abdeckung des Brennraums, so dass die Ereignisorte vollständig erfasst werden können. Ist die Adaption eines Endoskopzugangs am Versuchsträger nicht vorgesehen, besteht die Möglichkeit, den Brennbeginn der Verbrennungsanomalie zunächst überschlägig abzuschätzen und anschließend den Fehler über ein Korrekturverfahren wieder auszugleichen (3.). Für die Abschätzung muss der Brennraumbereich, in dem sich die Selbstzündung ereignet, maßgeblich eingegrenzt werden können. Damit lässt sich aus der möglichen Flammenlaufstrecke und der bekannten Flammengeschwindigkeit (bei deflagrativem Charakter) der frühestmögliche Brennbeginn der Selbstzündung berechnen. Zur Fehlerkorrektur wird das nachfolgend beschriebene Verfahren eingesetzt, das den Fehler vollständig erfasst und korrigiert.

3.3 Korrekturverfahren des Auswertalgorithmus

Zur Präzisierung des Algorithmus und speziell zur Behebung des im vorherigen Kapitel beschriebenen Fehlers durch die Abschätzung wird ein Korrekturverfahren angewandt, das wiederum aus der Satellitentechnik stammt. GPS-Empfänger verfügen im Gegensatz zu Satelliten für gewöhnlich nicht über atomgesteuerte Uhren, wodurch mit einem Uhrenfehler bei der Synchronisation zu rechnen ist, der sich bereits bei kleinen zeitlichen Differenzen erheblich auf die Signallaufzeit auswirkt. Eine Hundertstel-Sekunde führt zu einer Fehlbestimmung der Position um ca. 3000 km. Um eine eindeutige Positionsbestimmung durchzuführen, sind in einer zweidimensionalen Welt zur vereinfachten Darstellung der Erdoberfläche die Signale von drei Satelliten notwendig. Überträgt man diesen Sachverhalt auf die Aufgabenstellung, so wird die Notwendigkeit von drei Sonden für die Detektion im ebenen Brennraum (OT-



nahe Lage) ersichtlich. Die drei Schnittpunkte S_1 , S_2 und S_3 aus den Kreisen der drei Sonden grenzen das Gebiet der Selbstzündung nun maßgeblich ein (siehe Abbildung 8). Die Korrektur der groben Eingrenzung wird mathematisch ermittelt. Die Koordinaten der drei Schnittpunkte können mittels linearer Algebra im kartesischen Koordinatensystem berechnet werden.

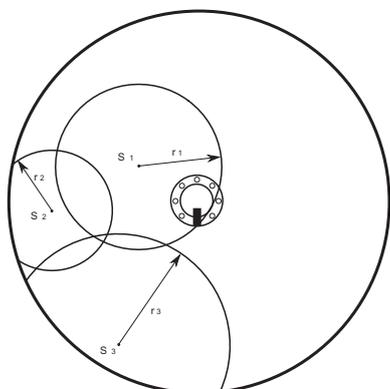


Abbildung 8: Eingrenzung des Selbstzündortes

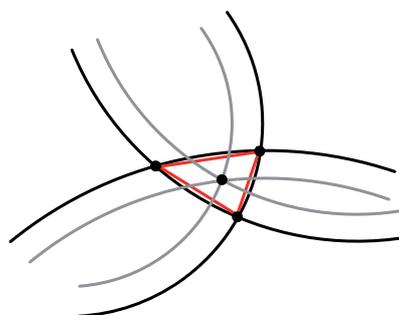


Abbildung 9: Schwerpunktberechnung des Dreiecks

Daraus leiten sich die Größen (Längen und Winkel) des Dreiecks ab. Schließlich wird der Schwerpunkt des Dreiecks über die numerische Lösung der Kreisgleichung mit Fallunterscheidung ermittelt (Abbildung 9), dessen Koordinaten dem Entstehungsort der Verbrennungsanomalie entsprechen.

3.4 Analyse der irregulären Verbrennung mit einer Lichtleiterzündkerze und bildgebender Messtechnik

Um ein Messsystem aufzubauen, welches eine räumliche Lokalisierung einer Selbstzündung ermöglicht, wird am Versuchsträger zusätzlich zur Lichtleiterzündkerze über einen optischen Zugang mit 90° -Neigung zur Kerzenachse ein Endoskop adaptiert, welches das ausgekoppelte Licht an eine UV-fähige High-Speed-Kamera weiterleitet (Abbildung 10). Zudem kann die optische Detektion des Beginns der Selbstzündung mittels Kamerasystem angewandt werden. Um die Tiefeninformation eindeutig erfassen zu können, werden die Lichtsignale der beiden fest positionierten Systeme synchronisiert. Dazu müssen zunächst die Koordinatensysteme der beiden planaren Messmethoden in einem übergeordneten Bezugssystem zusammengefügt werden, da sie nicht in derselben Projektionsebene positioniert sind (Abbildung 11).

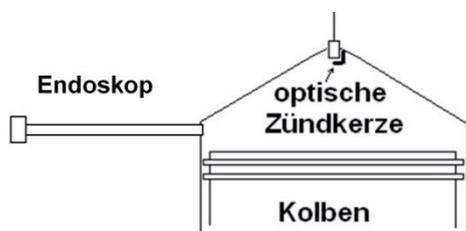


Abbildung 10: Anordnung der beiden Messtechniken am Versuchsträger

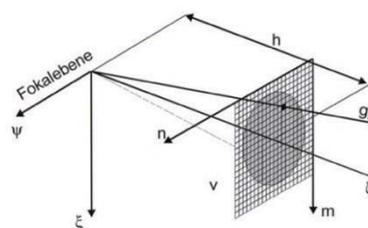


Abbildung 11: Übergeordnetes Bezugssystem der beiden Messtechniken [13]

Neben der räumlichen Zuordnung erfolgt durch die synchronisierte Ereignistriggerung beider Messsysteme die zeitliche Zuordnung der aufgezeichneten Signal-



verläufe. Im übergeordneten Bezugssystem (Weltkoordinatensystem) kann die Lage der einzelnen Koordinatensysteme zueinander durch Translationsvektoren bestimmt werden [2]. Die Transformation zwischen beiden Systemen erfolgt allgemein durch eine Translation und eine Rotation und ist durch die aus den CAD-Daten des Zylinderkopfes bekannten Positionen von Zündkerze und optischem Zugang eindeutig bestimmt. Zudem ist eine Kalibrierung der optischen Systeme mit derselben Lichtquelle notwendig, um beide Systeme auf das gleiche Empfindlichkeitsniveau einzustellen.

3.5 Untersuchung von Selbstzündungsereignissen

Die kartesischen Koordinatensysteme für die Bildebenen der Lichtleiterzündkerze (x,y) und der Kamera (y,z) stehen in der vorliegenden Anordnung im 90° -Winkel zueinander. Somit verlaufen die jeweiligen y -Achsen parallel und lassen sich im übergeordneten Bezugssystem (x,y,z) zusammenfassen. Die ebene Bildinformation der Kamera für die Berechnung einer Zündortgeraden muss zunächst gemäß der inneren Abbildungsvorschrift der Kamera in den Raum übertragen werden. Jedem Pixel des Kamerabildes wird eine Gerade im Raum zugewiesen, die die Rückprojektion des Punktes in den Brennraum beschreibt. Bei einer Selbstzündung vor der Funkenzündung ist die Strahlungsemission im Allgemeinen zunächst nur im Kamerabild zu sehen und kann deshalb zuverlässig als Startzeitpunkt der Selbstzündung verwendet werden. Aufgrund der hohen Temperaturen, die zur Selbstzündung in der Kompressionsphase führen, emittieren die Moleküle während der Kraftstoffumsetzung hohe Strahlungsintensitäten. In Abhängigkeit des Abstandes zwischen Zündort und Endoskopzugang werden jedoch unterschiedliche Volumina des Beobachtungskegels (Raumwinkelelement) erfasst, die zu unterschiedlichen Strahlungsintensitäten führen [13]. Verbindet man die Lage dieser ersten, punktförmigen Lichtemission mit der punktförmig definierten Position des Endoskopzugangs in der Fokalebene der Kamera, kann die Zündortgerade durch einen Vektor in den Koordinaten des Bezugssystems (x,y,z) ausgedrückt werden [13]. In Abbildung 12 sind mögliche Zündorte entlang der „Schattengeraden“ zwischen Kameraendoskop und Zündort dargestellt. Diese Gerade entsteht durch senkrechte Projektion in die (x,y)-Ebene des Bezugssystems. Die Strecke der Geraden zur Lagebestimmung des Zündortes kann aus dieser Analyse nicht entnommen werden, entsprechend fehlt die Tiefeninformation.

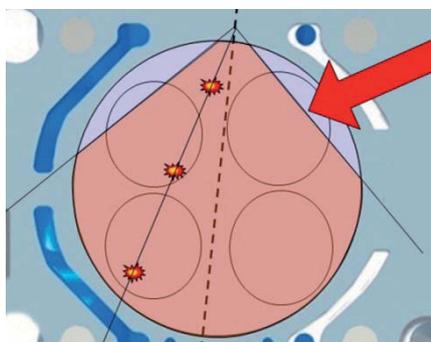


Abbildung 12: Zündortgerade zwischen Ereignis und Kameraendoskop [1]

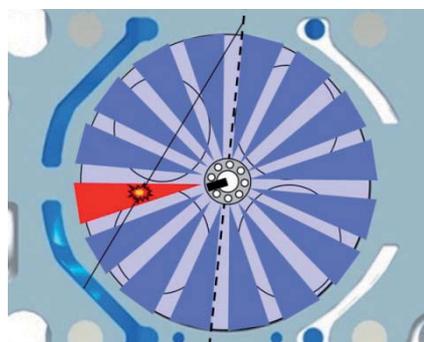


Abbildung 13: Synchronisierung der Lichtsignale aus Kamera und LLZK [1]

Die berechnete Zündortgerade kann nun in die Auswertung der Lichtleitersignale nach dem Trilaterationsverfahren zur Ermittlung der fehlenden Tiefeninformation ein-



gebunden werden (Abbildung 13). Die Auswertelgorithmen liefern nicht nur die Winkellage des Ereignisses, womit die Tiefe auf der Geraden bestimmt ist, sondern auch den radialen Abstand von der Zündkerze bei bekannter Flammenausbreitungsgeschwindigkeit. Damit wird eine Plausibilitätsbetrachtung zur Verifizierung der Lage der Geraden im Brennraum ermöglicht. Dies ist jedoch nur möglich, wenn die Flamme die Zündkerze vor der regulären Funkenzündung erreicht. Abschließend wird die fehlende Tiefeninformation der Lichtleitersignale aus der durch die Kamera erfassten vertikalen Lage des Ereignisses berechnet. Dazu ist eine waagerechte Projektion der Zündortgeraden in die (x,z)-Ebene vorzunehmen. Über die geometrische Beziehung im Dreieck kann die Höhe über dem Kolben ermittelt werden (Abbildung 14). In Abbildung 15 ist in sechs Graphiken die Entwicklung der Selbstzündung aufgezeigt. Die erste Lichtemission der Selbstzündung ist bei 538,0°KW zu erkennen. Aus ihrer Position kann die Zündortgerade ermittelt werden. Zum Zeitpunkt 542,0°KW (2°KW n. OT) wird der Funken der Zündkerze sichtbar. Danach verschmelzen die beiden Zündherde zu einer Flamme mit deflagrativem Charakter.

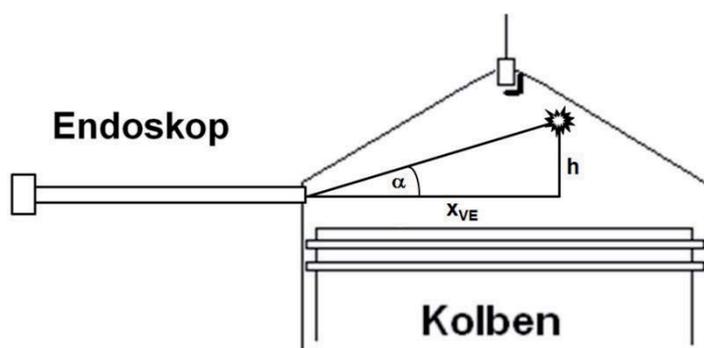


Abbildung 14: Projektierte Zündortgerade, Höhenberechnung der Selbstzündung

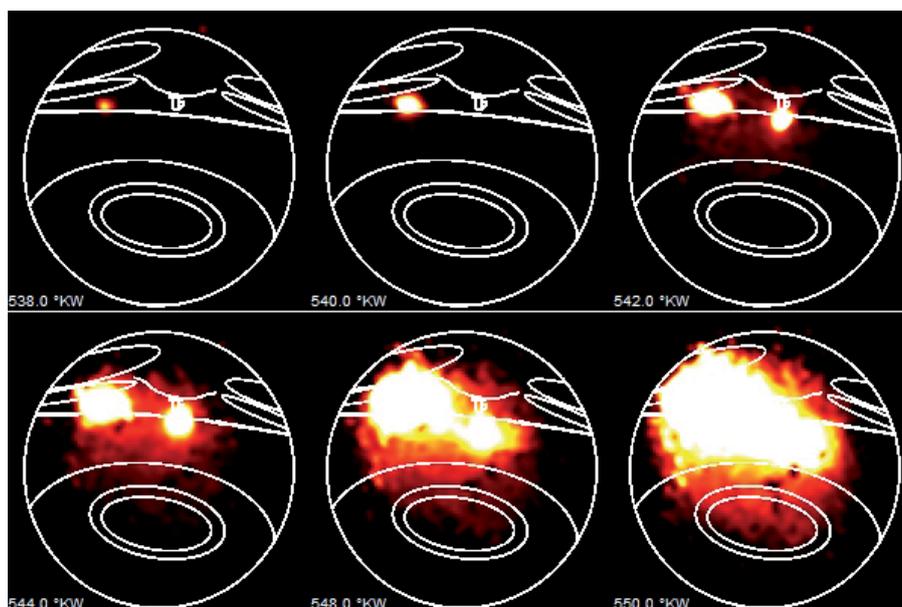


Abbildung 15: Entstehung einer Selbstzündung vor der elektrischen Funkenzündung



3.6 Zusammenfassung und Grenzfälle

Die Kombination der optischen Messtechniken aus Lichtleiterzündkerze und High-Speed-Kamera stellt ein dreidimensionales Messsystem dar. Durch die Anordnung der beiden Systeme kann aus den Signalverläufen mittels verschiedener Algorithmen die Position eines Selbstzündortes in allen drei Dimensionen präzise bestimmt werden. Die Adaption am Versuchsträger lässt sich mit überschaubarem finanziellem und technischem Aufwand realisieren. Durch die direkte Sicht auf die Zündkerze kann die Phase von der Funkenzündung über den Brennverzug bis zur Entflammung und Ausbreitung der Flamme optisch erfasst und die relevanten Kenngrößen des Brennverfahrens können exakt gemessen werden. Die hohe Präzision des Verfahrens wird vor allem bei der Analyse von Selbstzündungen vor der elektrischen Funkenzündung erreicht. Die Zündpunktmethode erfasst räumlich abgegrenzte, einzelne Zündorte und führt lediglich in Brennraumrandbereichen zu ungenauen Ergebnissen. Das Verfahren eignet sich nur unzureichend zur räumlichen Beurteilung der Flammenausbreitung und kann nicht zur Flammenrekonstruktion herangezogen werden. Eine zerstörungsfreie Anwendung des Endoskops im gefeuerten Betrieb ist nur mit entsprechender Kühlung möglich. Dies führt zu einem veränderten Wandwärmübergang am optischen Zugang, so dass hier mit einer lokalen Brennraumtemperaturabsenkung gerechnet werden muss [13]. Dies könnte zur Folge haben, dass die Häufigkeit der Selbstzündungen in unmittelbarer Nähe der Sonde zurückgeht.

4 Optische und numerische Strömungsuntersuchungen am Dieselpartikelfilter

Im Rahmen der Untersuchungen am Dieselpartikelfilter zur Ableitung von Optimierungspotentialen wurden verschiedene optische Messtechniken und numerische Simulationsverfahren eingesetzt. Der vorliegende Beitrag zeigt die Strömungsuntersuchungen mit der Particle-Image-Velocimetry.

4.1 Filterbeladung und -regeneration bei konstanter Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Für die grundlegenden Untersuchungen bei einer konstanten Motordrehzahl ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$) sind insgesamt drei Betriebspunkte definiert. Neben den beiden Betriebsstrategien für die Beladung und Regeneration wird ein dritter Betriebspunkt zur Durchführung der Visualisierung der Filteranströmung eingestellt. Mit dem Messbetriebspunkt wird für die optische Messung ein konstanter Abgasvolumenstrom garantiert, womit die Anströmrichtung und -geschwindigkeit des Abgases vor dem Filter in den unterschiedlichen Beladungszuständen vergleichbar wird. Zudem kann in der Beladungsphase nach erfolgter Reinigung der mit Ruß belegten Gläser die optische Messung im verschmutzungsfreien Betriebspunkt durchgeführt werden. Der Betriebspunkt ist so gewählt, dass keine Änderung des Filterbeladungszustandes eintreten kann ($\lambda > 2$; $T_{\text{vDPF}} < 350^\circ\text{C}$). In

Abbildung 16 sind die Lage des Endoskop-Sichtfeldes und die Geschwindigkeitskomponenten U (parallel zur Filteroberfläche) und V (senkrecht zur Filteroberfläche, parallel zur Strömungsrichtung) der Anströmgeschwindigkeit schematisch dargestellt. Abbildung 17 zeigt die mit kleinsten Partikeln visualisierte Strömung.

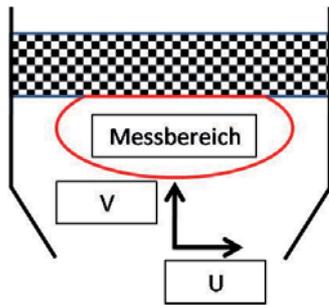


Abbildung 16: Schematische Darstellung des Messbereichs PIV

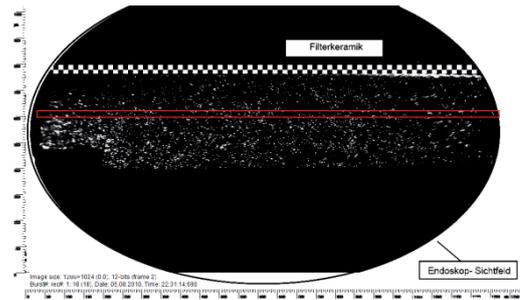


Abbildung 17: Mie-Streulicht der Partikel in der Messebene

Um die Anströmung während der Beladung beurteilen zu können, wird die Beladung in zwei Schritten durchgeführt. Nach dem ersten Beladungsvorgang bis zu einem Filtergedruck von $\Delta p_{DPF} = 94$ mbar erfolgt die Strömungsvisualisierung, bevor im zweiten Schritt der Gegendruck auf 198 mbar erhöht wird.

Am unbeladenen Filter stellt sich das in Abbildung 18 dargestellte Strömungsbild ein. Die ungeordneten, ausgegrauten Vektoren oberhalb der Filteroberfläche sind auf das Grundrauschen des CCD-Chips zurückzuführen, die in der PIV-Routine mitberechnet werden. Im unteren Sichtfeld des Endoskops befinden sich im ausgegrauten Bereich ebenso ungeordnete Geschwindigkeitsvektoren.

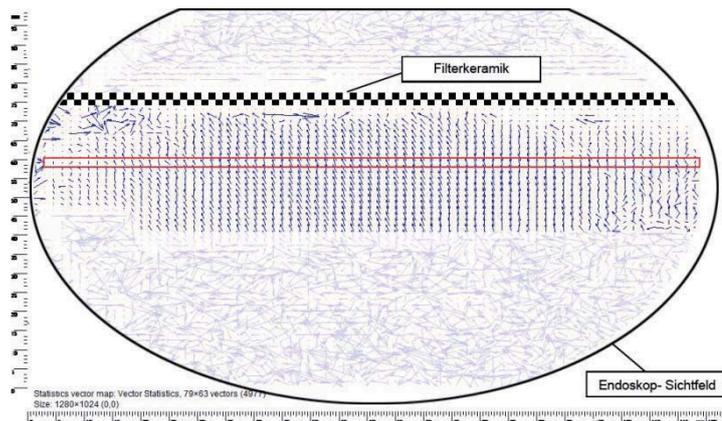


Abbildung 18: Strömungsbild bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$, Beladungszyklus, unbeladen

Sie sind mit den höheren Strömungsgeschwindigkeiten in einiger Entfernung zur Filteroberfläche begründet, die sich infolge des Staudrucks vor dem DPF zum Filter hin deutlich verringern. Die Größen der Interrogation areas in den Auswertalgorithmen sind auf die Geschwindigkeitswerte direkt vor dem Filter parametrisiert. Das Abgas strömt nahezu senkrecht auf die Oberfläche des Partikelfilters. Im mittleren und linken Bereich sind leichte Tendenzen zur links-gerichteten Strömung zu erkennen. In der quantitativen Betrachtung des Geschwindigkeitsprofils in Abbildung 19 ist diese Tendenz durch die negativen Werte für die U-Vektoren über die gesamte Filterbreite verdeutlicht. Beim anliegenden Abgasvolumenstrom $\dot{V}_{Abgas} = 110 \text{ m}^3/\text{h}$ ergeben sich sehr kleine Geschwindigkeiten zwischen $v_U = 0 - 0,5 \text{ m/s}$ und für die V-Komponente zwischen $v_V = 1 - 1,5 \text{ m/s}$ im Messbereich. Die gemittelte Absolutgeschwindigkeit beträgt $v_m = 1,6 \text{ m/s}$.

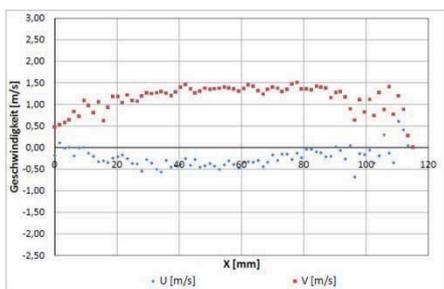


Abbildung 19: V_{Abgas} -profil bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$, unladen

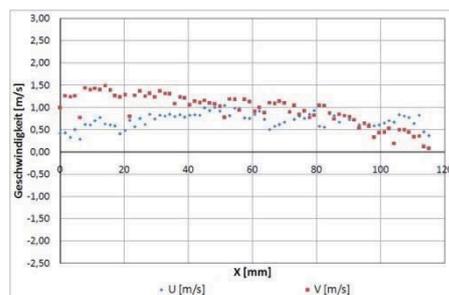


Abbildung 20: V_{Abgas} -profil bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$, Beladung, $\Delta p_{DPF} = 94 \text{ mbar}$

In der folgenden Abbildung 21 (in Abbildung 20 zugehöriges Geschwindigkeitsprofil) ist die Filteranströmung $\Delta p_{DPF} = 94 \text{ mbar}$ Filterdruck visualisiert. Dies entspricht etwa 50% der maximalen Filterbeladung in diesen Untersuchungen. Die Strömung ist nun sichtbar nach rechts gedreht und strömt damit in Richtung des asymmetrisch angeordneten Abgasstrangs nach dem Filter. Dafür scheinen zwei Faktoren verantwortlich zu sein, die sich in ihrer Wirkung darüber hinaus verstärken. Die Strömung geht mit zunehmender Filterbeladung den Weg des geringsten Widerstands durch den Filter und tendiert deshalb nach rechts. Daraus folgt eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung des durchströmenden Mediums im Filter, mit geringeren Werten im linken, dem Auslass abgewandten Bereich und höheren Werten im rechten, stärker angeströmten Filterbereich. Das hat zur Folge, dass die Anlagerungsprozesse bei unterschiedlichen Randbedingungen stattfinden. Dabei sinkt mit zunehmender Durchströmgeschwindigkeit der Abscheidewirkungsgrad des Filters. Im umgekehrten Sinne setzen sich die Filterkanäle der linken Seite aufgrund der effizienteren Abscheidung schneller mit Rußpartikeln zu.

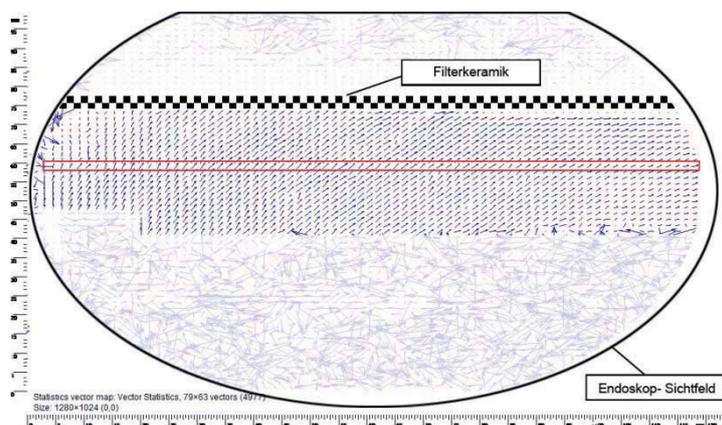


Abbildung 21: Strömungsbild bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$, Beladung, $\Delta p_{DPF} = 94 \text{ mbar}$

Dies hat wiederum zur Folge, dass sich das Widerstandsgefälle innerhalb des Filters zwischen linkem und rechtem Bereich weiter verstärkt. Die Strömung tendiert mit zunehmender Beladung nach rechts, dies ist in Abbildung 22 dargestellt.

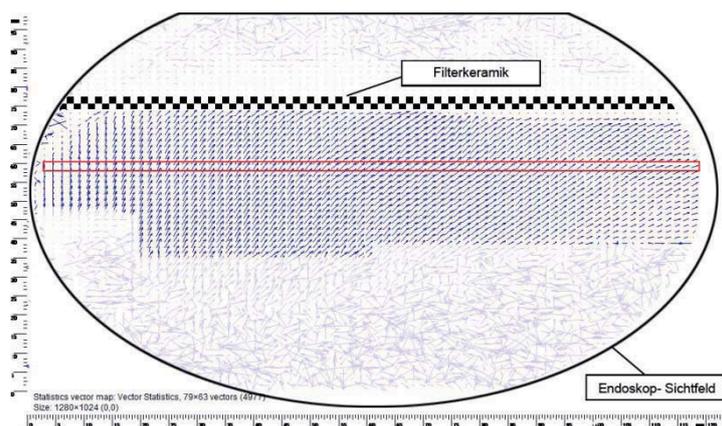


Abbildung 22: Strömungsbild bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$,
Beladung, $\Delta p_{DPF} = 198 \text{ mbar}$

Bei der weiteren Beladung auf $\Delta p_{DPF} = 198 \text{ mbar}$ Filtergegendruck sinkt der Volumenstrom leicht auf $\dot{V}_{Abgas} = 108 \text{ m}^3/\text{h}$ und damit auch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit auf $v_m = 0,7 \text{ m/s}$, wie in Abbildung 23 dargestellt ist. Die Geschwindigkeitswerte der beiden Vektoren verdeutlichen durch ihre zunehmende Annäherung die im 45° -Winkel nach rechts gerichtete Filteranströmung. Es ist zu vermuten, dass das Abgas ausschließlich durch noch nicht vollständig zugesetzte Filterkanäle im rechten Teil des Filters außerhalb des Sichtbereichs strömt. Die Beladung des Filters wird bei $\Delta p_{DPF} = 198 \text{ mbar}$ gestoppt. Die in Abbildung 22 und Abbildung 23 dargestellte Filteranströmung und ihr Geschwindigkeitsprofil bilden somit den Ausgangszustand der Regeneration ab, die in der Folge eingeleitet wird.

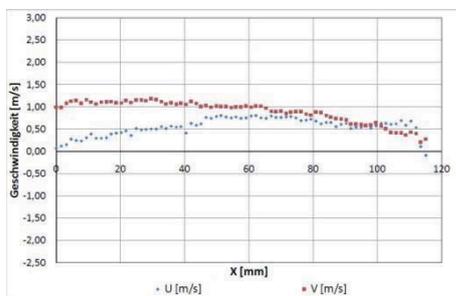


Abbildung 23: V_{Abgas} -profil bei
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$,
Beladung, $\Delta p_{DPF} = 198 \text{ mbar}$

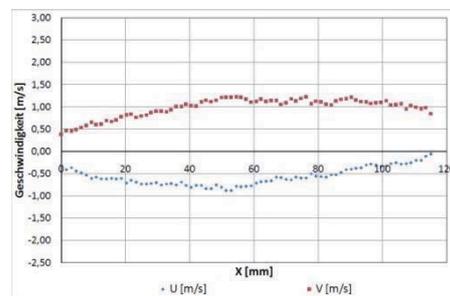


Abbildung 24: V_{Abgas} -profil bei
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$,
Regeneration, $\Delta p_{DPF} = 141 \text{ mbar}$

Während der Regeneration bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{mi} = 18 \text{ bar}$ (Vollast) steigt der Filtergegendruck auf knapp 500 mbar an. Bei $\Delta p_{DPF} = 160 \text{ mbar}$ ist der Filter vollständig regeneriert, so dass sich bei anschließender Einstellung des Betriebspunktes zur Filterbeladung wieder der ursprüngliche Filtergegendruck $\Delta p_{DPF} = 50 \text{ mbar}$ einstellt. Abbildung 25 zeigt die Anströmung des teilregenerierten Partikelfilters. Für die optische Messung, die gleichermaßen im Betriebspunkt „Messen“ durchgeführt wird, wird der Regenerationsvorgang im teilregenerierten Bereich bei einem Gegendruck von $\Delta p_{DPF} = 120 \text{ mbar}$ unterbrochen, bevor im zweiten Schritt die Regeneration des Partikelfilters vollständig abgeschlossen wird. Die Anströmung ist nun im gesamten Beobachtungsfeld mit erhöhten Geschwindigkeitsvektoren und einer deutlichen Linksrichtung dargestellt. Im ersten Regenerationsabschnitt mit beginnender Vollbe-

ladung des Filters findet der Rußabbrand vornehmlich im linken Teil des Filters statt. Der Filter heizt sich in diesen Bereichen mit großen Rußablagerungen stärker auf, so dass die Regeneration hier schneller abläuft als im rechten Filterbereich (Abbildung 26 und Abbildung 27). Dieses Phänomen führt zu einer inhomogenen Temperaturverteilung im Filter und provoziert schwerwiegende Schädigungen des Filters. Zum einen entstehen dadurch thermische Spannungen innerhalb des Filters und zum anderen können die zulässigen Höchsttemperaturen lokal überschritten werden, ohne dass die globale Temperaturüberwachung kritische Werte meldet.

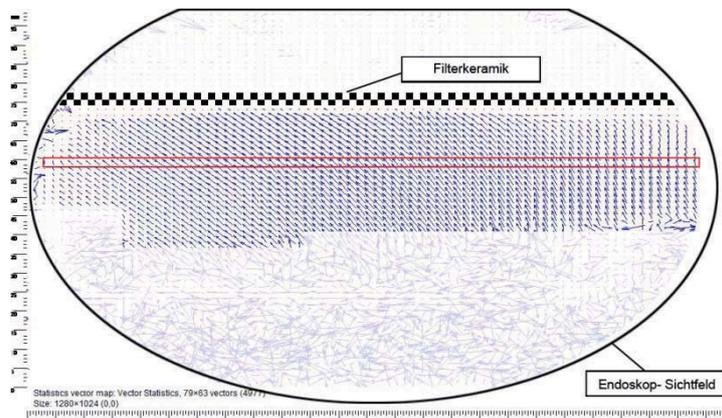


Abbildung 25: Strömungsbild bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$,
Regeneration, $\Delta p_{DPF} = 141 \text{ mbar}$



Abbildung 26: Freie Filteroberfläche
nach der Regeneration [14]

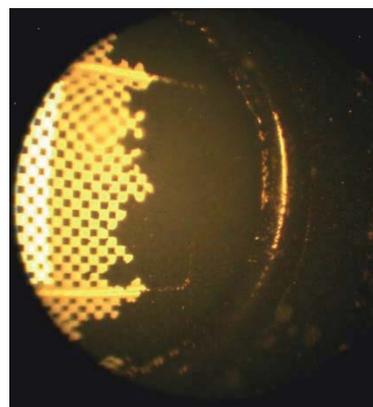


Abbildung 27: Rußbehaftete Filteroberfläche am rechten Rand nach
partieller Regeneration [14]

4.2 Zusammenfassung der Strömungsuntersuchungen am Partikelfilter

Für die Entwicklung von Partikelfiltern, vor allem im On-/Off-Highway-Bereich, liefert die Differenzdrucküberwachung nur Aussagen über den mittleren Zustand des Filters. Mögliche Defekte des DPFs sind aber meist auf lokale, inhomogene Verteilungen des Rußes zurückzuführen und können damit nicht geklärt werden. Zur Erweiterung des Kenntnisstandes über die lokale Rußverteilung ist die optische Messtechnik prädestiniert, da sie die zeitlich und örtlich hochaufgelöste Visualisierung der Filteranströmung ermöglicht. Die Visualisierung mit PIV zeigt anschaulich erhebliche Unterschiede der Anströmung bei unterschiedlichen Volumenströmen sowie in der



Beladung und Regeneration des Filters. Aus dem Anströmverhalten kann auf die lokale Rußverteilung im Filter geschlossen werden. Bereiche mit hohem Rußanteil bewirken in der Regeneration nach Einleitung des Rußabbrandes lokal sehr hohe Temperaturen. Dadurch bedingte thermische Spannungen und überhöhte Spitzentemperaturen führen zu irreparablen Schäden der Filterstruktur. Die hier nicht vorgestellten Untersuchungen mit der LDA-Messtechnik zeigen eine Korrelation der lokal aufgelösten Wabeneintrittsgeschwindigkeit mit der Filterbeladung. In Kombination mit einem Partikelzähler nach Filter kann eine Grenzgeschwindigkeit für die Durchströmung bestimmt werden, oberhalb der der Abscheidewirkungsgrad eines DPFs schlechter wird. Mit diesem Versuchsaufbau lassen sich zudem Materialien (z. B. Substrate für das Coating) experimentell hinsichtlich ihres Einflusses auf den Wirkungsgrad erproben. Zu hohe Durchströmgeschwindigkeiten im Filter können zum Versagen des Anlagerungsprozesses „Diffusion“, der auf einer langsamen Durchströmgeschwindigkeit beruht, führen, vor allem für sehr kleine Partikel mit karzinogener Wirkung. Die Ergebnisse zeigen darüber hinaus, dass die Filteranströmung bzw. -beladung bei jeder gemessenen Drehzahl ein differierendes Verhalten aufweist. Für die optimale Filteranströmung bedeutet dies eine kompromissbehaftete Lösung bei der Auslegung auf die transienten Betriebszustände am Filter.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden faseroptische und bildgebende Messtechniken und -verfahren zur Analyse der irregulären Verbrennung eingesetzt. Für die räumlich und zeitlich hochaufgelöste Lokalisierung der Zündherde als Ursprung der irregulären Verbrennung wurden Auswertelgorithmen mit trigonometrischen Verfahren der Trilateration und Triangulation entwickelt. Für die Algorithmen und das Korrekturverfahren zur zuverlässigen, rechnerischen Bereinigung von Messfehlern ist das GPS-Navigationssystem die gedankliche Vorlage. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass mit einem auf einen seriennahen Versuchsträger und das zu detektierende Phänomen optimal angepassten Messverfahren die Detektion der Selbstzündung zuverlässig gelingt. Die Auswertelgorithmen mit Korrekturverfahren berechnen aus den Lichtsignalen den räumlich hochaufgelösten Zündort. Dies bildet die Basis für die grundlegende Ursachenforschung von Selbstzündungen an modernen Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung und Hochaufladung. Die Verfahren werden in aktuellen Forschungsprojekten mit angepasster Struktur eingesetzt.

Die Visualisierung der Filteranströmung mit der Particle-Image-Velocimetry zeigt anschaulich die unterschiedlichen Betriebszustände während der Beladung und Regeneration des Filters. Die dabei gemessene, teilweise schlagartige Veränderung der Filteranströmung („Umklappen“ der Strömung) bei zunehmender Rußbeladung des Filters und der dadurch bedingten inhomogenen Rußverteilung veranschaulicht die Möglichkeit zur Optimierung der Anströmung und zur optimalen Auslegung der Filtergröße. Die optische Messtechnik detektiert zudem Bereiche, in denen eine partielle Regeneration stattfinden und in der Folge zu schweren Filterschädigungen führen kann. Mit den vorgestellten Untersuchungsmethoden kann Einfluss auf den Filterwirkungsgrad, die Partikelabscheidung und die Filtergröße sowie die Filtermaterialien genommen werden, um effiziente Partikelfilter zu entwickeln, die vor allem in On-/Off-Highway-Anwendungen zur Erreichung zukünftiger Emissionsgrenzwerte zum Einsatz kommen können. Durch den minimalinvasiven Eingriff der optischen Komponenten am Versuchsträger ist ihre Adaption in nahezu jeglicher Konfiguration realisierbar.



Literatur

- [1] Dahnz C. Palaveev S. Schwenger C. und Spicher U.: Faseroptische Untersuchungsmethoden zur Analyse von Verbrennungsanomalien in Ottomotoren, in Ottomotorisches Klopfen – irreguläre Verbrennung, IAV GmbH, 2010, Berlin, 2010.
- [2] Grossmann W.: Vermessungskunde, Band 2: Winkel- und Streckenmeßgeräte, Polygonierung, Triangulation und Trilateration von Sammlung Göschen, de Gruyter, Berlin, 13. Auflage, ISBN 3-11-009601-3, 1983.
- [3] Han K.M. Sauter W. und Spicher U.: 3D-Visualisierung der ottomotorischen Verbrennung: Praxisbeispiele zu Flammenausbreitung, Verbrennungsanomalien und kontrollierte Selbstzündung, 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.
- [4] Han K.M. Velji A. und Spicher U.: Charakterisierung der räumlichen Flammenausbreitung in einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung durch den kombinierten Einsatz von lichtleiterbasierten Visualisierungssystemen und 3D-Rekonstruktionsverfahren, 7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2006.
- [5] Hofmann P. und Kieberger M.: Auslösemechanismen und Einflussfaktoren auf Vorentflammungsphänomene an hochaufgeladenen Ottomotoren, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2008.
- [6] Hunzinger M. Schwenger C. Velji A. und Spicher U.: Zyklusaufgelöste Visualisierung der Brennrauminnenströmung, Einspritzung, Zündung und Flammenausbreitung mittels einer CMOS High-Speed Kamera, 5. Tagung „Optisches Indizieren“, Haus der Technik, München, 2006.
- [7] Huynh N.H.: Untersuchungen über die räumliche Flammenausbreitung bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung, Dissertation, RWTH Aachen, 1987.
- [8] Kollmeier H.P.: Untersuchungen über die Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1987.
- [9] Kröger H.: Optische Untersuchung der Flammen- und Druckwellenausbreitung bei klopfender Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1991.
- [10] Manz P. Daniel M. Jippa K.N. und Willand J.: Vorentflammung bei hochaufgeladenen Turbomotoren, Analyseverfahren und Ergebnisse, 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.
- [11] Palaveev S. und Dahnz C.: Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren mit Direkteinspritzung, HdT, Benzin-Direkteinspritzung, Augsburg, 2009.
- [12] Peck R.: Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006.
- [13] Sauter W.: Untersuchungen zur homogen kompressionsgezündeten Verbrennung mit Ventilunterschneidung und Benzin-Direkteinspritzung, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2007.



- [14] Schwenger C. Wagner U. und Spicher U.: Investigation of the inflow behavior of a Diesel particulate filter using laseroptical measurement techniques during soot loading and filter regeneration with the aim of improving these processes, THIESEL 2010 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2010.
- [15] Spicher U.: Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1982.
- [16] Spicher U.: Optical Fiber Technique as a Tool to Improve Combustion Efficiency, SAE Technical PAPER 902138, 1990.
- [17] Spicher U. Dahnz C. und Han K.: Die Geschichte der Visualisierung, 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.
- [18] Vangraefschèpe F. und Zaccardi J.: Analysis of destructive abnormal combustions appearing at high load and low engine speed on high performance gasoline engines, SIA conference: the spark ignition engine of the future (Strasbourg, FR), 2007.
- [19] Willand, J. Daniel, M. und Geringer, B.: Grenzen des Downsizings bei Ottomotoren durch Vorentflammung, Motortechnische Zeitschrift(MTZ), 5/2009
- [20] Wytrykus F.: Untersuchung des Klopfens an sphärisch ausgebildeten Motorbrennräumen, Dissertation, RWTH Aachen, 1993.
- [21] Zahdeh A. Rothenberger P. und Schäfer J.: Diagnosing Engine Combustion Using High Speed Photography in Conjunction with CFD, 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.





Vergleich der innermotorischen und fahrzeugseitigen Verluste eines modernen Extrem-Downsizing-Ottomotors mit denen eines Downsizing-Dieselmotors auf Grundlage verschiedener Fahrzyklen

Henning Heikes, Tobias Trzebiatowski

Kurzfassung

Der Vergleich und die Bewertung unterschiedlicher Brennverfahren anhand einer thermodynamischen Verlustteilung an ausgewählten Betriebspunkten erlaubt die Abschätzung von Wirkungsgradpotenzialen und gehört zum Stand der Technik. Doch gerade im Hinblick auf den Vergleich verschiedener Antriebskonzepte wie Otto- und Dieselmotoren oder zur Bewertung der Verbrauchspotenziale durch Downsizing, sowie diverser wirkungsgradsteigernder Maßnahmen ist eine Berücksichtigung des real zu erwartenden Lastkollektivs unabdingbar. Zu diesem Zweck ist eine detaillierte Betrachtung des Gesamtfahrzeugs inklusive Antriebsstrang mit einer Zyklusverlustteilung für verschiedene Fahrzyklen sinnvoll.

1 Beschreibung der Zyklussimulation

Basis – sowohl für die Ermittlung der fahrzeugseitigen, als auch der innermotorischen Verluste – bildet eine lineare Kennfeldinterpolation aus stationär am Prüfstand vermessenen Kennfeldern. Während für die Fahrzeugverlustteilung lediglich eine Verbrauchsmessung über das gesamte Kennfeld des Motors notwendig ist, erfordert die detaillierte Aufteilung der innermotorischen Verluste zusätzlich eine vollständige Indizierung und Erfassung weiterer Daten, wie z.B. der Rohemissionen. Als Parameter für die Zyklussimulation dienen das Fahrprofil des jeweiligen Zyklus und Informationen über das zu Grunde gelegte Fahrzeug sowie dessen Antriebsstrang. Zwar spielt insbesondere beim Einsatz hoch aufgeladener Verbrennungsmotoren die Dynamik des Aufladesystems eine große Rolle, jedoch ist der Einfluss auf den berechneten Verbrauch vor allem bei Fahrzyklen mit geringer Dynamik, wie dem Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) von untergeordneter Bedeutung [1]. Da die Berechnung aus stationären Kennfeldern erfolgt, welche bei Betriebstemperatur am Prüfstand ermittelt werden, sind die berechneten Zyklen stets als Warmtest zu verstehen. Eine Anpassung der Applikation bzw. ein Einfluss auf die Verluste im Kaltstart wird somit nicht berücksichtigt.

Zur Aufteilung der innermotorischen Verluste in ihre einzelnen Bestandteile kommt die thermodynamische Verlustteilung nach Weberbauer et al. [3] zum Einsatz. Durch einen kombinierten Einsatz von Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung mit einer schrittweisen Annäherung des idealen Gleichraumprozesses an den realen Motorprozess erlaubt diese eine Identifikation der einzelnen Verlustquellen. Der allgemeingültige Ansatz des Verfahrens erleichtert hierbei den Vergleich der unterschiedlichen Brennverfahren. Der Ablauf der Auswertung zur Zyklusverlustteilung ist in Bild 1 dargestellt.

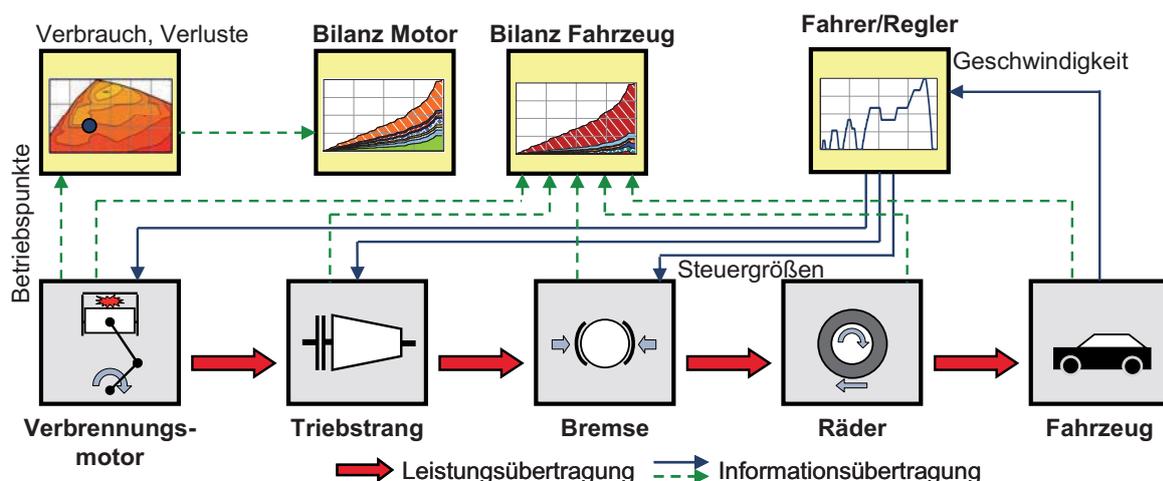


Bild 1: Zyklussimulation für das System mit konventionellem Antriebsstrang nach [2]

2 Versuchsträger

In der vorliegenden Arbeit wird ein 1,2 L-Downsizing-Ottomotor [4] mit einem ebenso modernen 1,5 L-Downsizing-Dieselmotor [5] verglichen. Bei beiden Motoren handelt es sich um Dreizylinderaggregate, welche über ein hochmodernes Brennverfahren verfügen, das in der Forschung und Vorausentwicklung der Robert Bosch GmbH optimiert bzw. entwickelt wurde.

Der Ottomotor verfügt über eine einstufige Turboaufladung mit Wastegate-Regelung. Der Einsatz von Phasenstellern an Einlass- und Auslassnockenwelle erlaubt zum Einen ein hohes Eckdrehmoment bei niedrigen Drehzahlen durch hohe Spülraten und zum Anderen eine Reduktion der Drosselverluste bei niedrigen Lasten über eine interne Abgasrückführung. Mit dem in dieser Arbeit verwendeten Applikationsstand ist der Ottomotor in der Lage die Euro 5 Grenzwerte einzuhalten.

Der Dieselmotor verfügt über eine zweistufige Turboaufladung mit Bypass-Regelung der Hochdruckstufe und variabler Turbinengeometrie an der Niederdruckstufe. Zur Reduzierung der Stickoxid-Emissionen mit dem Ziel der Einhaltung der Euro 5-Grenzwerte ohne zusätzliches DeNOx-System und zur Verbesserung des Teillast-Wirkungsgrades ist der Dieselmotor mit einer externen Abgasrückführung ausgestattet.

In Bild 2 sind Vollastlinie und effektive Leistung beider Motoren dargestellt. Zu erkennen ist, dass ein Vergleich beider Aggregate anhand des gleichen repräsentativen Fahrzeugs der Mittelklasse sinnvoll ist, da sie über eine ähnliche Nennleistung verfügen. Dem etwas höheren Drehmoment des Dieselmotors bei niedrigeren Drehzahlen wird durch eine unterschiedliche Gangabstufung und Hinterachsübersetzung Rechnung getragen. In Kombination mit der höheren Nennleistung des Ottomotors verfügen beide simulierten Fahrzeugkonfigurationen über ein vergleichbares Fahrverhalten.

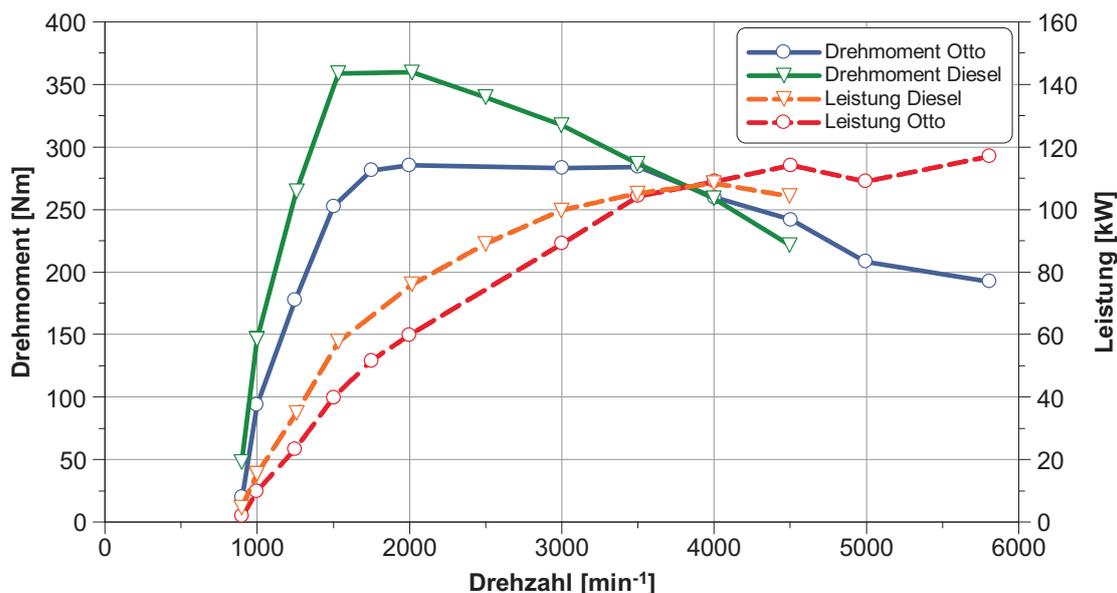


Bild 2: Drehmoment- und Leistungs-Kennlinie der Versuchsträger

Die wichtigsten Kenndaten der verwendeten Verbrennungsmotoren sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Übersicht Kenndaten des Otto- und Dieselmotors

	Otto	Diesel
Hubraum [dm ³]	1,2	1,5
Zylinderzahl [-]	3	3
Max. effektiver Mitteldruck [bar]	30	30
Max. Drehmoment [Nm]	286	360
bei Drehzahl [min ⁻¹]	1700 - 3500	1500 - 2000
Nennleistung [kW]	120	108
bei Drehzahl [min ⁻¹]	5800	4000
Verdichtungsverhältnis [-]	9,25	16
Einspritzsystem	Bosch HDEV5.2 (200 bar) 7-Loch	Bosch CRI3 (2400 bar) 8-Loch
Motorsteuerung	MED 17	EDC 17

Wie bereits erwähnt, wird für den Vergleich der beiden Antriebsarten in verschiedenen Fahrzyklen dasselbe Fahrzeug der Mittelklasse zu Grunde gelegt. Für die Berechnung des Lastkollektivs aus den jeweiligen Fahrprofilen sind neben der Fahrzeugmasse auch Parameter für den Rollwiderstand, den Luftwiderstand, für Getriebeübersetzungen und Wirkungsgrade sowie diverse Trägheiten im Antriebsstrang notwendig. Die wichtigsten Kenndaten sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Kenndaten des Versuchsfahrzeugs mit Triebstrang

	Otto	Diesel
Fahrzeugmasse [kg]	1470	
Rollwiderstandsbeiwert [-]	0,0103	
Luftwiderstandsbeiwert [-]	0,275	
Stirnfläche [m ²]	2,26	
Ganganzahl Getriebe [-]	6	
Übersetzung Hinterachsgetriebe [-]	3,639	2,65
Getriebewirkungsgrad [%]	98	



3 Eingesetzte Fahrzyklen

Zur Bewertung der differenzierten Verluste der beiden Antriebsvarianten werden in der vorliegenden Arbeit neben dem NEFZ noch vier weitere Zyklen untersucht. Bei den bewerteten Zyklen handelt sich sowohl um zertifizierungsrelevante, wie den NEFZ oder die US-Zyklen FTP75 (Federal Test Procedure 75) und US06, als auch um nicht zertifizierungsrelevante Zyklen, wie den ARTEMIS Zyklus¹ (CADC – Common ARTEMIS Driving Cycle). Des Weiteren kann zwischen idealisierten Zyklen, z.B. dem NEFZ, und Realfahrzyklen unterschieden werden. Die einzelnen Zyklen unterscheiden sich in ihren Geschwindigkeitsprofilen, über das Vorhandensein von Steigungen oder Kurvenfahrt sowie über eine eventuelle Vorgabe der Schaltstrategie. Diese ist z.B. für den NEFZ fest vorgegeben, während im CADC keine Vorgaben vorhanden sind. In diesem Fall erfolgt die Schaltpunktvorgabe verbrauchsoptimiert. Insbesondere für hoch aufgeladene Motoren kann das instationär darstellbare Drehmoment deutlich von dem stationär erreichbaren abweichen. Für die Stuttgart-Runde erfolgt die Vorgabe der Schaltstrategie für den Ottomotor daher unter Berücksichtigung eines maximalen Drehmomentgradienten.

Zur Erweiterung der genannten Fahrzyklen um einen weiteren Realfahrzyklus wird zusätzlich die Stuttgart-Runde ausgewertet. Bei dieser handelt es sich um ein Fahrprofil, welches aus realen Fahrten im Großraum Stuttgart abgeleitet wird. So lässt sich ein realistisches Lastkollektiv für die Simulation generieren. Da es sich bei den Daten für die Stuttgart-Runde um im realen Betrieb vermessene Geschwindigkeitsprofile handelt, sind diese von den jeweiligen Verkehrsverhältnissen und dem jeweiligen Fahrer abhängig. Um eine möglichst repräsentative Auswahl an Fahrzyklen auswerten zu können, wird in dieser Arbeit auf die Daten für eine Stuttgart-Runde zurückgegriffen, die in etwa einer gemittelten Durchschnittsgeschwindigkeit der einzelnen Runden entspricht. In Tabelle 3 sind einige der wichtigsten globalen Kenndaten der untersuchten Zyklen dargestellt.

Tabelle 3: Kenndaten der verwendeten Fahrzyklen

	NEFZ	FTP75 ²	US06	Stuttgart	CADC
Dauer [s]	1180	1874	596	4240	3143
Strecke [km]	11,01	17,77	12,89	62,95	51,69
Mittlere Geschwindigkeit [km/h]	33,6	34,1	77,4	53,5	59,2
Maximale Geschwindigkeit [km/h]	120	91	129	137	150
Energiebedarf ³ [kWh/100km]	7,93	6,88	12,2	9,9	11,9

Jeder einzelne Zyklus kann wiederum in Sektionen unterteilt werden, an deren Ende jeweils eine Auswertung der jeweiligen kumulierten Verlustenergien erfolgt. Somit lassen sich für den Gesamtzyklus wie auch für jede Sektion ein Wirkungsgrad und eine Verlustteilungskette angeben.

¹ Hier als kombinierter ARTEMIS Zyklus bestehend aus Urban, Rural und Motorway Teil

² Ohne 600s Stillstandzeit vor anschließendem Warmtest

³ Rein für die Überwindung der dissipativen Fahrwiderstände auf Basis der zuvor genannten Fahrzeugdaten



4 Ergebnisse der Zyklusverlustteilung

4.1 Bilanzierung der Energien für den NEFZ mit Ottomotor

Zunächst soll am Beispiel des NEFZ für die Antriebsvariante mit Ottomotor die Zyklusverlustteilung detailliert erläutert werden. Im Folgenden werden grundsätzlich zwei Teile der Zyklusverlustteilung unterschieden: zum Einen die fahrzeugseitige Verlustteilung inklusive Motorreibung und zum Anderen die thermodynamische Verlustteilung des Verbrennungsprozesses. Die Motorreibung bildet in diesem Fall die Schnittmenge zwischen den beiden Teilen der Zyklusverlustteilung und wird zur besseren Vergleichbarkeit in beiden Diagrammen dargestellt. In Bild 3 sind die energetischen Verluste der fahrzeugseitigen Verlustteilung dargestellt. Überlagert sind das Fahrprofil des NEFZ sowie die Aufteilung in die beiden Sektionen, den innerstädtischen und außerstädtischen Teil, angegeben.

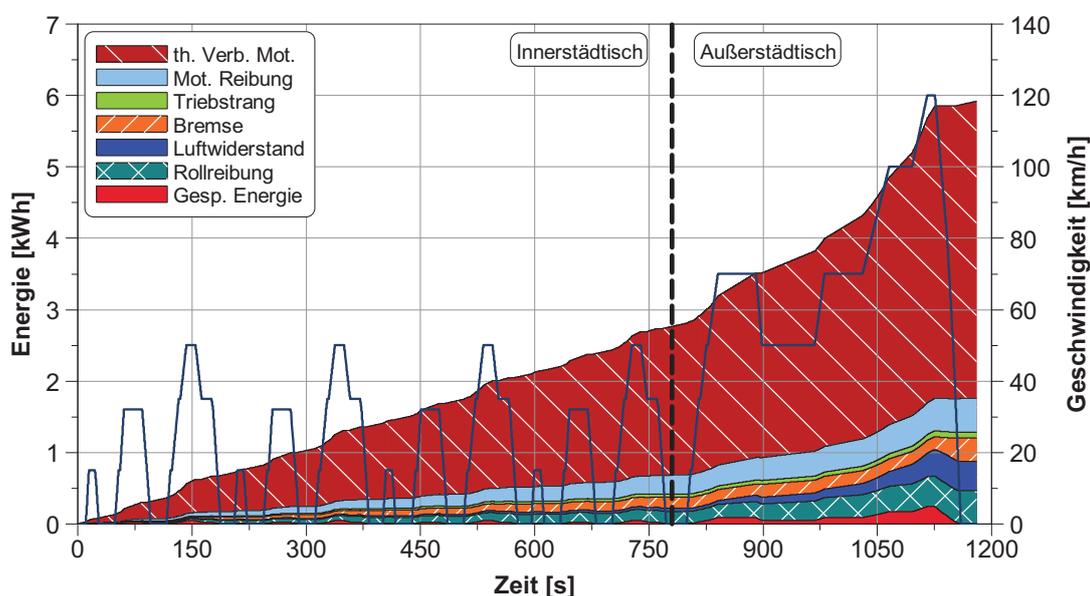


Bild 3: Energieverläufe der fahrzeugseitigen Verlustteilung des Ottomotors im NEFZ

Die Basis der Verlustteilung bildet die zugeführte Kraftstoffenergie. Ausgehend von dieser werden die Gesamtverluste fahrzeugseitig in sechs Einzel-Verluste untergliedert. Den größten Anteil bilden die thermodynamischen Verluste im Verbrennungsmotor (th. Verb. Mot.). Den zweitgrößten Verlust bildet die Motorreibung (Mot. Reibung). Der Anteil der Verluste im Triebstrang, hervorgerufen durch Reibung im Getriebe und den Lagern der Achse, sowie in der Kupplung während des Anfahrvorgangs bildet nur einen verhältnismäßig geringen Anteil (Triebstrang). Weitere Verluste fallen in der Bremse des Fahrzeuges an (Bremse). Diese werden im üblichen als thermische Verluste an die Umgebung abgeführt. Deren Größenordnung zeigt in erster Näherung den Energieanteil, der durch eine Rekuperation zurückgewonnen werden könnte. Die letzten beiden Verluste bilden der Luftwiderstand sowie die Rollreibung der Reifen.

Die gespeicherte Systemenergie (Gesp. Energie) stellt keinen Verlust dar, sondern besteht im Falle des NEFZ aufgrund des Fehlens von Höhenunterschieden im Verlauf des Zyklus lediglich aus translatorischer und rotatorischer kinetischer Energie



des Fahrzeugs und des Antriebsstranges inklusive Motor. Da die vorgestellte Fahrzeugarchitektur nicht über eine Hybridisierung verfügt, beinhaltet die gespeicherte Systemenergie keine Anteile von tatsächlich in z.B. Batterien oder Druckspeichern gespeicherter Energie. Aus diesem Grund und da im NEFZ das Fahrzeug zu Beginn und zum Ende steht (Motor dreht jeweils mit Leerlaufdrehzahl), muss die gespeicherte Systemenergie am Ende des Zyklus wieder den Wert Null erreichen. Die Abweichung der Systemenergie am Zyklus-Ende von Null kann in diesem Fall als Maß für die numerische Güte der Simulation angesehen werden und sollte möglichst gering sein. Nahezu die komplette gespeicherte Systemenergie wird während der Schlussbremsung in der Bremse in Reibungsverluste umgesetzt (andere Verluste, wie die Rollreibung etc. steigen ebenfalls an).

Der thermodynamische Verlust im Verbrennungsmotor wird in Bild 4 weiter differenziert. Den größten Anteil an den Verlusten im Verbrennungsmotor bildet der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung (GR m. ϵ_{therm}). Dieser hängt lediglich von der Verdichtung des Verbrennungsmotors sowie den Stoffdaten des Arbeitsmediums (im ersten Schritt als Luft angenommen) ab. Aufgrund des geringen Einflusses wird in dieser Arbeit auf die Differenzierung zwischen geometrischer und thermodynamisch effektiver Verdichtung verzichtet und direkt der Verlust mit thermodynamischer Verdichtung angegeben.

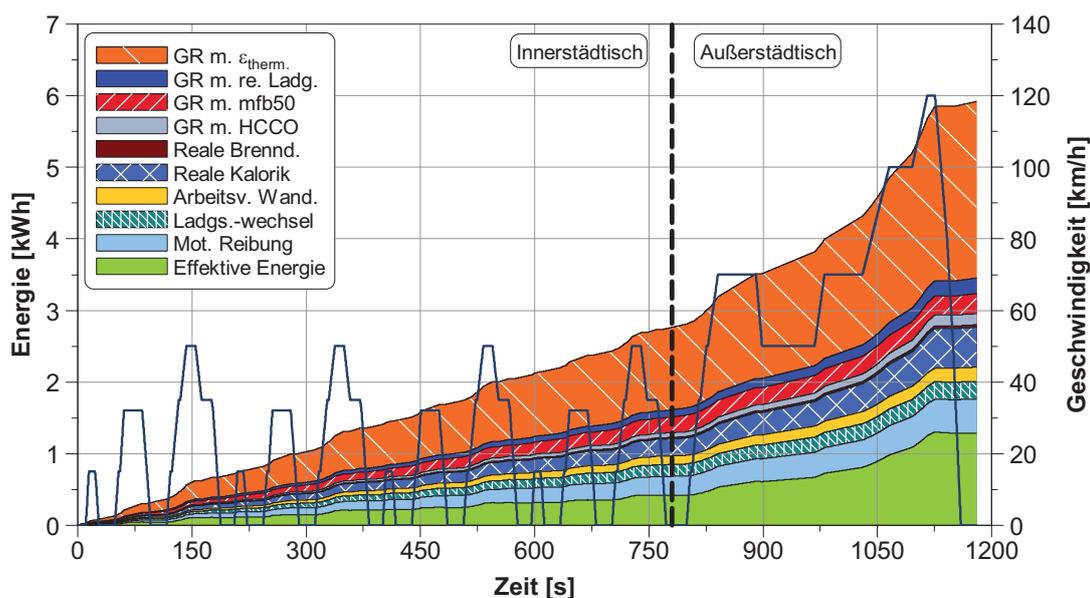


Bild 4: Energieverläufe der innermotorischen Verlustteilung des Ottomotors im NEFZ

Der Verlust durch reale Ladungszusammensetzung (GR m. re. Ladg.) hängt lediglich von der Zusammensetzung des Gemischs im Zylinder aus Luft, Kraftstoff und Abgas ab. Die Stoffdaten der einzelnen Komponenten werden in diesem Fall als konstant angenommen. GR m. mfb50 bezeichnet den Verlust durch die reale Schwerpunktlage der Verbrennung. Liegt dieser nicht im oberen Totpunkt, so kann dies idealisiert mit einem Gleichraumprozess mit reduzierter Verdichtung verglichen werden. Als viertes wird die zugeführte Kraftstoffenergie für die Berechnung des idealisierten Gleichraumprozesses um den Betrag der Energie reduziert, welche in Form von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) nicht an der



Verbrennung teilnimmt (GR m. HCCO). Mit dem Verlust durch reale Brenndauer (Reale Brennd.) findet erstmalig in der Verlustteilung eine Abkehr vom idealisierten Gleichraumprozess statt. Der Verlust durch reale Kalorik bezieht neben der Zusammensetzung des Arbeitsgases auch die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffdaten der einzelnen Komponenten in die Berechnung mit ein. Dieser Verlust bildet ebenfalls einen der Hauptanteile der Einzelverluste – insbesondere beim Ottomotor.

Werden alle Verluste bis zu diesem Punkt durch eine Arbeitsprozessrechnung mit sukzessivem Entfall der einzelnen Idealisierungen berechnet, ergibt sich der Arbeitsverlust durch Wandwärme (Arbeitsv. Wand.) als Differenz des letzten idealisierten Prozesses und dem tatsächlich gemessenen Hochdruckprozess. Der Arbeitsverlust durch Wandwärme ist nicht mit dem absoluten Wandwärmeverlust gleichzustellen. Selbst bei ideal wärmedichtem Motor wäre es nicht möglich, die gesamte als Wandwärme abgeführte Energie in Arbeit umzuwandeln, da in diesem Fall immer auch eine Erhöhung der Abgasenthalpie zu erwarten ist. Wie hoch der Anteil des Arbeitsverlusts durch Wandwärme an den Gesamtverlusten ist, hängt in hohem Maße von dem jeweiligen Brennverfahren ab.

Der Verlust durch realen Ladungswechsel (Ladgs.-wechsel) fasst in dieser Darstellung den Verlust durch Expansion, Kompression und idealen Ladungswechsel zusammen. Dies ist sinnvoll, da bei den hier vorgestellten Ventiltriebskonzepten die Anteile durch Kompression und Expansion relativ gering ausfallen. Die Berechnung der Verluste durch realen Ladungswechsel erfolgt aus den gemessenen Druckverläufen inklusive Ladungswechselschleife. Als letzter Verlust ist erneut die Motorreibung dargestellt. Diese ergibt sich direkt als Differenz aus gemessener indizierter und effektiver Last. Die effektive Energie bezeichnet die Energie, welche zum Abfahren des Zyklus für das jeweilige Fahrzeug notwendig ist.

4.2 Wirkungsgrade der Sektionen des NEFZ

Wie bereits angesprochen, kann jeder Zyklus in einzelne Sektionen unterteilt werden. Die Verlustteilung mit den einzelnen Wirkungsgraden für den innerstädtischen, den außerstädtischen sowie den gesamten NEFZ für die Variante mit Ottomotor ist in Bild 5 dargestellt. Der größte Verlustanteil entfällt auf die thermodynamischen Verluste im Verbrennungsmotor, welche mit über 75% im innerstädtischen Zyklus um nahezu 10 Prozentpunkte größer sind als im außerstädtischen Betrieb. Über den Gesamtzyklus bilanziert entfallen ca. 70% der Kraftstoffenergie auf die thermodynamischen Verluste im Verbrennungsmotor. Hier bildet die Motorreibung den zweitgrößten Verlustanteil und liegt auf einem ähnlichen Niveau wie die Verluste durch Luftwiderstand und Rollreibung. Die Triebstrangverluste sind mit 1 bis 2% die geringsten Verluste und bleiben für alle drei Sektionen relativ ähnlich. Auch die in der Bremse anfallende Verlustenergie ist anteilig an der Gesamtenergie relativ konstant bei ca. 5,5%. Diese Energie entspricht nicht allein der Energie, die durch eine Rekuperation zurück gewonnen werden könnte: Das Potenzial durch Rekuperation kann größer sein, wenn der Verbrennungsmotor während der Bremsung abgeschaltet und abgekuppelt wird. Dann kann zusätzlich ein Teil des Verlustes, der auf die Motorreibung entfällt, zurückgewonnen werden. Der Anteil des Luftwiderstandes hängt von den zu fahrenden Geschwindigkeiten ab und ist daher im innerstädtischen ca. 10 Prozentpunkte geringer als im außerstädtischen Betrieb.



Auch der Anteil der Rollreibung nimmt mit steigender Durchschnittsgeschwindigkeit zu und ist im außerstädtischen Teil ca. 3 Prozentpunkte höher als im innerstädtischen Zyklus. Die gespeicherte Systemenergie ist am Ende einer jeden Sektion nahezu auf Null.

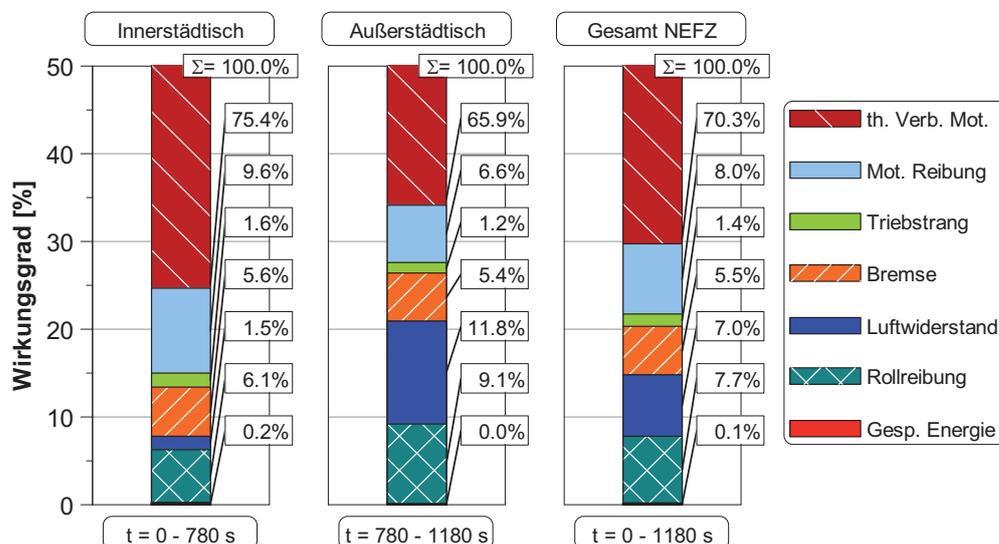


Bild 5: Fahrzeugzeitige Verlustteilung des Ottomotors in den Sektionen des NEFZ

Die thermodynamischen Verluste im Verbrennungsmotor werden nun wieder in die Einzelverluste aufgeteilt. Das Ergebnis der Berechnung ist in Bild 6 dargestellt. Den größten Verlust liefert erwartungsgemäß der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamisch effektiver Verdichtung. Dieser beträgt unabhängig von den Betriebspunkten und somit auch von der Sektion im Zyklus 41,7%. Auch der Verlust durch die reale Ladungszusammensetzung ist für die Sektionen annähernd gleich. Die leicht höheren Werte im außerstädtischen Betrieb sind auf die höheren Lasten mit geringeren internen Restgasgehalten zurückzuführen. Der Anteil des Verlustes durch reale Verbrennungsschwerpunktlage beträgt im innerstädtischen Betrieb fast 8%, im außerstädtischen Betrieb hingegen nur 2%. Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass der Schwerpunkt im gesamten vom NEFZ abgedeckten Kennfeldbereich nicht durch eine klopfende Verbrennung begrenzt wird, sondern lediglich im Leerlauf eine Spätverstellung zur Darstellung einer Drehmomentreserve durchgeführt wird. Als Reserve werden im Leerlauf Verbrennungsschwerpunktlagen von ca. 50°KW nach oberem Totpunkt eingestellt. In Kombination ergibt sich somit ein nicht zu vernachlässigender Verlust durch reale Schwerpunktlage im gesamten NEFZ von knapp 5%. Neben einer Reduzierung der Leerlaufanteile durch z.B. ein Start-Stopp-System ist hier zur Reduktion der Verluste eine alternative Vorhaltung der Drehmomentreserve z.B. durch eine leichte Hybridisierung sinnvoll. Auch der Verlust durch HC- und CO- Emissionen ist relativ konstant für die verschiedenen Abschnitte des Zyklus und mit zwei bis drei Prozent ebenfalls nicht zu vernachlässigen. Die Verluste durch reale Brenndauer sind über den gesamten Kennfeldbereich gering und bilden im gesamten NEFZ nur ca. ein halbes Prozent der gesamten Energieverluste. Der Verlust durch reale Kalorik ist stärker von Last und Restgasgehalt und somit vom Betriebspunkt abhängig und trägt daher sowohl inner-, als auch außerstädtisch mit über 8% zu einem der Hauptanteile des Gesamtverlustes bei. Der Arbeitsverlust



durch Wandwärme ist zwar für den vorgestellten Fall im Vergleich zu anderen Brennvorgängen relativ gering, liegt aber mit über 3% über den gesamten NEFZ betrachtet in der Größenordnung der Verluste durch reale Ladung.

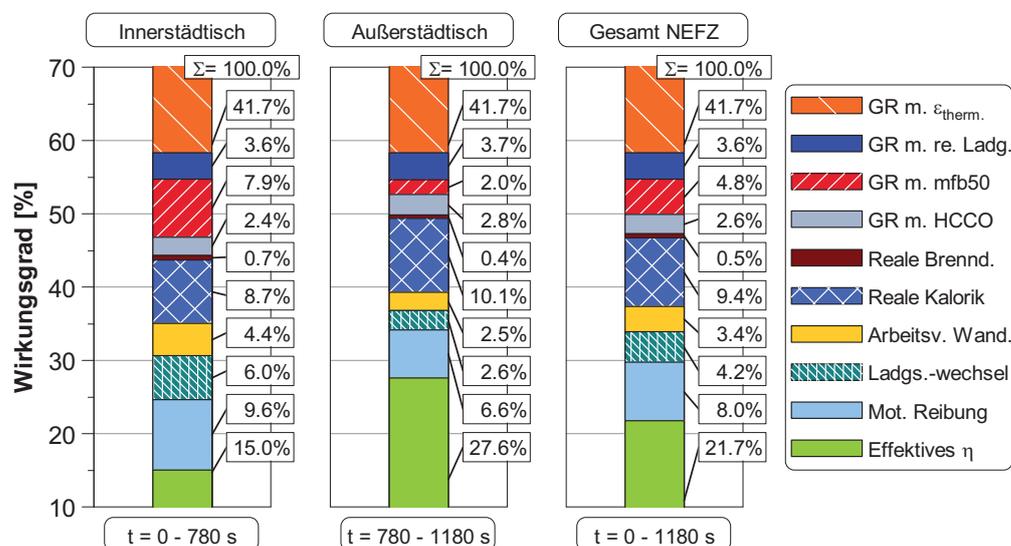


Bild 6: Inermotorische Verlustteilung des Ottomotors in den Sektionen des NEFZ

Der Verlust durch realen Ladungswechsel profitiert von der höheren Last im außerstädtischen Bereich und beträgt im gesamten Zyklus knapp über 4%. Durch den hohen Downsizinggrad des vorgestellten Versuchsträgers kann dieser Verlust signifikant unter das Niveau vergleichbarer Saugmotoren reduziert werden, jedoch bleibt ein relevantes Potenzial für eine weitere Entdrosselung vorhanden. Abzüglich der Motorreibung besitzt der Verbrennungsmotor über den gesamten Zyklus betrachtet einen effektiven Wirkungsgrad von 21,7%. Insbesondere aufgrund des hohen Anteils an Reibung, des Verlustes durch realen Ladungswechsel und der Schwerpunktlage durch den hohen Leerlaufanteil beträgt der effektive Wirkungsgrad in der innerstädtischen Zyklussektion lediglich 15%. Im außerstädtischen Teil ist der Wirkungsgrad mit 27,6% durch das extreme Downsizing sehr viel höher.

4.3 Vergleich von Otto- und Dieselmotor im NEFZ

Im Folgenden wird aufgrund der begrenzten quantitativen Aussagekraft auf die Darstellung der Verlaufsdiagramme der Energien verzichtet und der Vergleich der beiden Antriebskonzepte erfolgt lediglich anhand der Wirkungsgrade und der absoluten Energien am Ende des Gesamtzyklus. Auch auf die Aufteilung in die einzelnen Sektionen des NEFZ wird nicht näher eingegangen, da die sich hieraus ergebenden Aussagen äquivalent zu denen sind, die sich beim Vergleich von den verschiedenen Zyklen mit höherer und geringerer Dynamik ergeben.

Die fahrzeugseitige Verlustteilung für beide Antriebsvarianten im NEFZ ist in Bild 7 in absoluten Verlustenergien dargestellt. Diese Art der Darstellung bietet sich an, da die absoluten Verluste im Fahrzeug durch Rollreibung und Luftwiderstand für beide Antriebsvarianten gleich sein müssen. Das rechte Diagramm zeigt die relative Änderung



der Verlustenergien des Dieselmotors bezogen auf die Gesamtenergie des Ottomotors.

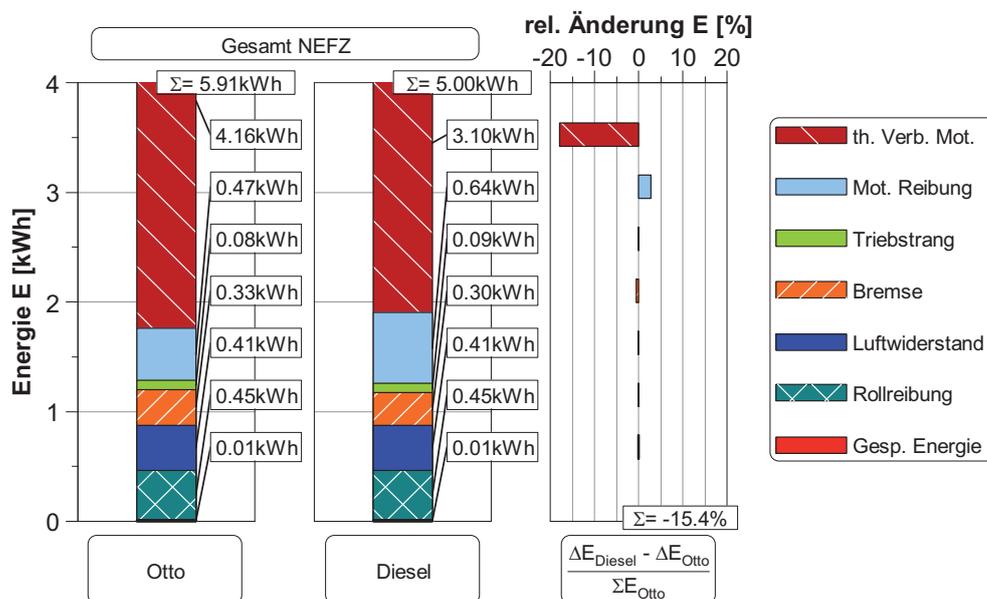


Bild 7: Fahrzeugseitige Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im NEFZ

Der Verlust in der Bremse ist für die Antriebsvariante mit Diesel- etwas geringer als für die mit Ottomotor, da ein höherer Anteil der erforderlichen Bremsleistung durch die höhere Motorreibung zur Verfügung gestellt wird. Die Verluste im Triebstrang fallen für den Diesel minimal größer aus, was auf die Idealisierung des Anfahrvorgangs zurückzuführen ist. Die Reibung ist für den Dieselmotor signifikant höher, was z.B. auf größere Hauptlagerdurchmesser und ein anderes Hub-/ Bohrungsverhältnis zurückzuführen ist. Die thermodynamischen Verluste im Verbrennungsmotor sind für den Dieselmotor deutlich geringer, so dass in Summe der energetische Verbrauchsvorteil des Dieselmotors bezogen auf den Gesamtverbrauch des Ottomotors bei 15,4% liegt.

Bild 8 zeigt die zugehörige innermotorische Verlustteilung sowie eine Gegenüberstellung der Einzelverluste der beiden Antriebsvarianten bezogen auf den effektiven Wirkungsgrad des Ottomotors. Der relative Bezug der Wirkungsgraddifferenz ist sinnvoll, da eine absolute Wirkungsgraddifferenz in Prozent nicht dem relativen Verbrauchsvorteil entspricht. Dieser ergibt sich erst in Kombination mit dem Ausgangswirkungsgrad.

Den größten Vorteil hat der Dieselmotor durch das deutlich höhere Verdichtungsverhältnis. Der Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung verringert sich absolut betrachtet um nahezu 8%, was bezogen auf den effektiven Wirkungsgrad des Ottomotors einer Änderung von über 35% entspricht. Ebenfalls erhebliche Vorteile hat der Dieselmotor im Bereich des Verlustes durch reale Ladung. Dieser ist aufgrund der Kompression und Expansion von Luft und Restgas annähernd Null. In einzelnen Bereichen kann er sogar kleiner als Null sein, da eine Kompression mit hohem Isentropenexponenten (reine Luft) kombiniert mit einer Expansion mit niedrigerem Isentropenexponenten (Luft und Abgas) Vorteile gegenüber einer Kompression und Expansion mit hohem Isentropenexponenten hat. Der Verlust durch reale Verbrennungsschwerpunktage fällt deutlich geringer aus, was auf die Drehmomentreserve



zurückzuführen ist, die beim Dieselmotor nicht über eine Spätverstellung des Schwerpunktes realisiert werden muss.

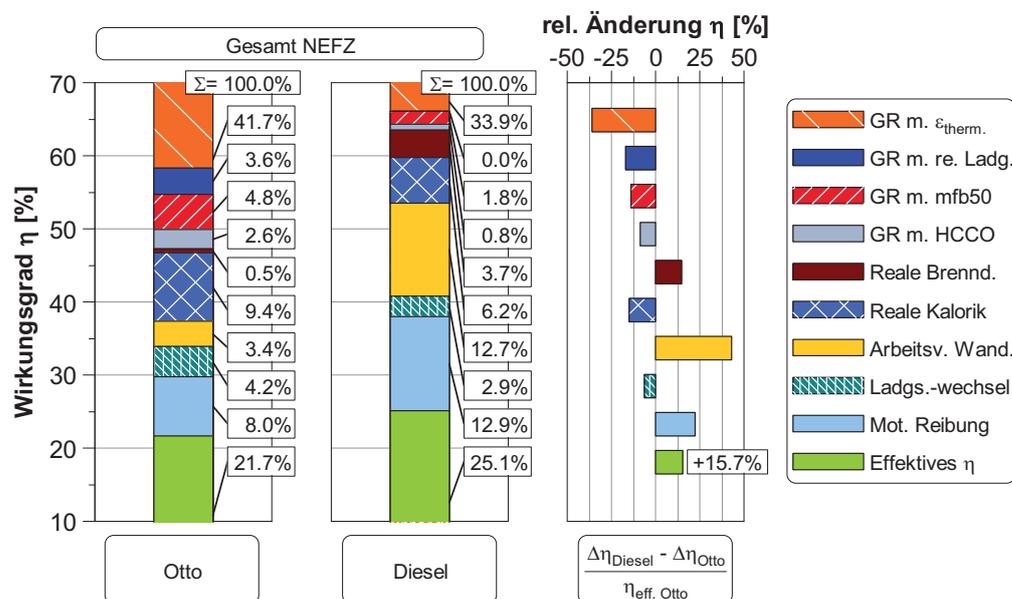


Bild 8: Innermotorische Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im NEFZ

Auch der Verlust durch HC- und CO-Emissionen fällt prinzipbedingt u. a. durch den Betrieb mit Luftüberschuss für den Dieselmotor geringer aus. Erhebliche Nachteile hat der Dieselmotor allerdings im Bereich der realen Brenndauer, da insbesondere Beginn und Ausbrand der Verbrennung verschleppter vonstatten gehen (höherer Gleichdruckanteil). Dies ist u. a. auf die Maßnahmen zur Stickoxidreduzierung – wie eine Spätverstellung des Schwerpunktes und die hohen Abgasrückführaten – zurückzuführen. Der Verlust durch reale Kalorik wiederum ist für den Diesel aufgrund der niedrigeren Prozesstemperaturen – resultierend aus dem Luftüberschuss – deutlich geringer. Als größter Nachteil des Dieselmotors gegenüber dem Ottomotor kann der Arbeitsverlust durch Wandwärme identifiziert werden. Trotz der geringeren absoluten Wandwärmeverluste aufgrund der niedrigeren Prozesstemperaturen ist der Arbeitsverlust deutlich höher. Dies deckt sich mit den Aussagen in [6], die besagen, dass das ottomotorische Brennverfahren anfälliger auf eine Abgasenthalpieerhöhung bei einer Reduktion der Wandwärmeverluste reagiert. Der Verlust durch realen Ladungswechsel fällt für den Ottomotor höher aus. Dies ist auf die Quantitätsregelung der Last zurückzuführen. Allerdings ist der Vorteil für die hier vorgestellten Versuchsträger relativ moderat, denn er liefert in diesem Fall den geringsten Beitrag zu den Vorteilen des Dieselmotors. Dies ist zum Einen auf den hohen Downsizinggrad des Ottomotors und zum Anderen auf die zweistufige Aufladung des Dieselmotors zurückzuführen. Diese führt mit ihrer klein dimensionierten Hochdruckstufe und dem höheren Luftbedarf des Dieselmotors zu höheren Abgasgedrücken im Zyklus und damit zu höheren Verlusten. Die Motorreibung hat einen größeren Anteil für den Dieselantrieb, so dass in Summe für diesen ein absoluter effektiver Wirkungsgradvorteil von 3,4% zu verzeichnen ist. Dies entspricht bezogen auf den effektiven Wirkungsgrad des Ottomotors einer Verbesserung um 15,7%.



4.4 Vergleich von Otto- und Dieselmotor für weitere Fahrzyklen

Die bisher ausführlich vorgestellte Zyklusverlustteilung soll nun im Weiteren auf weitere Zyklen angewendet werden. Da die prinzipiellen Aussagen für die fahrzeugseitige Verlustteilung sich in allen Zyklen ähnlich auswirken, wird im Folgenden lediglich auf die innermotorische Verlustteilung näher eingegangen.

Der FTP75-Zyklus ist ein zertifizierungsrelevanter Zyklus der USA, der neben der Kaltstartphase und dem transienten Betrieb nach einer Stillstandszeit von zehn Minuten eine Wiederholung der Startphase als Warmstart vorsieht. Da die Berechnungen in dieser Arbeit immer als Warmstart anzusehen sind, sind die erste und die letzte Phase des Zyklus gleich. Die in Bild 9 dargestellte Verlustteilung zeigt aufgrund ähnlicher Lastkollektive qualitativ ein vergleichbares Verhalten wie für den Betrieb im NEFZ. Der Vorteil im effektiven Wirkungsgrad fällt für den Dieselmotor mit 16,4% etwas höher aus.

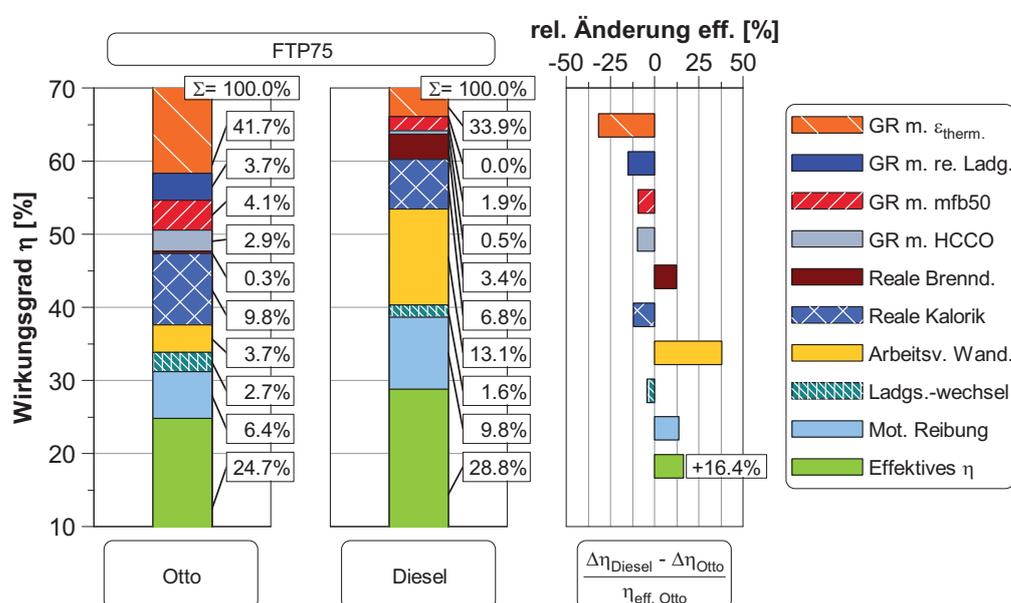


Bild 9: Innermotorische Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im FTP75-Zyklus

Zusätzlich zum Testzyklus FTP75 ist in den USA zur Berücksichtigung des Fahrverhaltens von aggressiveren Fahrertypen der US06-Zyklus relevant. Er bildet in dieser Arbeit den Zyklus mit der höchsten Durchschnittsgeschwindigkeit. Die thermodynamische Verlustteilung im US06-Zyklus ist in Bild 10 dargestellt. Durch den deutlich geringeren Leerlaufanteil reduzieren sich die Verluste durch die reale Schwerpunktlage für den Ottomotor erheblich. Trotz der höheren Motorlasten ist noch keine signifikante Spätverstellung aus Klopfründen notwendig. Durch die hohe Dynamik mit höheren Motorlasten sinkt der Verlust durch realen Ladungswechsel für den Ottomotor sogar unter das Niveau des Dieselmotors. Auch hier bleiben die qualitativen Aussagen ähnlich wie bei NEFZ und FTP75. Alles in allem nähern sich die effektiven Wirkungsgrade für beide Antriebsvarianten etwas an, so dass in Kombination mit dem höheren Basiswirkungsgrad des Ottomotors der Vorteil des Dieselmotors auf ca. 10,2% absinkt.

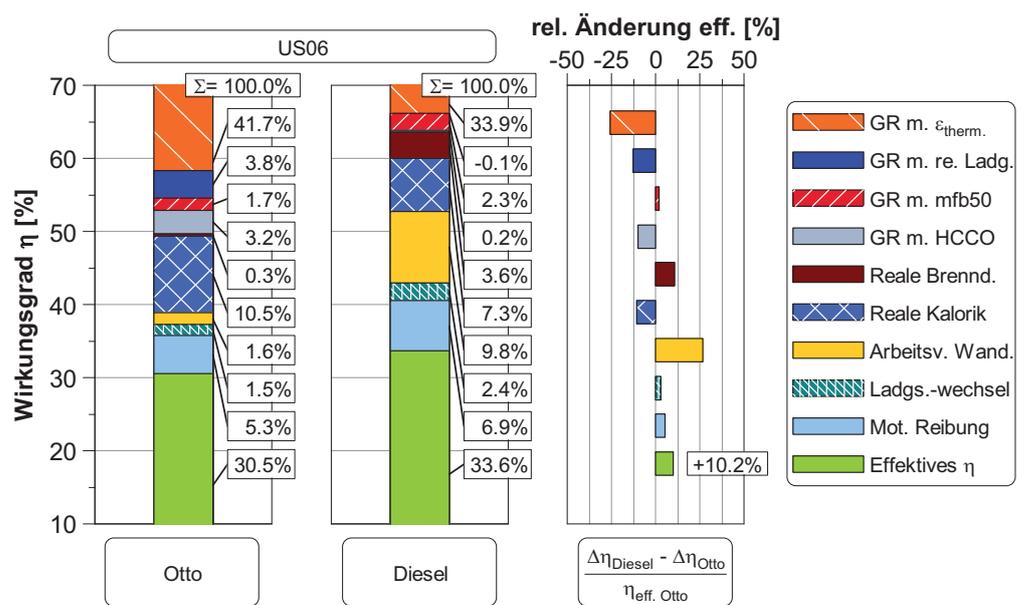


Bild 10: Innermotorische Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im US06-Zyklus

Sowohl die Stuttgart-Runde (Bild 11) als auch der CADC (Bild 12) stellen Realfahrzyklen dar, die nicht zertifizierungsrelevant sind. Ihre Verlustteilungen zeigen ein ähnliches Verhalten. Auch hier bewirkt in beiden Fällen der reduzierte Leerlaufanteil im Vergleich zum NEFZ oder FTP75 eine Verringerung der Verluste durch reale Schwerpunktlage für den Ottomotor. Zudem sinkt der Verlust durch realen Ladungswechsel stark ab, so dass auch hier ein Ausgleich und sogar eine Verbesserung im Vergleich zum Dieselmotor zu verzeichnen ist.

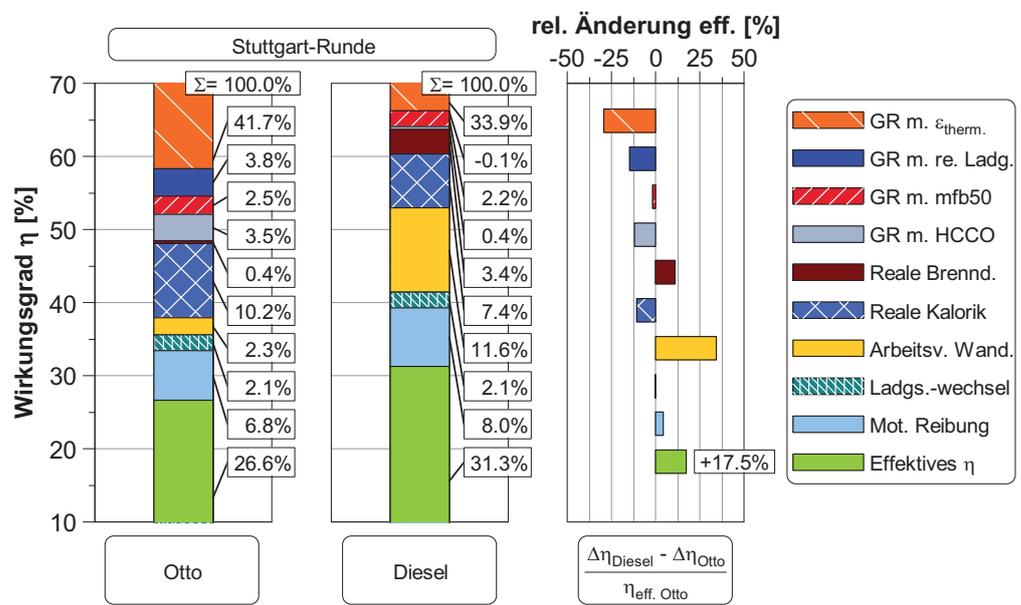


Bild 11: Innermotorische Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im Stuttgart-Zyklus

Der Gesamtvorteil des Diesels liegt in der Stuttgart-Runde mit 17,5% über dem im NEFZ, während er beim CADC mit 10,4% eher im Bereich des US06 angesiedelt ist, was wiederum auf den höheren streckenbezogenen Energiebedarf zurückzuführen ist (vgl. Tabelle 3).

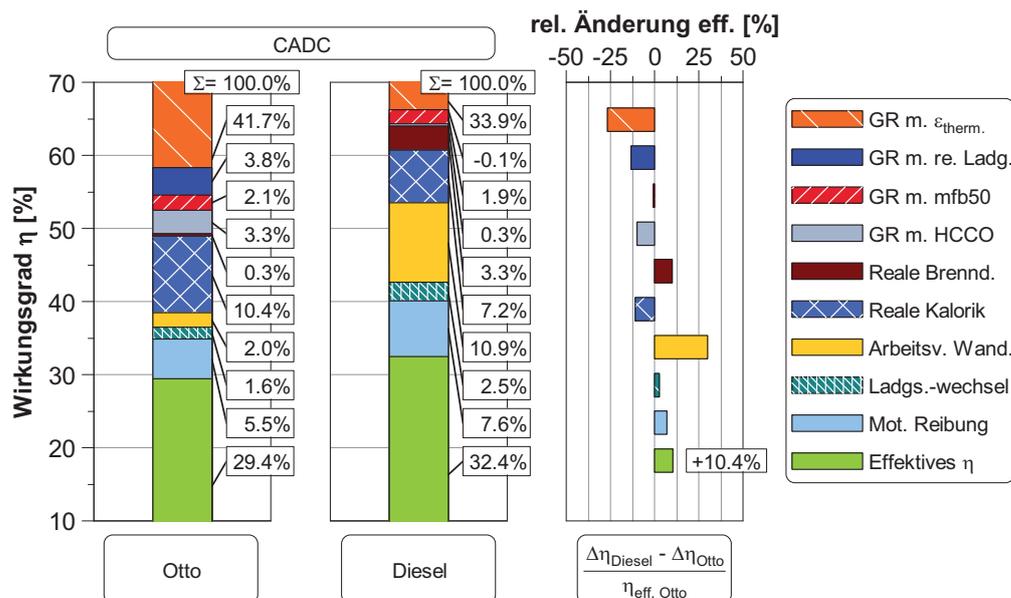


Bild 12: Innermotorische Verlustteilung für Otto- und Dieselmotor im CADC

5 Vergleich des energetischen Gesamtverbrauchs aller Zyklen

Bei dem in Bild 13 dargestellten relativen energetischen Gesamtverbrauch für alle Zyklen handelt es sich um eine Darstellung des Energiebedarfs pro gefahrenem Kilometer Strecke bezogen auf den Kraftstoffenergiebedarf pro gefahrenem Kilometer Strecke im NEFZ. Diese Darstellung ist sinnvoll, da sie es erlaubt zu vergleichen inwieweit der Kraftstoffenergiebedarf im selben Maße ansteigt wie der Antriebsenergiebedarf. Hierbei wird für beide Antriebsvarianten auf die jeweilige NEFZ-Referenz Bezug genommen. Bei dem Antriebsbedarf handelt es sich jeweils um die Energie, die effektiv für das Durchfahren des Zyklus notwendig ist. Er besteht hier nicht nur aus den dissipativen Energieverlusten und ist somit nicht nur vom verwendeten Fahrzeug und Zyklus abhängig. Der Kraftstoffbedarf entspricht der Energie, die tatsächlich in Form von Kraftstoff dem Verbrennungsmotor zugeführt wird. Wird nun zunächst die Änderung des Antriebsbedarfs betrachtet, so fällt auf, dass diese für alle hier betrachteten Zyklen ansteigt – für den FTP75 allerdings nur sehr gering. Den höchsten Antriebsbedarf hat aufgrund der hohen Dynamik der US06. Dass der Antriebsbedarf für den Dieselmotor prozentual stärker ansteigt als für den Ottomotor ist in erster Linie auf das geringere absolute Bezugsniveau im NEFZ zurückzuführen. Absolut betrachtet steigt der Rohbedarf für Otto- und Dieselmotor beinahe gleich stark an.

Wird nun der Kraftstoffenergiebedarf betrachtet, zeigt sich, dass dieser nicht in demselben Maße ansteigt wie der Antriebsbedarf. Dies ist auf den steigenden Wirkungsgrad durch die Betriebspunktverschiebung im Kennfeld zurückzuführen. Ebenfalls lässt sich aus dieser Darstellung ersehen, dass der Dieselmotor weniger von der Betriebspunktverschiebung profitiert als der Ottomotor. Insbesondere im US06-Zyklus fällt dies auf, da hier für den Diesel der Verbrauch sogar leicht stärker ansteigt als der Bedarf. Dies bedeutet nicht, dass der Wirkungsgrad des Dieselmotors nicht ansteigt, sondern lediglich dass er bezogen auf den NEFZ-Ausgangswert nicht in dem Maße steigt wie der des Ottomotors. Der Grund hierfür ist die Drosselregelung des Ottomotors, welche einen deutlich flacheren Gradienten des indizierten Wirkungs-



grades über der Last bedingt (vgl. [4]). Aus dieser Darstellung wird nun deutlich, dass das Potenzial zur Verbrauchseinsparung durch Downsizing in höherlastigen Zyklen als dem NEFZ mit dem vorgestellten Dieselmotor nahezu vollständig ausgeschöpft wird. Eine weitere Verschiebung der Betriebspunkte hin zu höheren Lasten führt sogar zu einer leichten Verschlechterung der Wirkungsgrade (z.B. im US06).

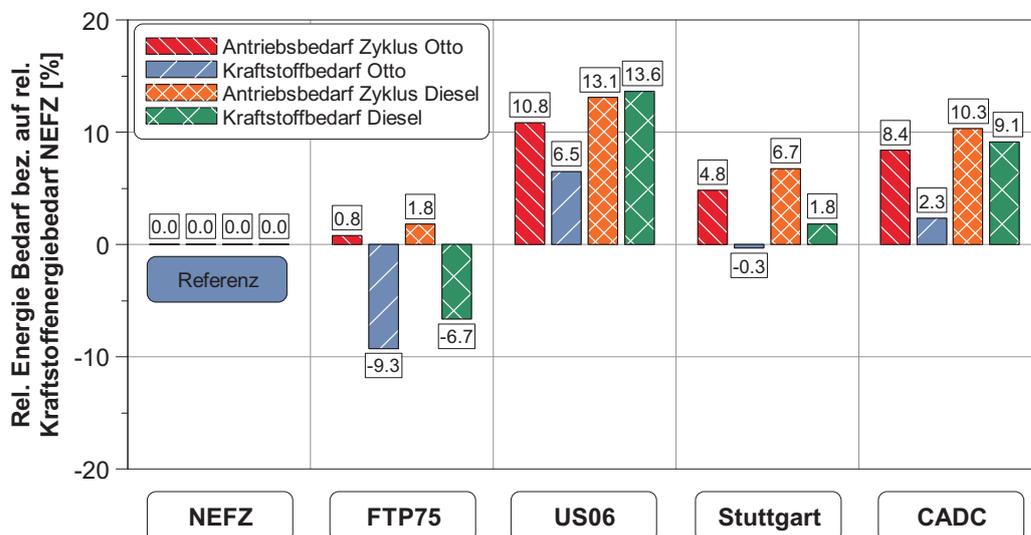


Bild 13: Relativer Energiebedarf bezogen auf relativen Kraftstoffenergiebedarf im NEFZ

Der Ottomotor hingegen besitzt noch ein weiteres Downsizing-Potenzial. Neben diesen rein energetischen Betrachtungen profitiert der hier nicht dargestellte volumetrische Verbrauch des Dieselmotors zudem deutlich von der höheren Energiedichte des Kraftstoffs.

6 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit verdeutlicht quantitativ den Einfluss verschiedener Fahrzyklen auf die differenzierten Verluste im Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug. Des Weiteren wird der Unterschied zwischen konventionellem otto- und dieselmotorischem Antriebsstrang im Detail diskutiert. Deutlich zeigt sich gerade bei Fahrzyklen mit höherer Dynamik, dass der Anteil des Verlusts durch realen Ladungswechsel für den Ottomotor durch das Downsizing teilweise sogar unter das Niveau des Dieselmotors reduziert werden kann.

Gleichzeitig wird aufgezeigt, dass das Verbrauchspotenzial durch Downsizing von dem hier vorgestellten Dieselmotor im Realfahrbetrieb nahezu ausgeschöpft wird, während für den Ottomotor trotz der extremen Aufladegrade noch ein Potenzial verbleibt.

Die vorgestellte Methodik erlaubt den objektiven energetischen Vergleich verschiedenster Brennverfahren und die Systembewertung des Antriebsstrangs vom absoluten Verbrauch bis hin zur detaillierten Aufteilung der einzelnen thermodynamischen Verluste.



Abkürzungen

Arbeitsv. Wand.	- Arbeitsverlust durch Wandwärme
ARTEMIS	- Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems
Brennd.	- Brenndauer
CADC	- Common ARTEMIS Driving Cycle
CO	- Kohlenstoffmonoxid
FTP75	- Federal Test Procedure 75
Gesp. Energie	- Gespeicherte Systemenergie
GR m. ϵ_{therm}	- Idealer Gleichraumprozess mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis
GR m. re. Ladg.	- Idealer Gleichraumprozess mit realer Ladung
GR m. mfb50	- Idealer Gleichraumprozess mit realer Schwerpunktlage
GR m. HCCO	- Idealer Gleichraumprozess mit HC- und CO- Emissionen
η	- Wirkungsgrad
HC	- Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
Ladgs.-wechsel	- Verluste durch realen Ladungswechsel
Mot. Reibung	- Reibung des Verbrennungsmotors
NEFZ	- Neuer Europäischer Fahrzyklus
th. Verb. Mot.	- Thermodynamische Verluste im Verbrennungsmotor
US06	- Zusätzlicher Testzyklus in den USA mit hoher Dynamik

Literatur

- [1] Schmid, A.; Bargende, M.: 2011, Erarbeitung von Strategien und Vorgehensweisen zur Erstellung eines wirkungsgradoptimalen ottomotorischen Konzepts für den gesamten Betriebsbereich – Wirkungsgradoptimaler Ottomotor II, Informationstagung Motoren, Bad Neuenahr
- [2] Trzebiatowski, T.; Uhl, M.; Harndorf, H.: 2010, Untersuchung der Auswirkungen von Hybridisierungsmaßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und die Stickoxidemissionen eines Downsizing-Dieselmotors, 7. VDI-Tagung: Innovative Fahrzeugantriebe
- [3] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Knopf, M.; Bargende, M.: 2005, Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren, Motortechnische Zeitschrift, 66-2
- [4] Mauch, A.; Tophoven, J.; Trzebiatowski, T.; Raatz, T.: 2011, Potenziale und Grenzen des Downsizings beim Dieselmotor, Motortechnische Zeitschrift, 72-7/8
- [5] Korte, V.; Fraser, N.; Rückauf, J.; Harms, K.; Miersch, J.; Brandt, M.; Münz, S.; Rauscher, M.: 2010, Das MAHLE-Bosch Downsizing Demonstrator Fahrzeug, 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen
- [6] Kuberczyk, R.; Berner, H.-J.; Bargende, M.: 2009, Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor, Motortechnische Zeitschrift, 70-1



Untersuchung der Zylinder-Innenströmung in einem optisch zugänglichen Heavy Duty-Dieselmotor

Stephen Busch, Ulrich Spicher

Kurzfassung

Gegenstand der modernen Entwicklung von Dieselmotoren ist es, Schadstoffemissionen direkt im Motor zu reduzieren und gleichzeitig den Wirkungsgrad zu verbessern. Dazu sind weitere Kenntnisse über die innermotorischen Prozesse notwendig, die oftmals optisch untersucht werden müssen. Die Entwicklung von neuen Strömungs- und Verbrennungsmodellen erfordert Daten zur Kalibrierung und Abstimmung. Aus diesen Gründen wurde ein neuer optisch zugänglicher Heavy Duty-Dieselmotor konstruiert und aufgebaut, in dem laseroptische Untersuchungen durchgeführt werden.

In diesem Beitrag soll zunächst die Konstruktion des optischen Motors beschrieben werden. Anschließend werden die Ergebnisse numerischer Simulationen vorgestellt, um die Auswirkungen der optischen Zugänge auf die Zylinder-Innenströmung zu verdeutlichen. PIV-Untersuchungen, die im geschleppten Motor durchgeführt werden, werden mit den CFD-Ergebnissen verglichen. Dabei werden die Beschränkungen ersichtlich, die mit einer RANS-basierten Simulation einhergehen, was für die Notwendigkeit der Entwicklung neuer Simulationen spricht. Abschließend wird ein Ausblick über die aktuellsten Untersuchungen zur Rußpartikelentstehung während der Verbrennung gegeben.

1 Einleitung und Motivation

Der Dieselmotor wird aufgrund seiner Einsatzflexibilität, seiner Leistungsfähigkeit und seines hohen Wirkungsgrads eine sehr wichtige Antriebsquelle für die Zukunft bleiben. Insbesondere kommen Dieselmotoren für den Güterverkehr häufig zum Einsatz. In der EU erwarten Fachexperten, dass der Güterverkehr in den nächsten 20 Jahren erheblich zunehmen wird [1] (siehe Bild 1). Dabei werden LKWs nach wie vor den größten Anteil des Verkehrs darstellen.

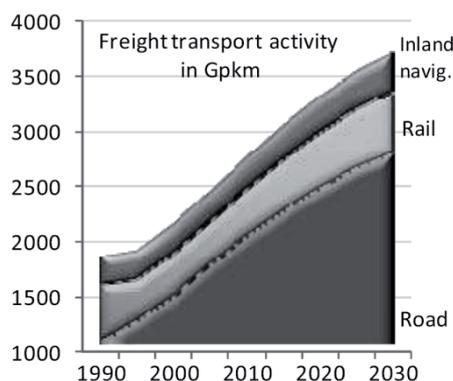


Bild 1: Güterverkehr in Europa, 1990-2030 in Mrd. Tonnenkilometern (Quelle: [1])



Vor diesem Hintergrund wird verständlich, dass Dieselmotoren weiterentwickelt werden müssen, um ihre Umwelteinwirkungen zu minimieren und gleichzeitig den guten Wirkungsgrad zu behalten oder zu verbessern. Bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren wird versucht, Schadstoffemissionen aus dem Motor zu verhindern, so dass auf eine aufwändige Abgasnachbehandlung möglichst verzichtet werden kann. Dazu sind weitere Kenntnisse über die innermotorischen Prozesse notwendig, die oftmals optisch untersucht werden müssen. Die Entwicklung von neuen Strömungs- und Verbrennungsmodellen erfordert Daten zur Kalibrierung und Abstimmung. Innovative optische Messtechniken werden eingesetzt, um sehr detaillierte Information über z.B. Schadstoffbildung zu gewinnen, die auch mit den Ergebnissen der Modelle verglichen werden kann.

2 Neuer Versuchsträger

Um die Weiterentwicklung von laseroptischen Messtechniken in einem Dieselmotor zu ermöglichen, wurde ein neuer optisch zugänglicher Heavy Duty-Dieselmotor am Institut für Kolbenmaschinen konstruiert und aufgebaut.

Eine oft angewendete Methode für den Aufbau von optisch zugänglichen Motoren ist der Aufbau mit einem Quarzglaszylinder [2,3,4]. Die darstellbaren Lastpunkte solcher Konstruktionen sind jedoch eingeschränkt, was auf die geringe Zugfestigkeit von Quarzglas zurückzuführen ist. Ein weiteres Hindernis bei der Verwendung eines Quarzglasringes tritt auf, wenn ein senkrecht orientierter Laserlichtschnitt durch den Zylinder gerichtet wird. Ein Teil dieses Lichts wird an den Glasoberflächen gestreut und im Ring intern reflektiert, bis der Einfallswinkel groß genug ist die Totalreflexion zu vermeiden. An dieser Stelle tritt Laserlicht aus dem Quarzglasring aus und kann die Qualität des Messsignals einer Kamera stark beeinträchtigen. Eine Konstruktion mit einem verlängerten, durchsichtigen Kolben wurde aus finanziellen und technischen Gründen nicht in Betracht gezogen.

Für den neuen Versuchsträger wurde eine Konstruktion mit drei flachen optischen Zugängen gewählt, die planare laseroptische Messungen im Brennraum ermöglichen. Diese optische Konfiguration wurde ausgewählt, um die oben genannte Reflexions-Problematik möglichst zu vermeiden. Die Konstruktion des neuen Motors basiert auf einem existierenden Einzylinder-Forschungsmotor von Mercedes Benz. Auf diese Weise können viele Serienteile direkt oder in leicht modifizierter Form verwendet werden. Das Kurbelgehäuse, der Kurbeltrieb und der Ventiltrieb wurden vom existierenden Motor direkt übernommen, wohingegen der Serienzylinderkopf und der Serienkolben modifiziert wurden. Das Zylindergehäuse für den optisch zugänglichen Motor stellt eine Neuentwicklung dar. Die Kenndaten des Motors sind Tabelle 1 zu entnehmen.



Tabelle 1: Motorkenndaten

Ventile	-	4
Bohrung	[mm]	128
Hub	[mm]	142
Hubvolumen	[cm ³]	1827
Pleuellänge	[mm]	256
Höchstdrehzahl	[min ⁻¹]	2000
Verdichtungsverhältnis	-	16.1:1
Ladedruck (abs.)	[MPa]	≤ 0.2
Einlassventil Öffnet*	°KW nOT _{LW}	1
Einlassventil Schließt*	°KW nOT _{LW}	185
Auslassventil Öffnet*	°KW nOT _Z	125
Auslassventil Schließt*	°KW vOT _{LW}	5

*0.15 mm Ventilhub

Das neue Zylindergehäuse ist in zwei Teilen ausgeführt und bietet somit Flexibilität für weitere Motorkonzepte. Der Werkstoff beider Teile ist 42CrMo4S4. Dieser zeichnet sich durch eine hohe Festigkeit aus und ist durch den Schwefelanteil gut zerspanbar. Das Zylindergehäuse, der Zylinderkopf und der Kolben sind in Bild 2 im Querschnitt zu sehen. Der untere Teil des Zylindergehäuses ist mit dem Kurbelgehäuse verschraubt und sorgt für die Zentrierung der Baugruppe. Der obere Teil ist mittels Zentrierstiften und acht M8-Schrauben mit dem unteren Teil verbunden.

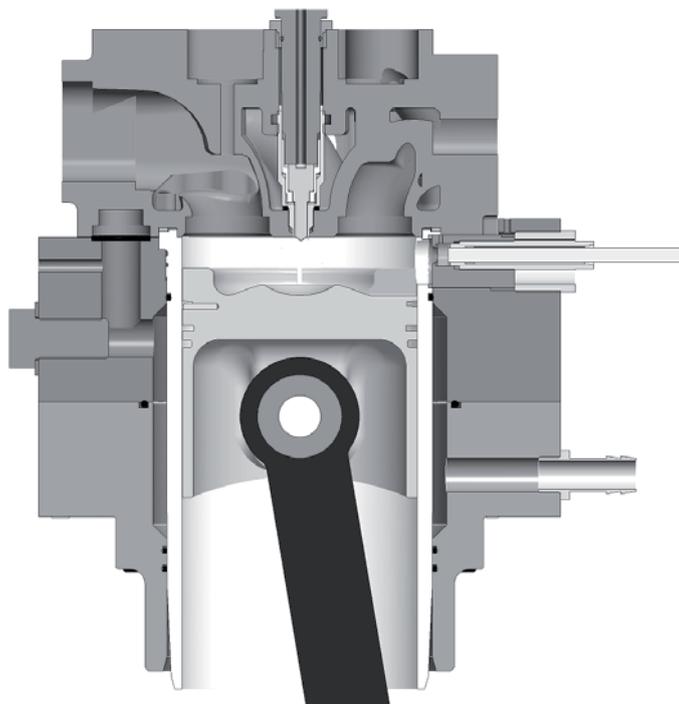


Bild 2: Zylindergehäuse, Zylinderkopf und Kolben im Querschnitt

Zur Kühlung der Laufbuchse wurde ein Wassermantel in das Kurbelgehäuse integriert, allerdings konnte wegen der optischen Zugänge keine vollständige Kühlung im Bereich des Feuerstegs erreicht werden. Die Laufbuchsen-Außentemperatur wird im Betrieb mittels eines Thermoelements überwacht. Im oberen Teil des Zylindergehäu-



ses befinden sich die drei optischen Zugänge. Für die Zufuhr von Kühlmittel und Schmieröl werden die bestehenden Kanäle im Zylinderkopf verwendet. Die Serienlaufbuchse wurde für die optischen Zugänge und für die Zylinderkopfdichtung modifiziert. Die drei Zugänge haben einen Durchmesser von 25 mm und sind in die Laufbuchse eingefräst. Die Zugänge werden gegenüber Zylinderdruck über an der Laufbuchse angebrachte Dichtflächen abgedichtet. Zwei der Zugänge liegen direkt einander gegenüber und ermöglichen somit den Durchgang eines Laserlichtschnitts, wohingegen der dritte Zugang senkrecht dazu orientiert ist, um mit einem Endoskop einen möglichst großen Beobachtungsbereich des Lichtschnitts zu bekommen. Im Bild 3 sind der Beobachtungszugang, ein Teil der Laufbuchse und die Zylinderkopfdichtung zu sehen.

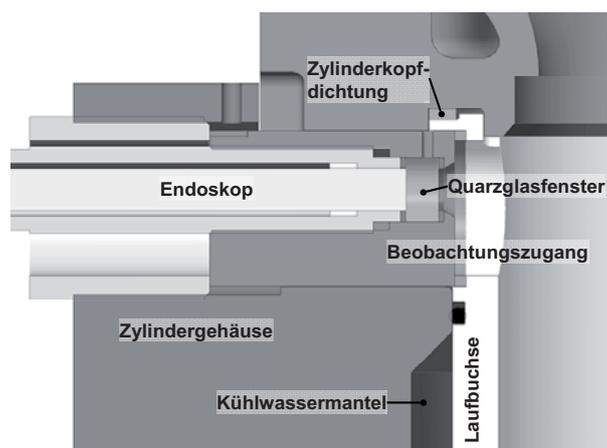


Bild 3: Zylinderkopfdichtung, Laufbuchse und Beobachtungszugang im Querschnitt

Um den Laserdurchgang und die Beobachtung in der obersten Kolbenstellung zu ermöglichen, wurde die Laufbuchse gegenüber dem Zylinderkopf höher gestellt, in dem eine Nut in den Zylinderkopf eingefräst wurde. Diese ist auch im Bild 3 erkennbar.

Als Kolben wurde der Serienkolben als Rohling inklusiv der Kolbenringe und Ringnuten verwendet. Die Kolbenmulde wurde aus dem Kolbenrohling gedreht und es wurden drei zusätzliche Ausfräsungen angebracht (siehe Bild 4). Zwei Schlitze dienen dem Zugang des Laserlichtschnitts, während die dritte, breite Ausfräsung Platz für den Sichtwinkel des Beobachtungsendoskops schafft.

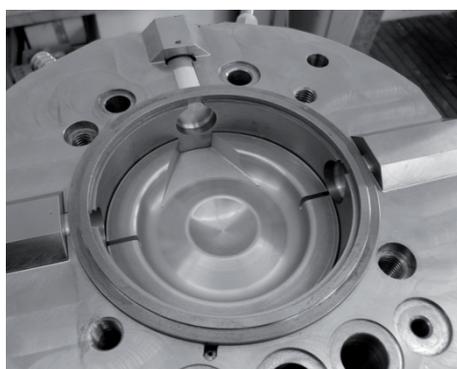


Bild 4: Zylindergehäuse mit modifizierter Laufbuchse und Kolben



3 CFD-Simulationen

Da der Einfluss der Kolben- und Zylindermodifikationen auf die Zylinder-Innenströmung nicht experimentell bestimmt werden konnte, wurde dieser Einfluss mit Hilfe einer 3D-CFD Simulation untersucht. Die Simulation wurde mit dem Programm STAR-CD von CD-adapco durchgeführt. Dazu wurden zwei verschiedene Modelle erstellt: Eines mit einer unveränderten Zylinderlaufbuchse und keinen Ausschnitten im Kolben und eines mit den optischen Zugängen in der Zylinderlaufbuchse und den Laser- und Beobachtungsausschnitten im Kolben (siehe Bild 4).

3.1 Modelle

Beide 3D-Gitter wurden mit dem Programm es-ice von CD-adapco erstellt, welches nicht nur die Netzgenerierung beherrscht, sondern auch die notwendigen Befehle zur Änderung des Netzes bereitstellt, um die Bewegung des Kolbens und der Ventile zu simulieren. Da das Generieren von veränderlichen Gittern besondere/hohe Anforderungen an die lokale Netzstruktur stellt, musste für das Hubvolumen ein hexaedrisches Netz benutzt werden. Die Kolbenmulde und die Ein- und Auslasskanäle wurden mit polyedrischen Zellen diskretisiert.

Beide Modelle bestehen insgesamt aus ungefähr 880.000 Zellen, wovon ungefähr 570.000 den Brennraum, 190.000 den Einlasskanal und 120.000 den Auslasskanal darstellen. Die Positionen des Einlass- bzw. Abgasdrucksensors dienen als die Grenzen des Lösungsbereichs. Das Gitter mit der modifizierten Geometrie ist in Bild 5 dargestellt.

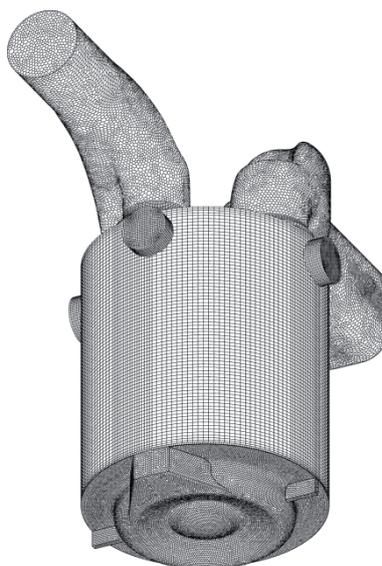


Bild 5: 3D-Rechengitter, modifizierte Geometrie

3.2 Anfangs- und Randbedingungen

Da mithilfe der Simulation der Einfluss der modifizierten Geometrie auf die Zylinder-Innenströmung untersucht werden sollte, wurde der Ladungswechsel simuliert. Deshalb wurde der Anfangspunkt der Berechnungen bei 300° KW nZOT (d.h. 60° KW vor Ende des Ausschub-Takts) festgelegt. Die Anfangs- und Randbedingungen für die Simulation sind experimentell gewonnene Werte aus dem geschleppten Betrieb des Motors im Prüfstand. Es wird angenommen, dass zu Beginn der Simulation die Einlass- und Auslasskanäle mit Luft gefüllt sind und die Lufttemperatur und der Luftdruck den in den Kanälen gemessenen Werten entspricht. Weiterhin wurde für den



Brennraum angenommen, dass er im Anfangszustand Luft mit dem gleichen Zustand wie das Gas im Auslasskanal enthält. Der absolute Druck vor dem Einlasskanal und direkt nach dem Auslasskanal wurde mit piezoresistiven Drucksensoren gemessen und mit einem Indiziersystem mit einer Auflösung von $0,1 \text{ °KW}$ aufgezeichnet. Die resultierenden Druckverläufe wurden über 100 Zyklen gemittelt und als Randbedingungen am Ende der Kanäle festgelegt. Zur Lösung des Finite-Volumen-Gleichungssystems wurde der PISO-Algorithmus verwendet. Die Turbulenz wurde mit dem RNG k-epsilon-Modell mit Standardparametern simuliert.

3.3 Simulationen

Für den geschleppten Saugmotorbetrieb wurden zwei Motordrehzahlen simuliert: 1000 min^{-1} und 1425 min^{-1} . Die sich mit der Drehzahl ändernden Druckverläufe und Temperaturen im Einlass- und Auslasskanal wurden als Randbedingungen verwendet und die Simulation wurde durchgeführt, bis der Kolben ZOT erreicht.

Die folgenden CFD-Ergebnisse werden anhand zweier repräsentativer Schnittebenen durch den Zylinder gezeigt: Die vertikale Laserlichtebene, die durch die Laserzugänge geht (siehe Bild 6), und eine horizontale Drallebene, die sich 7 mm unter dem Zylinderkopf befindet. Die Vektorfelder werden auf diese Ebenen projiziert und durch Pfeile, die zur besseren Visualisierung der Ergebnisse gekrümmt sind, dargestellt. Die Farbe der Pfeile entspricht dem Betrag der Geschwindigkeit, wohingegen die Länge des Pfeils der Komponente in der beobachteten Ebene entspricht. Auf ähnliche Weise werden skalare Plots der turbulenten kinetischen Energie in den Schnittebenen gezeigt. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Simulationen mit einer Drehzahl von 1000 min^{-1} vorgestellt.

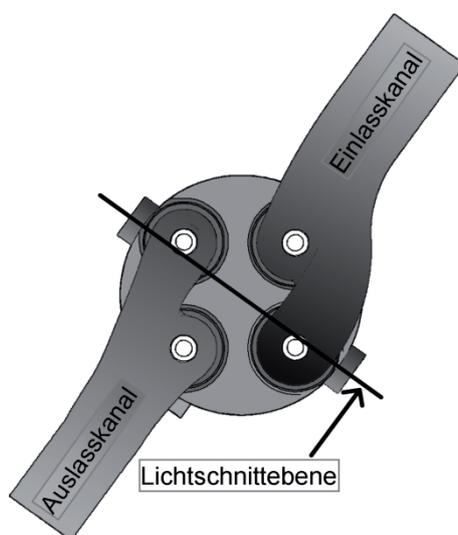


Bild 6: Draufsicht des Motors mit Lichtschnittebene

Während des Ansaughubes ist die erste und auffälligste Abweichung zwischen den berechneten Zylinder-Innenströmungen der beiden Modelle zu beobachten. Mit der unveränderten Zylindergeometrie befindet sich das Einlassventil sehr nah an der Zylinderwand, so dass nur sehr wenig Luft am Ventil vorbei in Richtung Zylinder strömen kann. Im optischen Motor ist es offensichtlich so, dass Luft in die Aussparung des optischen Zugangs strömen kann, von wo aus sie zurück in den Zylinder geleitet wird.



Diese Strömung erzeugt etwas Turbulenz in und um den optischen Zugang, aber die Intensität der Turbulenz in diesem Bereich des Zylinders ist kleiner als die in der Mitte des Zylinders auftretende Turbulenz - sowohl in der unveränderten als auch in der geänderten Geometrie des Motors. Zu diesem Zeitpunkt ist die Strömung in dem Zylinder des optischen Motors ziemlich unterschiedlich im Vergleich zu der Strömung des unveränderten Motors. In Bild 7 sind Strömungsfelder dargestellt, die aus der Lichtschnittebene von beiden Modellen entnommen wurden. Der jeweilige Kurbelwinkel ist 270° KW vor dem oberen Totpunkt ($^\circ$ KW vZOT).

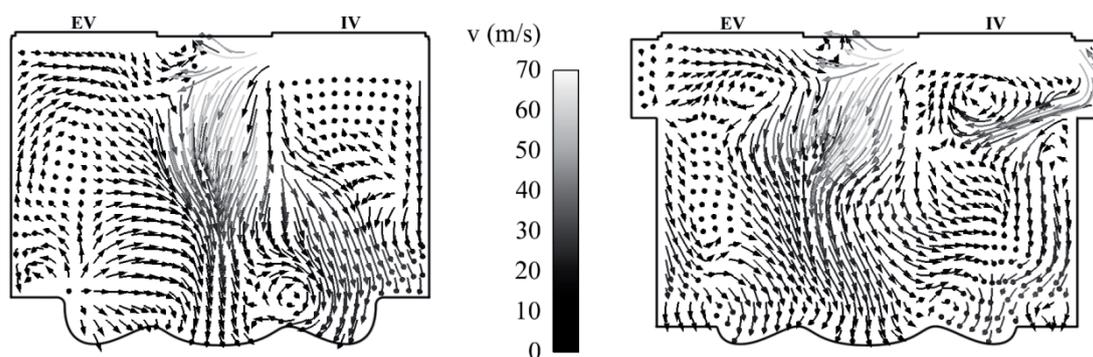


Bild 7: Strömungsfelder aus der Laserebene im Schleppbetrieb, 1000 min^{-1} , 270° KW vZOT

Die Strömungsgeschwindigkeiten nehmen während des Einlasshubs und des Verdichtungshubs ab. Bei 60° KW vZOT zeigen sich immer noch Abweichungen in den Strömungsfeldern, aber die Unterschiede sind weniger signifikant als die während des Ansaugtaktes simulierten. Bild 8 zeigt die Strömungsfelder in derselben Laserschnittebene, die in Bild 7 verwendet wurde.

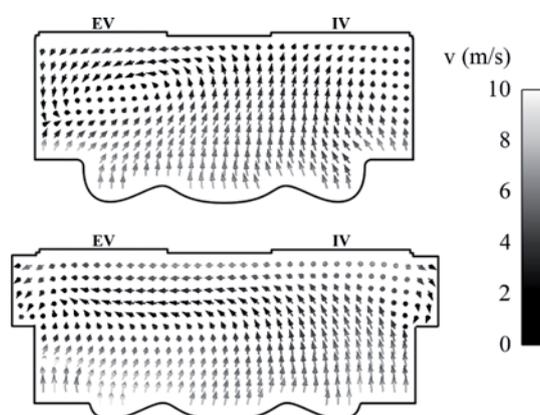


Bild 8: Strömungsfelder aus der Laserebene im Schleppbetrieb, 1000 min^{-1} , 60° KW vZOT

Weiterhin soll die Turbulenzintensität der beiden Modelle verglichen werden, wenn sich der Kolben weiter in Richtung OT bewegt. Das Verhalten der Turbulenz kann durch die turbulente kinetische Energie ausgedrückt werden, welche in Bild 9 für die Schnittebene des Lasers dargestellt ist.

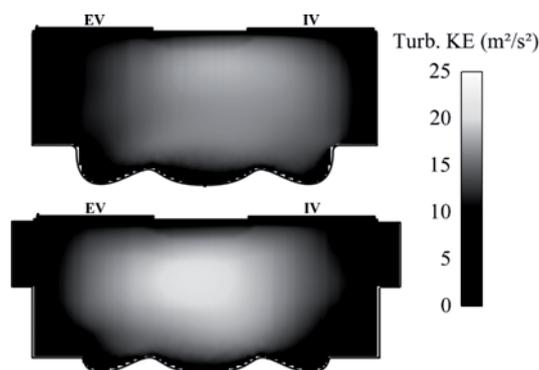


Bild 9: Turbulente kinetische Energie im Schleppbetrieb, 1000 min^{-1} , 60 °KW vZOT

Die in dem modifizierten Motor vorliegende Turbulenzintensität ist etwas größer als die in dem unveränderten Modell und das Gebiet der größten Turbulenz scheint in dem geänderten Zylinder etwas zentraler zu liegen.

Bei einer weiteren Bewegung des Kolbens in Richtung OT ist es sinnvoller den Zylinder von oben zu betrachten. Deshalb wird eine horizontale Schnittebene 7 mm unter dem Zylinderkopf (ungefähr in der Mitte zwischen dem Kolbenboden und dem Zylinderkopf bei 30 °KW vZOT) erzeugt und von oben betrachtet. Die entsprechenden Strömungsfelder sind in Bild 10 dargestellt. Die Beträge der gezeigten Geschwindigkeiten ungefähr in der Mitte des Zylinders sind in beiden Modellen üblicherweise kleiner als 3 m/s , aber die Strömungsrichtungen unterscheiden sich etwas. Die höchsten Geschwindigkeiten treten am Rand des Zylinders auf, da der Rand der Kolbenmulde Luft in das Zentrum des Brennraumes drückt. Die beiden Modelle zeigen, dass diese Geschwindigkeiten neben der Zylinderwand oft eine tangential Komponente haben. Diesen Einfluss des optischen Zugangs auf die tangentialen Strömung kann man deutlich in dem unteren Bild sehen.

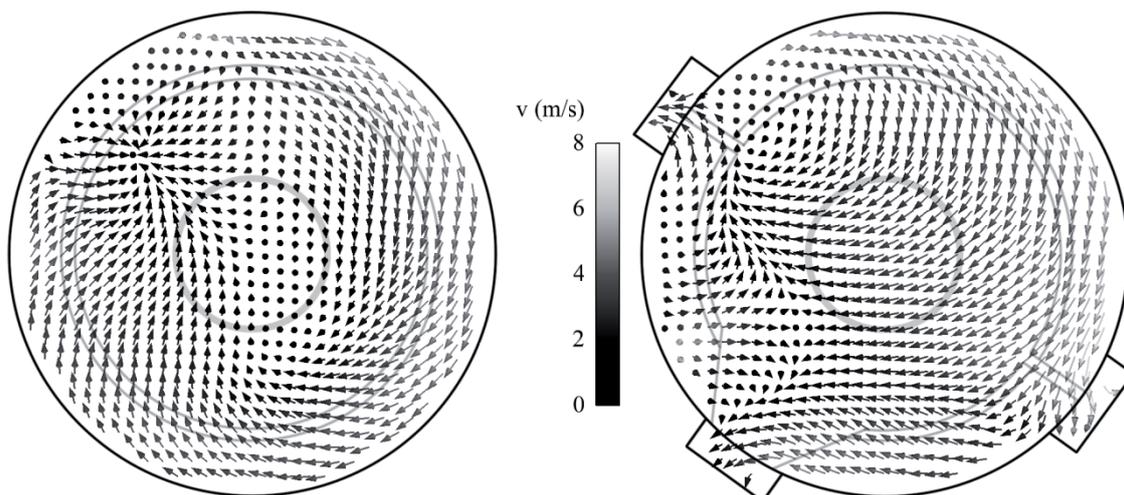


Bild 10: Strömungsfelder aus der Drallebene im Schleppbetrieb, 1000 min^{-1} , 30 °KW vZOT

Die Untersuchungen der turbulenten kinetischen Energie in derselben Ebene bei diesem Kurbelwinkel zeigen, dass der Höchstwert der Turbulenzintensität in dem Motor mit der modifizierten Geometrie höher ist, aber der Ort der höchsten Turbulenzintensität sich bei beiden Modellen nicht in der Mitte des Zylinders befindet. Der Unter-



schied der beiden Höchstwerte entspricht einem Unterschied im schwankenden Anteil der Geschwindigkeit von weniger als 1 m/s.

Während sich der Kolben weiterhin nach oben Richtung ZOT bewegt, nehmen die Geschwindigkeiten der Quetschströmungen, die in die optischen Zugänge gelenkt werden, zu. Die beiden Modelle zeigen in der Kolbenmulde qualitativ unterschiedliche Strömungsfelder, allerdings sind die Beträge der Geschwindigkeiten und die grundlegende Strömungsrichtungen in beiden Modellen ähnlich. Die mittlere und die höchste Turbulenzintensität sind bei diesem Kurbelwinkel niedriger als bei 30 °KW vZOT. Wieder ist das Turbulenzniveau der geänderten Motorgeometrie höher als das der unveränderten, aber der Unterschied der Höchstwerte der turbulenten kinetischen Energie bleibt relativ klein.

4 PIV-Untersuchungen

4.1 Hintergrund

Zur räumlich aufgelösten Ermittlung der Zylinder-Innenströmung in einem Verbrennungsmotor kommt häufig die Particle Image Velocimetry (PIV) zum Einsatz. Dabei werden Tracer-Partikel der Saugluft beigemischt, die mit einem gepulsten Laserlichtschnitt beleuchtet werden. Das an den Partikeln gestreute Licht wird üblicherweise mit einer oder mehreren CCD-Kameras aufgenommen, um Kenntnisse über die Strömung in dieser Ebene zu gewinnen. In dieser Arbeit handelt es sich um einen Doppelpulslaser und ein vereinfachtes Messverfahren mit einer CCD-Kamera, die ihren Beobachtungsbereich senkrecht zur Laserebene hat. Für eine gegebene Kolbenstellung werden Bildpaare in verschiedenen Zyklen aufgenommen. Damit liefern die Ergebnisse Informationen in zwei Dimensionen aus einer Ebene zu verschiedenen Zeitpunkten. Die zu der Laserebene senkrecht stehenden Anteile der Geschwindigkeitsvektoren werden vernachlässigt, was zu unbekanntem und nicht unerheblichen Messfehlern führt. Diese Ergebnisse solcher Messungen bieten jedoch Information zu den einzelnen Zyklen, die aus einer RANS-basierten Simulation (RANS: Reynolds-Averaged Navier Stokes) nicht entnommen werden kann. Beispielsweise erlaubt eine solche Simulation keine Aussage über die Zylinder-Innenströmung in einem einzelnen Arbeitsspiel, wohingegen die PIV-Ergebnisse die räumliche Gestaltung des Strömungsfelds in beliebig vielen Arbeitsspielen herausstellen. In dieser Arbeit dienen die PIV-Untersuchungen auch dazu, Erfahrung mit Lichtschnittbeleuchtung im Brennraum des neuen Versuchsträgers zu sammeln.

4.2 Tracer-Partikel

Bei der Auswahl der Tracer-Partikel müssen viele Faktoren berücksichtigt werden. Idealerweise weisen die Partikel eine Dichte auf, die der der zu untersuchenden Flüssigkeit gleich oder sehr ähnlich ist. Damit ist sichergestellt, dass die Partikel der Strömung zuverlässig folgen. Zur Bewertung dieses Folgevermögens wird von der Stokesschen Reibung ausgegangen. In diesem Fall kann eine Relaxionszeit herangezogen werden, die folgendermaßen beschrieben werden kann:

$$\tau = \frac{2}{9} r_p^2 \frac{\rho_p - \rho_f}{\nu_f \rho_f} \quad (1)$$

mit: r_p Partikelradius [m]; ρ_p Partikeldichte [kg/m^3]; ν_f kinematische Viskosität der Flüssigkeit [m^2/s]; ρ_f Dichte des Partikels [kg/m^3]; τ Relaxionszeit [s].



Im Fall eines Dieselmotors werden die Partikel hohen Kompressionstemperaturen ausgesetzt. Des Weiteren dürfen die Partikel im Motorbetrieb zu keiner Erhöhung des Verschleißes führen. Die Anzahl der Partikel muss so eingestellt werden können, dass eine ausreichende räumliche Auflösung erreicht werden kann, ohne dass zu viele Partikel sich im Motor befinden und diese die optische Zugänglichkeit beeinträchtigen. Durch die Bedingungen in den oft zum Einsatz kommenden Zerstäubern können die Partikel aneinander haften. Dies würde die aerodynamischen Eigenschaften der Partikel beeinträchtigen und sollte vermieden werden.

Vorversuche mit fein zerstäubten Öltröpfchen haben gezeigt, dass die Tröpfchen durch die Strömung und die Druckwellen im Saugrohr des laufenden Motors sich zu stark verkleinern. So weisen die Partikel zu kleine Streuquerschnitte auf und die resultierende Streuintensität ist durch das endoskopische Abbildungssystem nicht mehr messbar. Kunststoff-Microspheres konnten in anderen Projekten erfolgreich eingesetzt werden, im vorliegenden Fall sind diese jedoch aufgrund der hohen Kompressionsdrücke und -temperaturen nicht geeignet. Keramikpartikel oder Glaskügelchen könnten auch für PIV eingesetzt werden, jedoch besteht dabei die Gefahr, dass der Motor dadurch beschädigt wird. Da frühere Untersuchungen ([5]) mit Bärlappsporen als Tracer-Partikel in einem Ottomotor erfolgreich waren, wurde die Verwendung dieser Partikel im Dieselmotor untersucht.

Bärlappsporen haben einen mittleren Durchmesser von etwa $33\ \mu\text{m}$ (siehe Bild 13) und eine Dichte von $1175\ \text{kg/m}^3$ [6]. Sie stellen kein Gesundheitsrisiko dar, lassen sich mit einem Zyklonzerstäuber gut dosieren und scheinen auch bei höheren Temperaturen beständig.

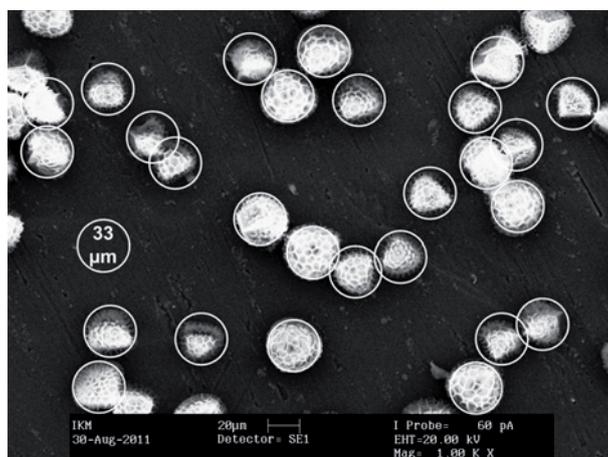


Bild 13: REM-Aufnahme von Bärlappsporen [7]

Mit der Annahme der Stokesschen Reibung ergibt sich eine Relaxionszeit in der Umgebungsluft von ca. 4 ms, was bei einer Drehzahl von $1425\ \text{min}^{-1}$ etwa 33° Kurbelwinkel entspricht. Jedoch haben vergangene experimentelle Untersuchungen gezeigt, dass diese Annahme für Bärlappsporen nicht geeignet ist [6, 8, 9, 10, 11, 12]. Nach [11] kann anhand der gemessenen Fallgeschwindigkeit der Partikel ein korrigierter Stokesscher Durchmesser errechnet werden. Dieser scheint immer um einen Faktor von etwa 1,37 kleiner als der gemessene Durchmesser zu sein [11]. In dieser Arbeit wird von einem Stokesschen Durchmesser von $24\ \mu\text{m}$ ausgegangen. Des Weiteren nehmen der Zylinderdruck und damit die Viskosität der Luft während des Kompressionshubes zu. Bei einem Kurbelwinkel von 30° vZOT im Schleppbetrieb



ergibt sich eine Relaxionszeit von etwa $106 \mu\text{s}$, dies entspricht etwa $0,90^\circ$ Kurbelwinkel. Damit können zwar die kürzesten turbulenten Zeitskalen nicht untersucht werden, jedoch scheinen Bärlappsporen in der Lage zu sein, Information über die Gesamtströmung in einem Dieselmotor während der Kompression zu liefern.

Die Auswertung der Bildpaare erfolgt in dieser Arbeit mit der Software DynamicStudio von Dantec. Zunächst werden die Bilder entzerrt und skaliert, um Abbildungsfehler zu korrigieren, die durch das Endoskop zu Stande kommen [13]. Dies wird mithilfe eines Kalibrierbilds auf einer Zielscheibe gemacht. Danach werden die Bilder in 32×32 Pixel große Teilbilder unterteilt. Die Überlappung der Teilbilder auf dem Originalbild beträgt 50%. Für jedes Teilbild-Paar wird die Kreuzkorrelation gerechnet, die Information über die räumliche Verschiebung zwischen den zwei Teilbildern liefert. Aus dieser Verschiebung und dem bekannten Zeitversatz zwischen den Bildern (in dieser Arbeit $30 \mu\text{s}$) werden Geschwindigkeitsvektoren errechnet. Durch zwei verschiedene Validierungsschritte werden falsche Vektoren identifiziert und entfernt.

Eine Skizze des PIV-Aufbaus ist in Bild 14 zu sehen. Der frequenzverdoppelte Nd:YAG Doppelpuls laser wird mit einem Dantec-Steuersystem motorsynchron ausgelöst. Das Licht wird durch einen Strahlführungsarm und eine Lichtschnittoptik geleitet, bevor es durch den Laserzugang in den Brennraum gelangt. Die Beobachtung erfolgt über den Endoskopzugang (siehe Bild 3). Die Kamera lässt sich auf einer Schiene zurückschieben, um die Reinigung des Zugangs zu ermöglichen.

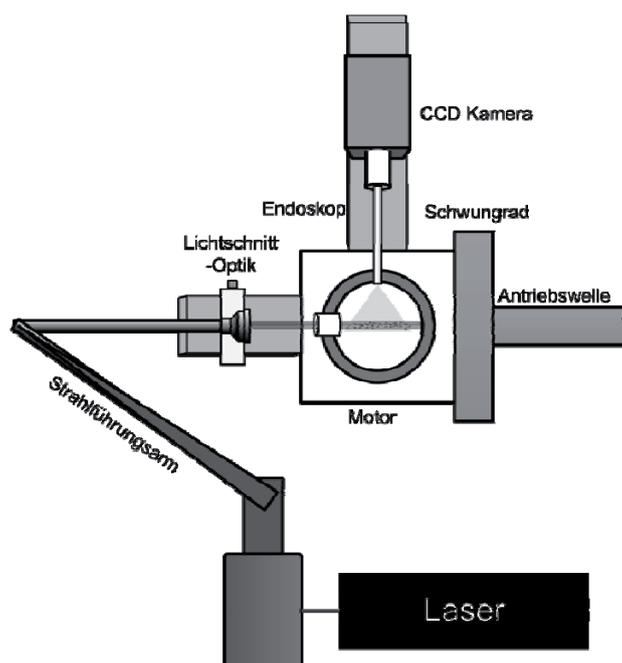


Bild 14: Aufbau des PIV-Messsystems

4.3 Ergebnisse

Als Beispiel der PIV-Ergebnisse sind in Bild 15 berechnete Strömungsfelder für eine Drehzahl von 1425 min^{-1} bei einem Kurbelwinkel von 20° vor dem oberen Totpunkt ($^\circ \text{vZOT}$) dargestellt. Die Ergebnisse stammen aus neun verschiedenen Arbeitsspielen und zeigen die zyklischen Schwankungen, die im Zylinder beobachtet werden. Geschwindigkeiten in Höhe von etwa 8 m/s treten stellenweise häufiger auf, wohingegen deutlich geringere Geschwindigkeiten in anderen Stellen festgestellt werden.



Erkennbar ist auch, dass Vektoren nicht in jedem Zyklus in jeder Stelle berechnet werden. Dies ist auf eine ungleichmäßige Verteilung der Tracer-Partikel und zurückzuführen und konnte in diesem Motor nicht vermieden werden. So können in jeder Stelle in der Lichtschnittebene Vektoren für mindestens 60% der Zyklen gerechnet werden, jedoch stellt sich die Frage, ob die Erstellung eines aussagekräftigen Mittelwertvektorfeld anhand der Ergebnisse möglich ist.

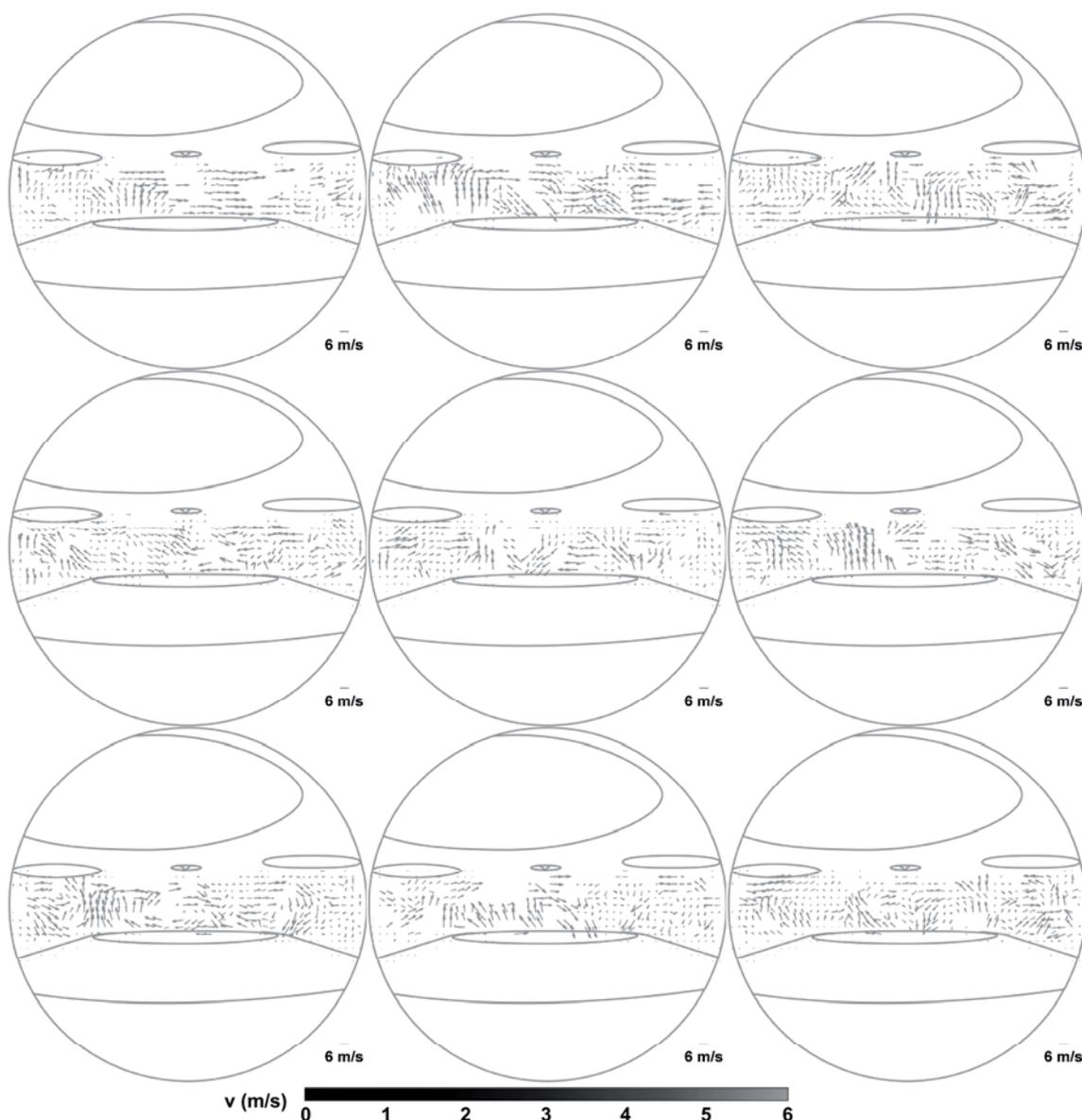


Bild 15: PIV Aufnahmen für verschiedene Zyklen, 1425 min^{-1} , 20°KW vZOT

Die CFD-Ergebnisse wurden trotz dieser Vorbehalte mit den gemittelten PIV-Strömungsfeldern verglichen. Auf der linken Seite von Bild 16 ist bei 20°vZOT und einer Drehzahl von 1425 min^{-1} das aus der CFD-Simulation berechnete Strömungsfeld gezeigt. Der gestrichelte Kreis entspricht in etwa dem Beobachtungsbereich vom PIV-Endoskop. Auf der rechten Seite ist das aus 50 gemessenen Zyklen gemittelte Strömungsfeld bei derselben Drehzahl und Kolbenstellung zu sehen.

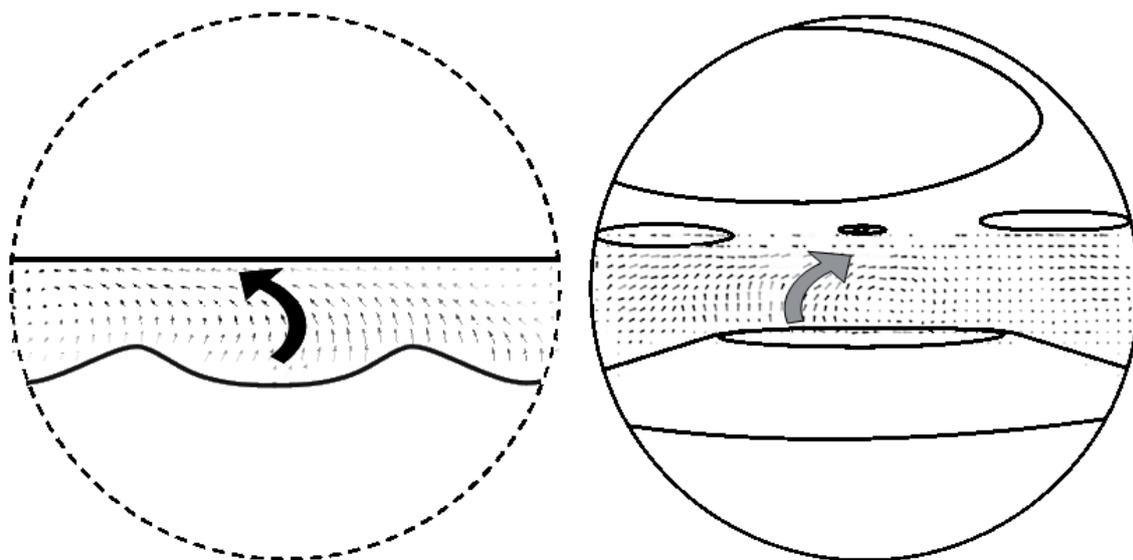


Bild 16: Vergleich zwischen CFD (links) und PIV (rechts), 1425 min^{-1} , 20 °KW vZOT

Weder eine qualitative noch eine quantitative Übereinstimmung zwischen den CFD-Simulationen und den PIV-Ergebnissen konnte festgestellt werden. Zum einen könnte dies an der beschränkten Aussagekraft des aus den PIV-Ergebnissen ermittelten Strömungsfelds liegen, zum anderen ist das Turbulenzniveau in der CFD-Simulation in derselben Größenordnung wie die Geschwindigkeiten selbst. Die PIV-Strömungsfelder (siehe Bild 15) erscheinen in jedem Zyklus anders als die simulierten Strömungsfelder und als die gemittelten PIV-Strömungsfelder. So sind die Beschränkungen ersichtlich, die mit einer RANS-basierten Simulation einhergehen, was für die Notwendigkeit der Entwicklung neuer Simulationsmethoden wie z.B. Large Eddy Simulation (LES) spricht. Weitere Untersuchungen mit stereoskopischen Aufnahmen könnten deutlich aussagekräftigere Messresultate liefern. Außerdem könnte eine Analyse der PIV-Daten mithilfe der Proper Orthogonal Decomposition Methode mehr Information über die wichtigen Strömungsmoden im Brennraum bieten.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ein neuer optisch zugänglicher Heavy Duty-Dieselmotor wurde konstruiert, aufgebaut und in Betrieb genommen. Der Motor ist auf dem Mercedes OM450 basiert und weist drei optische Zugänge auf, die laseroptische Messungen im Brennraum ermöglichen. Die Auswirkung der optischen Zugänge auf die Zylinder-Innenströmung wurde mittels 3D-CFD untersucht, und die PIV-Messtechnik wurde verwendet, um die Strömung im Brennraum des Motors experimentell zu untersuchen. Dafür mussten geeignete Tracer-Partikel ausgewählt und bewertet werden. Information zu den zyklischen Schwankungen in der Zylinder-Innenströmung konnten mit dieser Messtechnik gewonnen werden, die der CFD-Simulation nicht entnommen werden können. Die gemittelten Strömungsfelder aus den PIV-Ergebnissen passen nicht zu den mit CFD gerechneten Strömungsfeldern.

Weitere laseroptische Untersuchungen werden Kenntnisse zur Gemischvorbereitung und zur Rußbildung bzw. Rußoxidation liefern. Dabei wird flüssiger Kraftstoff mithilfe der Mie-Streulichttechnik detektiert. Rußpartikeln werden während der Verbrennung mit der RAYLIX-Messtechnik und mit der 2D-Zwei-Farben-Methode untersucht. Die RAYLIX-Messtechnik setzt sich aus drei verschiedenen Messtechniken zusammen:



Rayleigh-Streuung, Laserinduzierte Inkandescenz und Extinktion und bietet räumlich aufgelöste Information zu den Partikelgrößen, Konzentrationen und Anzahldichten in verschiedenen Zyklen zu verschiedenen Zeitpunkten (siehe z.B. [13, 14]). Sie wird zusammen mit dem Institut für Technische Chemie und Polymerchemie am Karlsruher Institut für Technologie verwendet und kommt zum ersten Mal in einem Dieselmotor zum Einsatz.

Literatur

- [1] Capros, P., Mantzos, L., Papandreaou, V., Tasios, N. European Energy and Transport: Trends to 2030 – Update 2007. European Commission Directorate-General for Energy and Transport. Luxembourg, 2008.
- [2] Deslandes, W., Dupont, A., Baby, X., Charnay, G., Boree, J. PIV Measurements of Internal Aerodynamic of Diesel Combustion Chamber. SAE Technical Paper 2003-01-3083, 2003.
- [3] Lee, W., Solbrig, C.E., Litzinger, T.A., Santoro, R.J. Planar Laser Light Scattering for the In-Cylinder Study of Soot in a Diesel Engine. SAE Technical Paper 902125, 1990.
- [4] Schindler, K. Integrated Diesel European Action (IDEA): Study of Diesel Combustion. SAE Technical Paper 920591, 1992.
- [5] Baecker, A. Einsatz der Particle-Image-Velocimetry zur Untersuchung der Motorinnenströmung an einem seriennahen, geschleppten Einzylindermotor. Diplomarbeit, Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 1998.
- [6] Zeleny, J. and McKeehan, L.W. Die Endgeschwindigkeit des Falles kleiner Kugeln in Luft. Physikalische Zeitschrift 11, 1910, pp. 78-93.
- [7] REM-Aufnahme freundlicherweise zur Verfügung gestellt von Dr.-Ing. Marco Riva, Institut für Angewandte Materialien (IAM) – Keramik im Maschinenbau, KIT
- [8] Stepanov, K.M. Dissemination of infective diseases of plants by air currents. Bull. Pl. Prot. Leningr., Ser. 2, Phytopathology, no. 8, pp1-68.
- [9] Gregory, P. H. (1951), DEPOSITION OF AIR-BORNE LYCOPODIUM SPORES ON CYLINDERS. Annals of Applied Biology, 38: 357–376.
- [10] Gregory, P. H. and Stedman, O. J. (1953), DEPOSITION OF AIR-BORNE LYCOPODIUM SPORES ON PLANE SURFACES. Annals of Applied Biology, 40: 651–674.
- [11] Chamberlain, A.C. Transport of Lycopodium Spores and Other Small Particles to Rough Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 296, No. 1444 (Jan. 10, 1967), pp.45-70.



- [12] Di-Giovanni, F., Kevan, P.G., and Nasr, M.E. The variability in settling velocities of some pollen and spores. *Grana*, 34:1, 1995, pp. 39-44.
- [13] Gindele, J., Spicher, U. Investigation of In-Cylinder Flow Inside IC Engines Using PIV with Endoscopic Optics. 9th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, 1998
- [14] Stumpf, M., Jungfleisch, B., Kubach, H., Velji, A., Spicher, U., Suntz, R., Bockhorn, H., Hentschel, J. Highly temporal resolved detection of soot particle properties in a common-rail direct injection Diesel engine. 24th CIMAC Congress, Kyoto, Paper No. 85, 2004.
- [15] Stumpf, M., Velji, A., Spicher, U., Jungfleisch, B., Suntz, R., Bockhorn, H. Investigations on Soot Emission Behavior of a Common-Rail Diesel Engine during Steady and Non-Steady Operating Conditions by Means of Several Measuring Techniques. SAE Technical Paper 2005-01-2154, 2004.





Der Einsatz einer aktiven Motorlagerung zur Körperschallreduktion

Martin Zornemann, Roland Kasper

Kurzfassung

Bei der Entwicklung und der Umsetzung moderner Fahrzeugkonzepte wird der Focus in zunehmendem Maße auf die Entstehungs- und Ausbreitungsmechanismen von Körper- und Luftschall gelegt. Hier muss im Sinne des Komfort- und Sicherheitsempfindens der Passagiere die Forderung nach Reduktion von Vibrationstransmissionen in den Innenraum umgesetzt werden. Trotz des Trends der zunehmenden Elektrifizierung des Antriebstranges haben Verbrennungsmotoren als Antriebskonzept in der Automobilindustrie auch in den nächsten Jahrzehnten weiterhin ihren hohen Stellenwert. Als Primärtrieb bzw. in Hybrid- oder Range-Extender Konzepten stellen sie im vibroakustischen Kontext die dominierende Quelle für Körperschalleinträge in die Struktur der Karosserie sowie in die Umgebung abgestrahlten Luftschall dar. Die Anbindungspunkte der Verbrennungskraftmaschine in der Fahrzeugstruktur können hier als diskrete Einleitungspunkte für Körperschallenergien betrachtet werden. Die in den letzten Jahren entwickelten passiven und semi-aktiven Motorlagerungen sind nur bedingt in der Lage die auftretenden dynamischen Kräfte zu bedämpfen. Der Forderung einer breitbandigen Reduktion der auf die Karosserie wirkenden Anregungen kann mit dem eingeführten dynamischen Interface begegnet werden.

Das vorgestellte Konzept sieht einen parallelen Aufbau aus passiven Elastomerelementen und einem aktiven, aus piezoelektrischen Aktuatoren aufgebauten Kraftpfad vor. Der passive Pfad dient zum Stützen der statischen und tief frequenten Lagerlasten, welche aus dem Eigengewicht des Antriebsaggregates und der Last infolge des mittleren abgegebenen Motordrehmomentes resultieren. Die durch den aktiven Pfad übertragene Kraft kann mit Hilfe der piezokeramischen Aktuatoren in geeigneter Weise moduliert werden, so dass dynamische Kraftanteile im Frequenzband unterhalb 200 Hertz reduziert werden können. Die Wahl des Aktuatomaterials wird motiviert und mit den Anforderungen an körperschallreduzierende Motorlagerungen begründet. Ausschlaggebend für die Performance des Interfaces hinsichtlich der erreichbaren Unterdrückung der eingeleiteten Vibrationen sind die implementierten Regelstrategien; im vorliegenden Beitrag werden die untersuchten Feedback- und Feedforward-Regelungsansätze vorgestellt und diskutiert. Besonderes Augenmerk liegt weiterhin auf der Bildung einer analytischen Beschreibung des kinematischen Modells des aktiven Lagerungskonzeptes, der Behandlung der infolge des konstruktiven Aufbaus auftretenden Nichtlinearität und die Einbindung der mathematischen Beschreibung in die Reglerentwurfsverfahren. Die in einer Schwingungsprüfstands Umgebung, bestehend aus einem extern angeregten Zylinderkurbelgehäuse, gewonnenen Ergebnisse der experimentellen Validierung der Regler werden präsentiert und auswertend diskutiert.



1 Einleitung

Der Focus der Entwicklung in der Automobilbranche hat sich in den letzten Jahrzehnten zunehmend in Richtung der Komfort- und Sicherheitsaspekte verschoben. Hierbei spielen neben primären Punkten wie Insassenschutz im Crashfall und Gestaltung des Interieurs auch sekundäre Punkte wie auftretende Vibrationen und das akustische Gesamtbild des Fahrzeugs eine immer größere Rolle. Hierbei wird von den OEM einerseits ein markantes Innen- und Außengeräusch angestrebt, welches beim Kunden eine Assoziation mit dem Produkt herbeiführt, andererseits muss dem Kundenbedürfnis nach komfortablen Fahrgeräuschen entsprochen werden. Aus psychoakustischer Sicht wird ein Signal als komfortabel empfunden, wenn dessen Lautheit und Tonhaltigkeit bestimmten Kriterien genügt [4]. Unter Gesichtspunkten der NVH (Noise Vibration Harshness) kann die Verbrennungskraftmaschine (VKM) als Hauptquelle der im Innenraum auftretenden Störgeräusche herausgestellt werden. Im Abschnitt 2 werden daher die aus dem konstruktiven Aufbau sowie dem Arbeitsprinzip der VKM resultierenden Kraftanregungen aufgezeigt. Über die Aggregatlagerungen wirken diese auf die passive Struktur der Karosserie und treten als Körperschall im Innenraum, aber auch als direkt in die Umgebung abgestrahlter Luftschall auf. Die Motorlager können hierbei als diskrete Einleitungspunkte für die Motoranregungen identifiziert werden. In der Vergangenheit gab es eine Vielzahl von Entwicklungen auf dem Gebiet der Aggregatlagerungen, um den Fahrkomfort und das Innenraumgeräusch zu verbessern. Es kann nach WELTIN und FEURER [5] in passive, semiaktive und aktive Lagerungen unterschieden werden. Während passive Elemente nicht in der Lage sind auf eine Änderung der fahrdynamischen Zustände zu reagieren, können bei semiaktiven Lagerungen Steifigkeit sowie Dämpfungswert beeinflusst werden. Eine bereits verbreitete Anwendung ist hier das Hydrolager. Durch die aktive Veränderung eines Strömungsquerschnittes in einem Zweikammersystem kann eine semiaktive Aggregatlagerung realisiert werden [6]. Unter einer aktiven Lagerung versteht man die Befähigung des Kopplungselementes zwischen Motor und Karosseriestruktur, eine direkte Krafteinleitung in den Kraftflusspfad zu realisieren. Aufgrund des regelungstechnischen Anspruches und des Energiebedarfs solcher Systeme haben aktive Lagerungen trotz ihres hohen Potentials noch nicht den Weg in die Serienfertigung gefunden. Zukünftig, gerade vor dem Hintergrund der zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstranges in Hybrid- bzw. Range-Extender-Fahrzeugen, wird man sich jedoch weiter mit solchen Systemen beschäftigen müssen. In heutigen Kfz wird ein Großteil der Reduktion der Motorvibrationen durch passive Dämmeinlagen und zusätzliche Isolations- und Kapselungsmaßnahmen realisiert. Diese führen zu einem erhöhten Fahrzeuggewicht, welches den Leichtbautendenzen der aktuellen Karosserieentwicklungen entgegenläuft und bei elektrisch angetriebenen oder elektrisch unterstützten Fahrzeugen in einer direkten Verringerung der Reichweite resultiert. Da bei in dieser Weise elektrifizierten Fahrzeugen der Betriebspunkt des verbrennungsmotorischen Aggregates primär vom SoC (State of Charge) des elektrischen Energiespeichers abhängt, kommt es zum einen zu einer Demaskierung anderer in den Innenraum abstrahlender Geräuschquellen; des Weiteren führt diese Entkopplung von Drehzahl und Lastzustand der VKM vom aktuellen Fahrzustand des Fahrzeugs zu einer veränderten subjektiven Wahrnehmung der NVH. Aktive Lagerungskonzepte können hier einen entscheidenden Beitrag zum Erreichen des gewünschten akustischen Gesamtbildes leisten, da sie in der Lage sind übertragene Lagerkräfte in gewünschter Weise gezielt zu modulieren. Im Abschnitt 3 wird das von den Autoren vorgeschlagene aktive Motorlager vorgestellt. Das für einen über seitli-



che Motorstützen in der Karosserie gelagerten Motor entworfene Konzept kann für längs eingebaute, als Primärtrieb genutzte VKM, sowie für kleinere Aggregate in Range-Extender-Ausführung Anwendung finden. Für den Entwurf der zum aktiven Betrieb des dynamischen Interfaces benötigten Regelungsstrategien wird im Abschnitt 4 die analytische Beschreibung eines Ersatzmodells vorgenommen, welche im darauf folgenden Abschnitt in die untersuchten Feedforward- und Feedback-Regler umgesetzt wird. Der Aufbau eines Labordemonstrators und die daran erzielten experimentellen Ergebnisse der implementierten Regelungen werden im Abschnitt 6 vorgestellt.

2 Körperschalleinträge der VKM in die Fahrzeugstruktur

Im Allgemeinen lassen sich die auf das Motorlager wirkenden Kräfte ihrem Verlauf nach in statische und dynamische Belastungen einteilen. Zu den statischen Lasten zählen die aus dem Eigengewicht des Antriebsaggregats, des Getriebes und anderer Anbauteile resultierenden Gewichtskräfte. Weiterhin kann aus dem mittleren Motordrehmoment, welches über die Lagerstützen als vertikale Belastung auf die Lager wirkt, für annähernd gleichbleibende Fahrzustände eine quasi-statische Last ermittelt werden. Diese erzeugt eine von der Steifigkeit der Lager abhängige Einfederung. Für die in die Karosserie eingetragenen Körperschallenergien sind jedoch in erster Linie die dynamischen Lagerlasten verantwortlich. Diese Motoranregungen lassen sich in Gaskräfte aus den Verbrennungsvorgängen im Inneren der VKM und Massenkräfte aus den Massenträgheitskräften der oszillierenden Bauteile, wie Kolben und Pleuel, einteilen [2]. Die im Folgenden getroffenen Aussagen beziehen sich auf den untersuchten Reihen-Vierzylinder-Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzung. Die Geometrie des Schubkurbeltriebs und der Ablauf eines Arbeitsspiels der VKM führen zu einem periodischen drehzahlabhängigen dynamischen Motordrehmomentenverlauf. Besonders im unteren Frequenzbereich zwischen 20 und 200 Hz treten die ganzzahligen Vielfachen der Motordrehzahl, die sogenannten Motorordnungen, sowie die Nebenordnungen als dominierende Anregungsanteile auf. Für den normalen Schubkurbeltrieb nach Abbildung 1 lassen sich folgende Beziehungen aus den geometrischen Bedingungen formulieren.

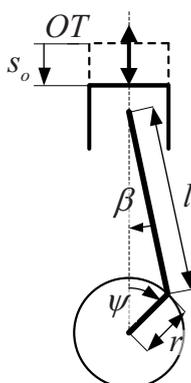


Abbildung 1: Normaler Schubkurbeltrieb

$$s_o + r \cdot \cos \psi + l \cdot \cos \beta = r + l \quad (1)$$



$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \psi = \lambda \cdot \sin \psi \quad (2)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \psi} \quad (3)$$

Das Schubstangenverhältnis λ ist als konstruktive Größe den Datenblättern des Motors zu entnehmen. Damit kann ein auf den Kurbelwinkelradius bezogener Ortspunkt x in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ψ berechnet werden.

$$x = \frac{s_o}{r} = 1 - \cos \psi + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \psi} \quad (4)$$

Für die Berechnung der dynamischen Kraftverläufe werden die Ableitungen des Kolbenweges s_o nach der Zeit benötigt.

$$\dot{s}_o = \frac{ds_o}{dt} = \frac{ds_o}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{dt} \quad (5)$$

Unter der Annahme konstanter Winkelgeschwindigkeiten der Kurbel, was einem betrachteten Arbeitspunkt für $\frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} = \omega = const$ entspricht, ergeben sich die Ableitungen wie im Folgenden dargestellt:

$$x' = \frac{\dot{s}_o}{r \cdot \omega} = \sin \psi + \frac{\lambda \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \psi}} \quad (6)$$

$$x'' = \frac{\ddot{s}_o}{r \cdot \omega^2} = \cos \psi + \frac{\lambda \cdot \cos^2 \psi - \lambda \cdot \sin^2 \psi + \lambda^3 \cdot \sin^4 \psi}{\left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \psi}\right)^3} \quad (7)$$

Die durch Verdichtungs- und Verbrennungsvorgänge im Zylinder hervorgerufene Druckänderung $p_G(\psi)$ wirkt über den Schubkurbeltrieb auf die Kurbelwelle. Es lassen sich durch Kraftzerlegung die tangential wirkenden Anregungsverläufe als Massentangentialdruck in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel und dem auf den Kurbelwinkel bezogenen Zylinderdruckverlauf formulieren.

$$p_{TG} = p_G \cdot x' = p_G \cdot \left(\sin \psi + \frac{\lambda \cdot \sin \psi \cdot \cos \psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \psi}} \right) \quad (8)$$

Die aus den Massenträgheiten von Kolben und Pleuel resultierenden, nach außen wirksamen Massenkräfte lassen sich ebenfalls nach ihrem tangential wirkenden Anteil, bezogen auf die Kolbenfläche A_K als Massentangentialdruck formulieren.

$$p_{TM} = \frac{m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2}{A_K} \cdot x' \cdot x'' \quad (9)$$

Der gesamte Tangentialdruckverlauf der Einzylindermaschine, aus dem sich deren dynamischer Antriebsmomentenverlauf berechnen lässt, ergibt aus der Summe der beiden Tangentialdruckanteile. Das Gesamtmoment lässt sich unter Berücksichtigung von Reibdruckverlusten p_r wie folgt berechnen.

$$M_M = (p_{TG} + p_{TM}) \cdot \frac{V_{Hub}}{2} - p_r \cdot \frac{V_{Hub}}{4 \cdot \pi} \quad (10)$$

$$F_{vert} = m_{osz} \cdot \ddot{s}_o = m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot x'' \quad (11)$$

Um eine Beschreibung des Drehmomentes der Mehrzylindermaschine zu erhalten, werden die Verläufe der Einzylindermaschine entsprechend den Zündwinkeln der



VKM superpositioniert; hierbei werden Abweichungen im Zündverhalten bzw. Brennverlauf zwischen den einzelnen Zylindern vernachlässigt. Untersucht man nun den Einfluss der Motordrehzahl auf die Verteilung der Massen- und Gaskraftanteile am generierten Momentenverlauf, so wird deutlich, dass die Gaskraftanteile das Moment im niedrigen Drehzahlbereich dominieren, da die Zylinderinnendrucke einige Megapascal betragen. Mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit, die bei der Berechnung der wirkenden Massenkräfte quadratisch eingeht, steigt der Masseneinfluss auf das Gesamtmoment deutlich an. Eine Abschätzung der freien Massenträgheitskräfte, die eine Vertikalbewegung des Motors bewirken, ist mit Formel (11) gegeben.

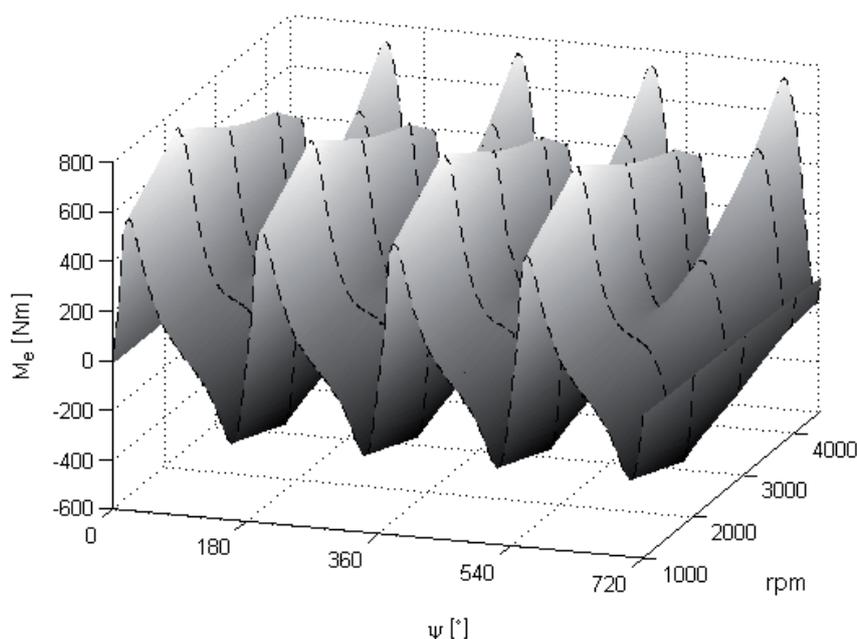


Abbildung 2: Effektivdrehmomentenverlauf eines 4-Zylinder Reihen-Motors

Der in Abbildung 2 dargestellte Effektivdrehmomentenverlauf zeigt die hohe Dynamik des über die Motorstützen auf die Aggregatlagerung wirkenden Kraftsignals sowie die drehzahlabhängige Verteilung von Massen- und Gaskraftanteilen über ein Arbeitsspiel von 720° Kurbelwinkel. Grundlage dieser Berechnung sind die auf einem befeuerten Motorprüfstand gemessenen indizierten Brennkammerdrücke $p_G(\psi)$ für die im Diagramm gestrichelt dargestellten Drehzahlen unter einer konstanten mittleren Motorlast von 90 Nm (bzw. 50 Nm bei 1000 rpm).

Die Reihenanzahl der Zylinder im Motor, der Winkelversatz der Kröpfungen von 180° KW, sowie die Geometrie des Schubkurbeltriebs führen zur Ausprägung von dominanten Motorordnungen im von der Lagerung aufzunehmenden Kraftsignal. Wie anhand von Abbildung 3 nachvollzogen werden kann, sind für den untersuchten Motor die Einträge durch die geraden Motorordnungen besonders ausgeprägt. Dargestellt sind hier die Ergebnisse von Prüfstandsmessungen der Lagerkraft eines mit passiven Elastomerlagern gelagerten und befeuerten 2.0 L-Dieselmotors. Die zweite Motorordnung tritt als dominantester Anregungsanteil mit einem durchgängig maximalen Pegel im Campbell-Diagramm hervor. Daneben sind aber auch die erste, die vierte, die sechste, sowie die unteren Nebenordnungen als spektraler Bestandteil zu identifizieren. Durch den Einsatz von Massenausgleichswellen kann das Schwingungsverhalten eines Aggregats für die zweite Motorordnung verbessert werden; dies bedeutet allerdings einen konstruktiven Mehraufwand, auf den durch den Einsatz aktiver Motorlagerungen verzichtet werden kann. Die Untersuchung der im Mo-

torbetrieb gemessenen Lagerkräfte verdeutlicht, dass sich, durch eine Unterdrückung der multitonalen Signalanteile der dominierenden Motorordnungen durch eine aktive Lagerung, eine deutliche Reduktion des übertragenen Kraftspektrums und damit eine Absenkung des akustischen Gesamtpegels im Fahrzeuginneren erreichen lässt.

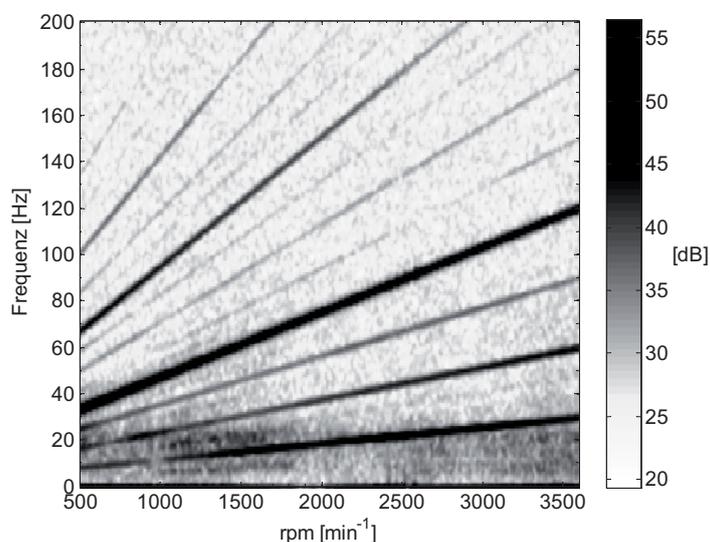


Abbildung 3: Campbell-Diagramm Motorlagerkraft bei Hochlauf bis 3600 min^{-1}

3 Konstruktiver Aufbau des aktiven Lagerinterfaces

Zur Realisierung eines Interfaces, welches in der Lage ist, die an der VKM auftretenden dynamischen Kräfte zu reduzieren und damit einen Beitrag zur Verbesserung der vibroakustischen Innenraumsituation des Fahrzeugs zu leisten, wird ein paralleler Aufbau von passiven und aktiven Elementen vorgeschlagen. Die statischen und quasistatischen Lasten aus Eigengewicht und mittlerem Motordrehmoment werden durch Elastomerelemente aufgenommen, während in einem parallelen Kraftflusspfad piezokeramische Aktuatoren eine dynamische Krafteinleitung in das System ermöglichen. Besonderes Augenmerk muss hier auf die allgemeine Forderung an Lagerungen für VKM, große Einfederwege zuzulassen, gelegt werden. Speziell für die tieffrequenten Lagerkräfte, die bei Start-Stopp-Vorgängen bzw. Lastwechselschlägen auftreten, kommt es zu sehr großen Einfederungsamplituden, da die Anregungen hier spektral nahe des ersten translatorischen Starrkörpermodes des aus Motormasse und Motoraufhängung bestehenden Schwingungssystems liegen. Andererseits muss die Lagerung des eingesetzten Aktuators derart ausgeführt sein, dass er in der Lage ist, einen hinreichend großen Krafteintrag zu gewährleisten. Um diesen Punkten zu entsprechen wurde von den Autoren der in Abbildung 4 dargestellte Aufbau für ein dynamisches Interface vorgeschlagen [7]. Es werden sechs Aktuatorelemente verwendet, die unter einem Winkel α von etwa 10° im Interface angeordnet sind. Diese bestehen jeweils aus zwei monolithischen piezokeramischen Platten mit den Abmaßen $50 \times 50 \times 1 \text{ mm}$, die über ein abgerundetes Endstück verbunden sind. In Abbildung 5 sind ein solches Element und die Lage der Koordinatenachsen dargestellt. Bei der so dargestellten Konfiguration erfolgt während einer vertikalen Einfederung des Lagers ein Auslenken der piezokeramischen Platten. Um die mechanischen Spannungen infolge der auftretenden Stauchungen der Aktuatorelemente für Win-



kelwerte α um Null begrenzen zu können, wird eine Polyurethan-Matrix als Elastizität genutzt, welche ein Einfedern der keramischen Platten ermöglicht. So kann eine mechanische Beschädigung des Aktuatomaterials auch bei großen Lagerwegen verhindert werden. Über die Winkelstellung kann dennoch eine vertikale Kraftkomponente im Lager eingeleitet werden. Der Aufbau des aktiven Kraftflusspfades des Lagers führt zu einer geometrischen Nichtlinearität, die sich über den Winkel α ausdrückt und im folgenden Abschnitt linearisiert wird.

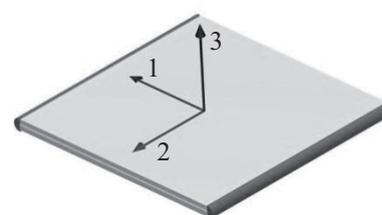
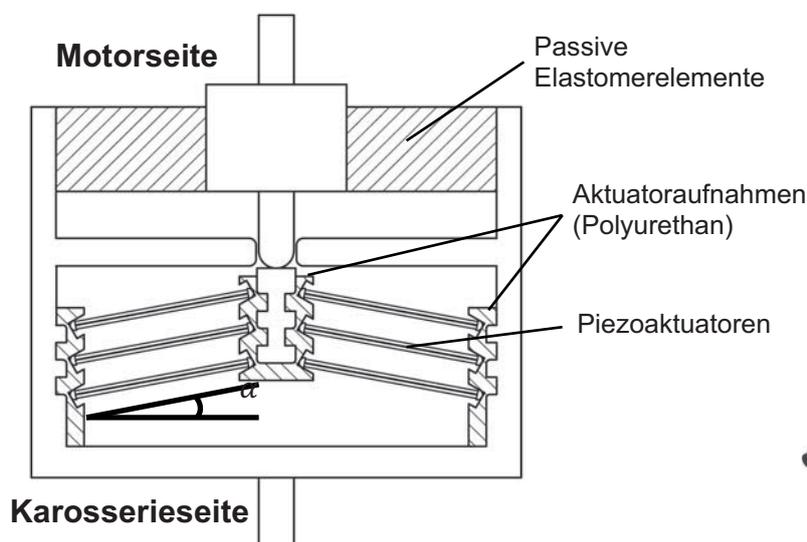


Abbildung 4: Aufbau des aktiven Lagerkonzeptes

Abbildung 5: Aktuatorelement

4 Analytisches Ersatzmodell

Um das Systemverhalten des Schwingungssystems bestehend aus der Lagerelastizität, der Motor- sowie der Aufbaumasse zu modellieren, wird eine analytische Beschreibung gesucht. Hierfür wird in einer ersten Approximation die statische Last des Rumpfmotors mit der nichtlinearen Beschreibung des Motorlagers als nichtlinearer Massenschwinger mit Fußpunktanregung formuliert. Die passiven Elastomerelemente können über ihre Elastizitäts- und Dämpfungswerte beschrieben werden. Parallel dazu wird der nichtlineare Kraftanteil des aktiven Pfades in das Modell einbezogen. Der aktuelle Winkel der Aktuatorelemente α geht hier als Nichtlinearität in die Berechnung der vertikal wirkenden Kraftkomponente ein. Er ist über die geometrischen Größen des Lageraufbaus sowie die Einfederung des Lagers im betrachteten Arbeitspunkt definiert. Die wirkende Aktuatorkraft lässt sich mit Hilfe der konstitutiven Gleichungen, welche das Materialverhalten des piezokeramischen Werkstoffes beschreiben, herleiten.

$$S_1 = s_{11}^E T_1 + d_{31} E_3 \quad (12)$$

$$D_3 = d_{31} T_1 + \varepsilon_{33}^T E_3 \quad (13)$$

Aus Gleichung (12) kann die vom Aktuator infolge einer mechanischen Belastung in 1-Richtung und einer angelegten elektrischen Spannung in 3-Richtung wirkende Kraft in 1-Richtung abgeleitet werden. Es lässt sich also eine Formulierung für die



Kraft F_{A1} des Piezoelementes in 1-Richtung als Funktion der angelegten elektrischen Spannung U_A und der Längenänderung x_A des Aktuators finden. Da die Reihenschaltung aus Piezokeramik und Elastizität der Aktuatoraufnahmen bei der Modellierung berücksichtigt werden muss, und sich die vertikal wirksame Kraftkomponente F_{Av} über den Winkel α skaliert, gilt hierfür:

$$F_{Av}(x_A, U_A, \alpha) = \sin \alpha \cdot p_x \cdot p_{AF} \cdot x_A + \sin \alpha \cdot p_U \cdot p_{AF} \cdot U_A \quad (14)$$

Wobei p_x , p_U und p_{AF} als zusammengefasste mechanische und elektromechanische Steifigkeitsfaktoren aus den Materialparametern der Piezokeramiken und der Aktuatoraufnahmen sowie den geometrischen Abmessungen der Aktuatorelemente eingeführt werden. Die Längenänderung x_A des Aktuators und der Winkel α können über die in der Konfiguration geltenden trigonometrischen Beziehungen in Funktionen der Auslenkung x_M der Motormasse, sowie der Auslenkung der Aufbaumasse x_C überführt werden. Diese nichtlineare Formulierung enthält Winkelfunktionen, lässt sich aber für einen Arbeitspunkt (x_{M0}, x_{C0}, U_{A0}) linearisieren.

$$\begin{aligned} F_{Avlin}(x_{M0}, \Delta x_M, x_{C0}, \Delta x_C, U_{A0}, \Delta U_A) &= \frac{\partial}{\partial x_M} F_{Av}(x_M, x_C, U_A) \Big|_{x_{M0}, x_{C0}, U_{A0}} \cdot \Delta x_M \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_C} F_{Av}(x_M, x_C, U_A) \Big|_{x_{M0}, x_{C0}, U_{A0}} \cdot \Delta x_C \quad (15) \\ &+ \frac{\partial}{\partial U_A} F_{Av}(x_M, x_C, U_A) \Big|_{x_{M0}, x_{C0}, U_{A0}} \cdot \Delta U_A \end{aligned}$$

Damit ist ein linearisierter Ausdruck für die vertikal wirkende Kraft im aktiven Kraftflusspfad des Motorlagermodells in einem Arbeitspunkt, in Abhängigkeit der vertikalen Kinematiken des Masse-Feder-Dämpfermodells des approximierten Aufbaus sowie der Aktuatorspannung, gefunden. Diese kann nun zusammen mit den Bewegungsgleichungen des Systems in eine Zustandsraumbeschreibung überführt werden, wobei \mathbf{M} die Massenmatrix, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix, \mathbf{C} die Matrix der Dämpfungswerte und \mathbf{F} die Matrix der Anregungskoeffizienten des elektromechanisch gekoppelten Systems sind.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \\ \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{K} & \mathbf{C} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \\ \dot{x}_1 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$F_{ML} = \underline{y} = \underline{c} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \\ \dot{x}_1 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{pmatrix} + \underline{d} \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix} \quad (17)$$

Der Vektor der Zustände \underline{x} ergibt sich hierbei aus den Weg- und Geschwindigkeits-Freiheitsgraden der im System vorhandenen Massen. Der Vektor der Systemeingänge \underline{u} enthält externe Anregungskräfte F_{in} , die auf die Motormasse wirken, die Verschiebung der Fußpunktanregung x_r , sowie die Aktuatorspannung U_A . Durch das Einführen weiterer Massen kann das Modell beliebig erweitert werden, um beispiels-



weise den Einfluss von Nebenaggregaten oder anderer Anbauteile zu untersuchen. Aus der Zustandsraummodellbeschreibung des linearisierten Systems kann zum einen eine Übertragungsfunktion $G_{uy}(s)$ von der angelegten Aktuatorspannung U_A zur auftretenden Motorlagerkraft F_{ML} , sowie eine Störübertragungsfunktion $G_{zy}(s)$ von den freien Kräften und Momenten der VKM F_{in} , welche die Motormasse zu Schwingungen anregen, zur Motorlagerkraft F_{ML} bestimmt werden. Die gewonnenen Übertragungsfunktionen sind in Abbildung 6 dargestellt. Die gewählten Modellparameter für Steifigkeit, Dämpfung und Masse des Ersatzsystems sowie die linearisierte Kraft des aktiven Pfades des Lagers für den berechneten Arbeitspunkt ergeben eine Eigenfrequenz von etwa 40 Hz. Hier muss darauf hingewiesen werden, dass die Parametrierung des Modells anhand der Parameter des in Abschnitt 6 vorgestellten Rumpfmotor-Prüfstandes erfolgt, um später eine experimentelle Validierung der Reglerstrukturen durchführen zu können. Ein wichtiger Designaspekt bei der Auslegung von Lagerungen für VKM ist allerdings, dass die Eigenfrequenz des vertikalen Starrkörpermodes der gelagerten Maschine unterhalb ihrer Leerlaufdrehzahl liegt. Daher werden Motorlager im Bereich der PKW meist auf Frequenzen zwischen 10 und 17 Hz abgestimmt. Im Fall des Prüfstandsaufbaus wird die erhöhte Eigenfrequenz auf ein verringertes Eigengewicht des Rumpfmotors zurückgeführt. Die entwickelten Systemmodelle werden als Entwurfsgrundlage für die unter Abschnitt 5 vorgestellten Regelungsverfahren genutzt.

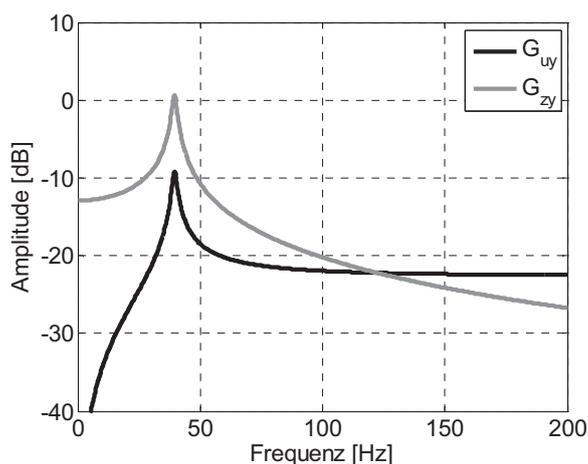


Abbildung 6: Amplitudengänge der Transferfunktionen des linearisierten Systems

5 Regelung des aktiven Motorlagers mit H_∞ -Ansatz

Ziel der zu implementierenden Regelung ist es, die aus den Motoranregungen über das Lager auf die Karosserie wirkenden dynamischen Kraftanteile durch eine Ansteuerung der Piezoaktuatoren im aktiven Interface zu reduzieren. Hierfür wird auf Grundlage des modellierten Stör- und Führungsfrequenzganges des Systems ein iterativer H_∞ -Ansatz verfolgt. Abbildung 7 zeigt die Standardformulierung für einen solchen Entwurf. Aus dem berechneten Übertragungsverhalten wird ein Streckenmodell formuliert, dessen Ausgangssignal (y) infolge des Streckeneingangs (z) von dem berechneten Regler minimiert wird. Die Maximalnorm eines Systems ist definiert als das Supremum der Singulärwerte der Übertragungsfunktionen. Ein nach den H_∞ -



Verfahren entworfener Regler wirkt so auf das System, dass die Werte dieser Norm, wie in Formel (18) ausgedrückt, minimiert werden. [3, 1]

$$\|G(s)\|_{\infty} = \sup_{\omega} \bar{\sigma}(G(j\omega)) \quad (18)$$

Für den Amplitudengang der Antwortspektren bedeutet dies, dass die numerisch gewonnene Lösung des Iterationsverfahrens eine Übertragungsfunktion des Reglers liefert, welche die Amplituden des Systemausgangs y minimiert.

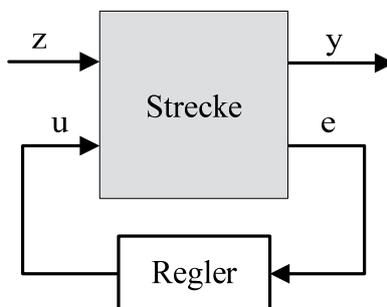


Abbildung 7: Struktur des H_{∞} -Standard-Problems

Durch die Wahl einer geeigneten Wichtungsübertragungsfunktion ist es möglich, den Fokus der Regelung auf bestimmte Bereiche des Frequenzbandes zu legen. Ziel der Regelung sei es, ein verbessertes Störübertragungsverhalten z zu y , mit minimierten Amplituden im Frequenzbereich unterhalb von 200 Hz, zu erreichen. Dies entspricht einer Isolation der Motorvibrationen von der Karosserie und führt so zu einer Körperschallreduktion.

5.1 H_{∞} -Regler mit Störgrößenaufschaltung

Wie gezeigt wurde, haben die nach den Formeln (10) und (11) berechneten, auf die Lagerung einer VKM wirkenden dynamischen Belastungen einen multitonalen Charakter, der in erster Linie von der Motordrehzahl sowie den Brennkammerdruckverläufen abhängig ist. Durch die Nutzung von Messwerten aus dem Motormanagement (Drehzahl, Kurbelwinkel) besteht die Möglichkeit einer Schätzung der Lagerbelastungszustände. Es kann für das vorgestellte H_{∞} -Entwurfsverfahren ein Streckenmodell als Störgrößenaufschaltung nach Abbildung 8 formuliert werden. Die daraus abgeleitete Feedforward-Regelung, die über die Wichtungsfunktion W_y speziell die Amplituden der Lagerkraft im fokussierten Frequenzband minimiert, nutzt die geschätzten Größen der Motoranregungen um ein entsprechendes Spannungssignal für die Piezoaktuatoren zu generieren. Um die frequenzselektive Eigenschaft des Verfahrens zu erreichen, wird der Systemausgang y' durch die Wichtungsfunktion in den entsprechenden Frequenzbändern unterhalb 200 Hz angehoben; der Regler reagiert hier also empfindlicher auf Regelabweichungen.

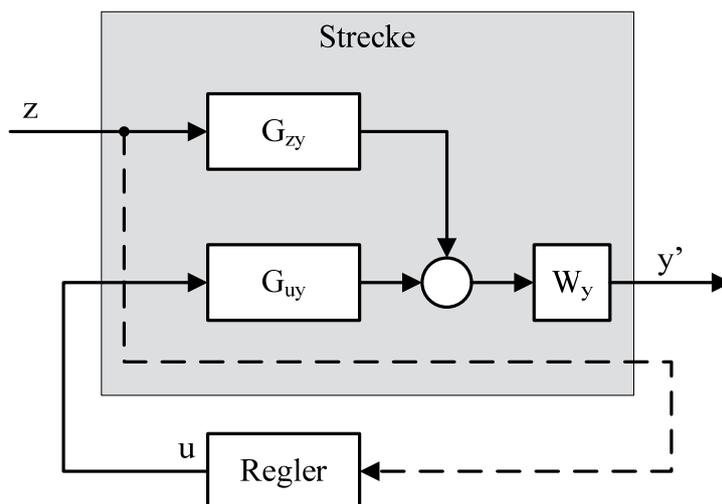


Abbildung 8: Struktur des H_∞ -Feedforward-Regelkreises

Als Nachteil dieses Ansatzes muss festgehalten werden, dass die Performance des Reglers stark von der Güte der Schätzung des Streckeneinganges z abhängig ist. Kommt es hier infolge von motorinternen Einflüssen wie ungleichmäßigen Verbrennungsvorgängen oder veränderten Reibmomentverläufen zu einem Schätzungsfehler in der Amplitude der auftretenden Motorlasten, verschlechtert sich die Performance des Reglers. Treten Phasenfehler auf, so wird die Robustheit des Regelkreises herabgesetzt.

5.2 H_∞ -Regler als Feedbackstruktur

Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz eines Feedback Regelkreises, der aus gemessenen Systemgrößen die erforderlichen Stellgrößen berechnet. Als Regelgröße soll die von einer Kraftmessdose mit Dehnmessstreifen in Vollbrückenmessschaltung unterhalb des Lagers erfasste übertragene Motorlagerkraft dienen. Durch die Wichtung des Systemausgangs y mit dem Wichtungssystem $W_y(s)$ wird, wie schon bei dem Entwurf im vorherigen Abschnitt, der in der Modellbildung dargestellte Amplitudenabfall von 20 dB/Dekade angehoben und der Regler kann durch Nutzung des Ausgangs y' gezielt für Frequenzen oberhalb der Eigenfrequenz des Ersatzsystems ausgelegt werden. Die gewählte Wichtungsfunktion hat PD_1T_1 -Verhalten, da die Wichtungen asymptotisch stabil sein müssen [3]; Zählerpolynom und charakteristisches Polynom besitzen also mindestens die gleiche Ordnung. Die Ordnung des berechneten Reglers ergibt sich bei diesem Entwurfsverfahren als Summe der Ordnungen der Übertragungsfunktion der Strecke und der Wichtungsfunktion. Abbildung 9 stellt die Streckenstruktur für diesen Entwurf dar. Die Reglerübertragungsfunktion aus dem H_∞ -Verfahren kann, da sie durch das Lösen nichtlinearer Riccati-Gleichungen ermittelt wird – also eine Optimallösung des formulierten Minimierungsproblems darstellt –, hochdynamische Pole und Nullstellen aufweisen. Liegen diese hinreichend weit außerhalb des relevanten Frequenzbandes, kann eine Ordnungsreduktion des Reglers vorgenommen werden, ohne die Performance im unteren Frequenzband zu verschlechtern. Dadurch wird die Komplexität des Reglers reduziert und seine Implementierbarkeit in einem Rapid Control Prototyping-System unterstützt.

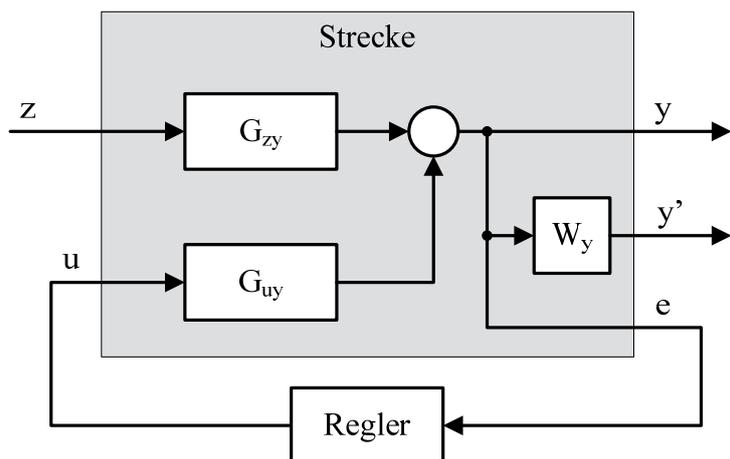


Abbildung 9: Struktur des H_∞ -Feedback-Regelkreises

6 Experimentelle Validierung

Um die Performance der im vorherigen Abschnitt vorgestellten Regelungen experimentell validieren zu können, wurde ein Prototyp des aktiven Lagers auf verschiedenen Prüfständen untersucht. Die Feedforward-Struktur wurde zunächst auf einem Testaufbau implementiert, der eine auf dem aktiven Interface gelagerte Masse über einen elektrodynamischen Erreger (Shaker) zu Vertikalschwingungen anregt. Da wie bereits gezeigt das von der VKM angeregte Kraftspektrum multitonalen Charakter hat, wird als Testsignal für den Prüfstand die Kombination eines 42 und eines 84 Hz Sinusverlaufs gewählt. Dies entspricht dem spektralen Eintrag der ersten und zweiten Motorordnung eines mit ca. 2500 rpm drehenden Vierzylindermotors. Der gemessene Verlauf des Shakerstromes wurde als Regelgröße u genutzt, da er anregungskraftproportional angenommen werden kann. Die Ergebnisse der so realisierten Störgrößenaufschaltung sind in Abbildung 10, als experimentell bestimmte Zeitverläufe der Motorlagerkraft im unregelmäßig und geregelten Fall, dargestellt. Es kann hier eine deutliche Reduktion der Körperschalleinleitung nachgewiesen werden.

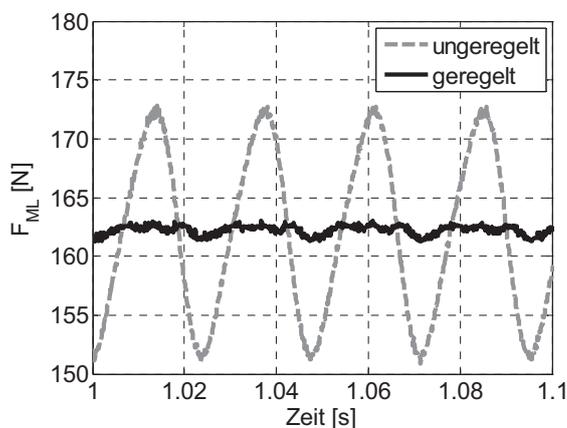


Abbildung 10: H_∞ -Feedforward-Regelung (multitonale Anregung 42 und 84 Hz)

Die statische Last auf das Lager, welche sich aus dem Eigengewicht der Testmasse ergibt, entspricht bei diesem Versuchsaufbau noch nicht den später am Motor auftre-

tenden Lastengrößen von einigen hundert Newton. Zu diesem Zweck wurde ein Redesign des Prüfstandes vorgenommen. Hierfür wird ein Rumpfmotor, bestehend aus einem Zylinderkurbelgehäuse mit montierter Ölwanne und Zylinderkopf, als Struktur genutzt, die an einer Lagerstütze passiv und auf der gegenüberliegenden Motorseite über die Motorstütze mit dem aktiven Interface gelagert ist. Daraus ergeben sich realitätsnahe Arbeitspunkte für die Lagereinfederungen infolge des Eigengewichts des Gesamtsystems. Die Anregung des Rumpfmotors erfolgt durch einen Shaker, der eine vertikale Kraft punktförmig in den dritten Lagerstuhl der Kurbelwelle einleitet. In der nachfolgenden Abbildung ist der konzipierte Prüfstandsaufbau dargestellt.

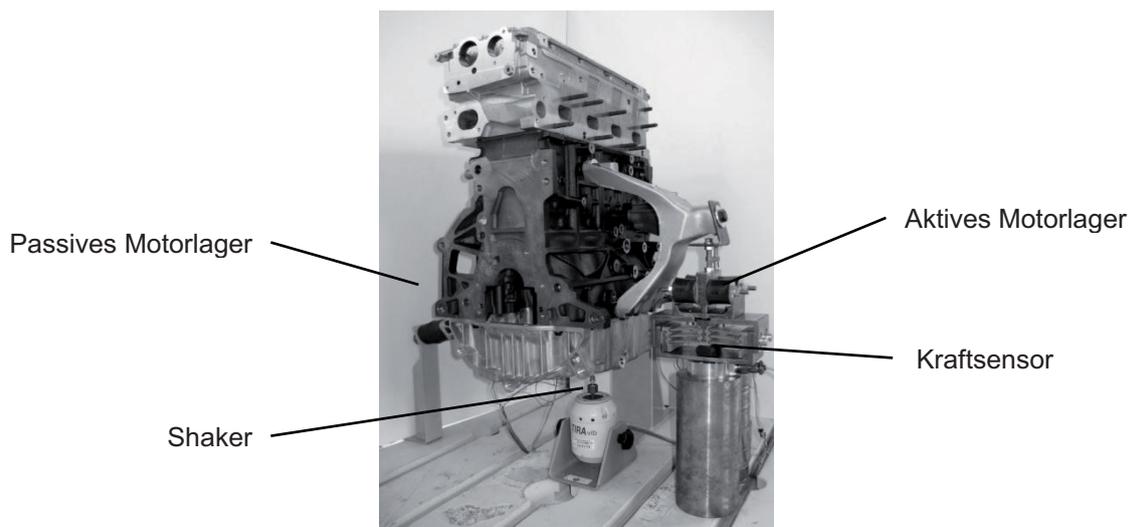


Abbildung 11: Prüfstandsaufbau Rumpfmotor mit aktiver Lagerung

Zur Validierung des entworfenen ordnungsreduzierten Feedback-Reglers nach dem H_∞ -Verfahren wurde am beschriebenen Rumpfmotorprüfstand eine dSPACE® Rapid Control Prototyping Hardware eingesetzt. Die Regelungsalgorithmen wurden als diskrete Zustandsraummodelle mit einer Abtastzeit von 1 ms berechnet und implementiert.

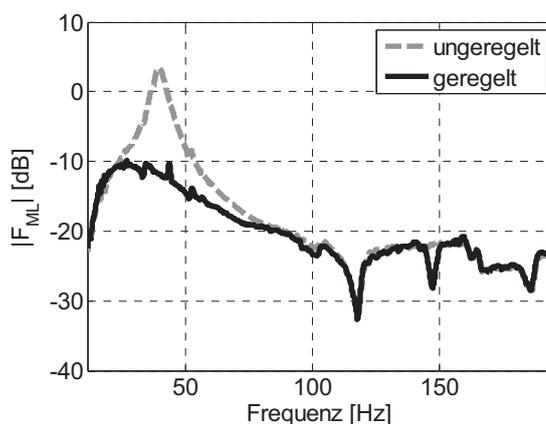


Abbildung 12: H_∞ -Feedback-Regelung

Die Messungen haben gezeigt, dass der ordnungsreduzierte H_∞ -Regler im Frequenzbereich unterhalb von 10 Hz zu große Stellgrößenamplituden berechnet. Damit die Aktuatorspannungssignale nicht in ihre Begrenzung gehen, wurde der Regler um



einen Hochpassfilter mit einer Knickfrequenz von 20 Hz erweitert. Die von dem so über die dSPACE[®]-Hardware geschlossenen Regelkreis erreichte Reduktion der Kraftamplituden am Lager ist in Abbildung 12 dargestellt. Es kann festgehalten werden, dass die erreichte Amplitudenabsenkung im Bereich des ersten Starrkörperigenmodes des Schwingungssystems bei 40 Hz etwa 15 dB beträgt.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Für das vorgestellte aktive Motorlager basierend auf dem konstruktiven Ansatz einer Parallelschaltung aus passiven Stützelementen und piezokeramischen Aktuatorelementen sind zwei verschiedene H_∞ -Regelungsstrategien vorgeschlagen worden. Durch die Linearisierung der in dem geometrischen Aufbau des Interfaces begründeten nichtlinearen Kraftkomponente der Aktuatoren wurde eine Zustandsraumbeschreibung des Systemverhaltens gefunden. Die experimentelle Validierung der daraus entwickelten Regler erfolgte auf einem einseitig mit dem entwickelten Interface gelagerten Prüfstands Aufbau, bestehend aus Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopf und Ölwanne. Beide Reglerstrukturen sind in der Lage die auftretenden Körperschallübertragungen zu bedämpfen. Im weiteren Verlauf der Forschungen wird durch die Wichtung weiterer Systemgrößen bereits im Entwurfsverfahren eine Berücksichtigung der als kritisch zu erachtenden Stellgrößenbegrenzungen untersucht werden. Weiterhin wird an einer Kombination beider Strukturen, einem Feedback-Regler mit Störgrößenschätzer, untersucht inwiefern Performance und Robustheit weiter gesteigert werden können.

Im Rahmen der fortschreitenden Elektrifizierung des Antriebsstranges neu entwickelter Fahrzeugkonzepte werden vor dem Hintergrund der noch ungelösten Frage der Reichweitenverbesserung elektrischer Fahrzeuge zunächst Hybrid- und Range-Extender-Konzepte mit VKM den Vorzug vor rein elektrischen Antrieben erhalten. Hier können aktive Motorlager einen entscheidenden Beitrag zur Reduktion des Fahrzeuginnengeräusches und damit zur Kundenakzeptanz leisten.

Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg im Rahmen des Verbundprojektes „COmpetence in MObility“, welches mit Geldern des Europäischen Strukturfonds gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Unterstützung.



Literatur

- [1] Foias, Ciprian ; Özbay, Hitay ; Tannenbaum, Allen ; Thoma, Manfred. (Hrsg.): *Lecture Notes in Control and Information Sciences*. Bd. 209: *Robust Control of Infinite Dimensional Systems – Frequency Domain Methods*. London : Springer, 1996. <http://dx.doi.org/10.1007/BFb0027631>. – ISBN 3–540–19994–2
- [2] Maass, Harald ; Klier, Heiner: *Die Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 2: *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien : Springer, 1981. – 422 S. – ISBN 3–211–81677–1
- [3] Raisch, Jörg ; Föllinger, Otto (Hrsg.) ; Sartorius, Hans (Hrsg.) ; Krebs, Volker (Hrsg.): *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. München : Oldenbourg, 1994 (Methoden der Regelungs- und Automatisierungstechnik). – ISBN 3–486–21796–8
- [4] Verhey, Jesko L. ; Heise, Stephan J.: Einfluss der Zeitstruktur des Hintergrundes auf die Tonhaltigkeit und Lautheit des tonalen Vordergrundes. In: MÖSER, Michael (Hrsg.): *Fortschritte der Akustik - DAGA 2010*. Berlin : Dt. Ges. für Akustik, 2010. – ISBN 978–3–9808659–8–2
- [5] *Kapitel Aktive Aggregatlagerungen*. In: Weltin, Uwe ; Feurer, Georg: *Fortschritte der Fahrzeugtechnik*. Bd. 10: *Aktive Fahrwerkstechnik*. Braunschweig : Vieweg, 1991. – ISBN 3–528–06435–8, S. 1–19
- [6] Yu, Yunhe ; Naganathan, Nagi G. ; Dukkupati, Rao V.: A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. In: *Mechanism and Machine Theory* 36 (2001), Januar, Nr. 1, 123-142. <http://dx.doi.org/10.1016/S0094-114>. – DOI 10.1016/S0094–114. – ISSN 0094–114X
- [7] Zornemann, Martin ; Kasper, Roland: The use of elastic polymers in a large deflection, piezo-based actuator concept for active engine mounts. In: KENNEL, Thomas (Hrsg.) ; ETH Zürich (Veranst.): *Proceedings of the 12th Mechatronics Forum Biennial International Conference*. Zürich : IWF, ETHZ, Juni 2010. – ISBN 978–3–033–02507–3, S. 288–293





Integration systemtheoretischer Ansätze für Gefährdungsanalysen moderner Fahrerassistenzsysteme

Daniel Beisel, René Hosse

1 Einleitung

Eine Gefährdungsanalyse ist in der Lage innerhalb eines Systems, z.B. dem Straßenverkehr, vorhandene Gefährdungen zu identifizieren und legt unterschiedliche Niveaus der Gefährdungen und Risiken fest (Dulac 2007: 44). Mit den Ergebnissen dieser Analysen werden Maßnahmen ergriffen, welche eine Steigerung der Sicherheit zur Folge haben können. Allerdings ist nicht grundsätzlich davon auszugehen, dass die ermittelten Maßnahmen das untersuchte System sicherer machen. Gefährdungsanalysen gehen in der Regel nach folgendem Schema vor:

1. Identifikation von unerwünschten Ereignissen
2. Identifizierung von Unfallszenarien (Ereignisketten)
3. Abschätzung der einzelnen Wahrscheinlichkeiten der einzelnen Szenarios auf Basis von statistischen Daten oder Expertenmeinungen
4. Anordnung der Unfallszenarien nach der Wahrscheinlichkeit ihres Auftretens. (Laracy/Leveson 2007: 1680)

Diese Art der Gefährdungsanalyse geht davon aus, dass es dann zu Unfällen kommt, wenn bestimmte miteinander verkettete unerwünschte Ereignisse zusammentreffen. Fällt z.B. die Abstandsregelanlage in einem Fahrzeug aus, so kann es passieren, dass dieser Ausfall zu einem Auffahrunfall führt, wenn der Fahrer sich auf das Assistenzsystem verlässt oder er zu spät auf die Aufforderung des Systems reagiert. Letztlich ist es aber das Ziel einer jeden Gefährdungsanalyse unerwünschte Ereignisse zu entdecken und Strategien zur Vermeidung des Auftretens dieser zu entwickeln. Laracy stellt fest, dass die zuvor beschriebenen vier Schritte der Gefährdungsanalysen nicht die einzige Basis für die Sicherheitsbetrachtung eines Systems darstellen sollten, sondern weitere Analysen erfolgen müssen, um eine gesteigerte Sicherheit zu gewährleisten (Laracy/Leveson 2007: 1680).

Bekanntere Analyse-Methoden, die auf der Sicht von Ereignisketten aufbauen, sind z.B. Markov-Ketten. Diese liefern als Ergebnis einen Verursacher, sei es nun eine technische Komponente oder der Mensch, für den Eintritt eines unerwünschten Ereignisses. Bei dieser Art der Herangehensweise ergibt sich aber speziell für den Menschen, innerhalb des Systems, das Problem, dass er seine Handlungsentscheidungen auf Basis der lokal verfügbaren Informationen trifft. Obwohl diese lokal gesehen durchaus sicher sind, kann im globalen Kontext besagte Handlung zu einem Unfall führen (Leveson 2002: 13). Die Sichtweise der Ereignisketten ist für die Sicht auf einen Prozess, der von einzelnen physikalischen Effekten abhängig ist, welche im Falle des Versagens zu einem Unfall führen, gut für die Analyse geeignet, obwohl sie gleichzeitig verdeckte und komplexe Interaktionen vernachlässigen (Leveson 2002: 6). Die Frage die sich nun stellt, ist ob man tatsächlich Unfälle soweit vereinfachen kann, dass ein einzelnes Ereignis zur Verantwortung gezogen wird, oder der tatsäch-



liche Unfallgrund anderswo zu finden ist. »Die meisten Informationen, welche notwendig sind um die Gründe für einen Unfall zu verstehen, liegen außerhalb der gewöhnlichen Ereignisketten.« (Leveson et al. 2003: 21). Zahlreiche der benutzten Beschreibungsmittel sind entwickelt worden um das Verhalten von elektromechanischen Systemen zu beschreiben. Der technologische Fortschritt führt dazu, dass neue Innovationen oftmals das Ingenieursverständnis übersteigen und demzufolge das Unfallrisiko erhöht wird (Leveson 2006: 4-5).

Heutiges Verkehrssystem

Das heutige Verkehrssystem nutzt neben mechanischen und elektrischen Komponenten auch softwarebasierte Technologien, wie z.B. im Fall der Assistenzsysteme im Automobilbereich. Die möglichen Interaktionen zwischen den Systemkomponenten alleine im Fahrzeug sind mittlerweile so zahlreich, dass sie nicht mehr vollständig antizipiert werden können. Somit ist die Fähigkeit des Beschreibungsmittels, die Komplexität des betrachteten Systems zu fassen, ausschlaggebend für den Erfolg einer Gefährdungsanalyse (Leveson 2006: 4). Ein weiterer Aspekt, welcher berücksichtigt werden muss, ist die zeitliche Entwicklung und Dynamik eines Systems. Diverse Rückkopplungsschleifen innerhalb eines Systems sorgen in der Regel dafür, dass sich ein System evolutionär verhält und folglich Sicherheitsmaßnahmen nicht zwingend erfolgreich im Falle einer Gefährdung greifen können (Dulac 2007: 22). Ein weiterer Gesichtspunkt klassischer Methoden ist der Folgende: »Sicherheit wird erhöht indem man die Zuverlässigkeit des Systems oder der Komponenten erhöht. Wenn einzelne Komponenten oder das System nicht versagen, treten folglich keine Unfälle auf.« (nach (Leveson 2009: 7) ins Deutsche übersetzt). Obwohl diese Annahme eine der am weitverbreitetsten im Ingenieurwesen und anderen Fachdisziplinen ist, ist sie gleichzeitig nach Leveson falsch. Zuverlässigkeit und Sicherheit sind nicht das Gleiche und sind unterschiedliche Eigenschaften. Nur weil die Komponenten innerhalb eines Systems zuverlässig arbeiten, bedeutet dies nicht, dass auch Sicherheit im System gegeben ist. Das Gleiche gilt umgekehrt: Ein System kann tatsächlich sicher sein und keine Unfälle zulassen, aber gleichzeitig funktionieren nicht alle Komponenten zuverlässig. Z.B. kann ein System so ausgelegt sein, dass der Systemprozess aufgehalten wird, wenn eine Komponente nicht zuverlässig arbeitet. Das System fällt somit in einen sicheren Zustand (fail-safe) in dem keine Unfälle entstehen. Tatsächlich können beide Eigenschaften sich auch negativ aufeinander auswirken. Indem man die Sicherheit erhöht, kann es gleichzeitig zu einer Abnahme der Zuverlässigkeit kommen. Folglich ist eine gesteigerte Sicherheit nicht zwingend mit einer gesteigerten Zuverlässigkeit zu erreichen (Leveson 2009: 7). Der Faktor Mensch ist aus dem Verkehrssystem nicht auszuschließen. Somit müssen Gefährdungsanalysen psychologische Faktoren und Motivatoren menschlichen Verhaltens berücksichtigen um zu hinreichenden Ergebnissen innerhalb der Analyse zu kommen. Ein Beispiel für psychologisches Verhalten des Menschen im Straßenverkehr ist die sog. Veränderungsblindheit. Dabei neigt der Fahrer dazu, wichtige Informationen des Verkehrsumfelds auszublenden und nicht wahrzunehmen, gerade wenn die Verkehrswege sehr monoton gestaltet sind. Es entsteht ein Mangel an Detailgenauigkeit. Gerade diese Gefährdung kann mit Hilfe von Assistenzsystemen gemindert und muss von Gefährdungsanalysen berücksichtigt werden (Schlag 2004: 220). »Es werden Gefährdungsanalysen und Ingenieurstechniken benötigt, welche in der Lage sind mit den neuen Arten von System und Anforderungen umzugehen.«



(Leveson 2006: 5). Diese neuartigen Gefährdungsanalysen müssen verschiedene Kriterien erfüllen, wie z.B.:

- Verbesserung der Ausgangsgenauigkeit
 - Vergrößerung der zur Verfügung stehenden Datenmenge
 - Bewältigung großer Datenmengen
 - Analyse komplexer und dynamischer Zusammenhänge
 - Berücksichtigung menschlichen Verhaltens
 - Steigerung der Forschungseffektivität
 - Verwendbarkeit in der Praxis
- (Bald 1991: 24-25)

Abhilfe für die bestehenden Probleme der traditionellen Gefährdungsanalysen soll der Ansatz von Nancy Leveson schaffen. STAMP (systemtheoretische Unfallmodelle und -prozesse) übernimmt Prinzipien der Kontrolltheorie und nutzt diese um Gefährdungsbeschränkungen im Systemdesign zu identifizieren und zu integrieren um damit Unfälle zu verhindern. (Laracy/Leveson 2007: 1679) Dabei gilt grundsätzlich für hochtechnologisierte Verkehrssysteme: Sicherheit muss sich im Systemdesign finden und sich an ständig ändernden Bedingungen anpassen. (Laracy/Leveson 2007: 1681) Anstatt eines reaktiven Sicherheitsprozesses, welcher aufgrund von auftretenden Gefährdungen Beschränkungen im System generiert, wird Sicherheit durch einen proaktiven Entwicklungsprozess erreicht, welcher sich bereits in der Systementwicklung wiederfindet (Hollnagel 2006: 3). Das dabei genutzte Beschreibungsmittel ist der System Dynamics Ansatz nach Forrester, welcher neben technischen Prozessen auch Aspekte menschlichen Verhaltens darstellen kann (Vatn 2010: 300). Dabei zeigen System Dynamics Modelle deutlich die Tragweite menschlicher Entscheidungen innerhalb eines dynamischen Systems und in welcher Art und Weise sie sich auf entfernte Systemkomponenten auswirken (Leveson et al. 2003: 21). »Unser Ansatz (...) behandelt ein System als einen dynamischen Prozess, welcher sich kontinuierlich an die sich ändernden Umweltbedingungen anpasst um seinen Zweck zu erfüllen.« (Leveson 2002: 5). Dabei wurde der STAMP-Ansatz schon erfolgreich in zahlreichen Automobilunternehmen angewendet, z.B. Daimler Benz, Ford, Land Rover, etc. (insgesamt 171 Unternehmen) (Safeware Engineering 2011). Da die STAMP-Methode bisher erfolgreich für soziotechnische Systeme verwendet worden ist, stellt sich nun die Fragestellung ob die Methode sich auch für die Verkehrsmodellierung eignet.

Da bereits seitens Leveson gezeigt werden konnte, dass herkömmliche Gefährdungsanalysen wie FTA, FMEA und weitere auf Ereignisketten basierte Analysen der STAMP Methode unterlegen sind, wird eine Gefährdungsanalyse zum Vergleich heran gezogen, welche speziell für die Analyse von Gefährdungen innerhalb von Verkehrssystemen entwickelt wurde (Leveson 2002: 5). Die ProFunD Methode nach (Slovak 2006: 24) ist eine Methode für die Funktionsmodellierung in Verkehrssystemen. Es besteht allerdings ein bedeutender Unterschied zwischen der ProFunD Methode und der STAMP-Methode: Die ProFunD Methode wird ex ante durchgeführt, d.h. ein bestehendes System wird vor dem eigentlichen Betrieb auf seine Gefährdungen hin untersucht und ggf. werden Anpassungen zur Steigerung der Sicherheit vorgenommen (Abbildung 1). Im Gegensatz dazu wurde bisher STAMP nur ex post angewendet: Basis der STAMP-Analyse bildet bis jetzt das Vorliegen von realen Unfällen.

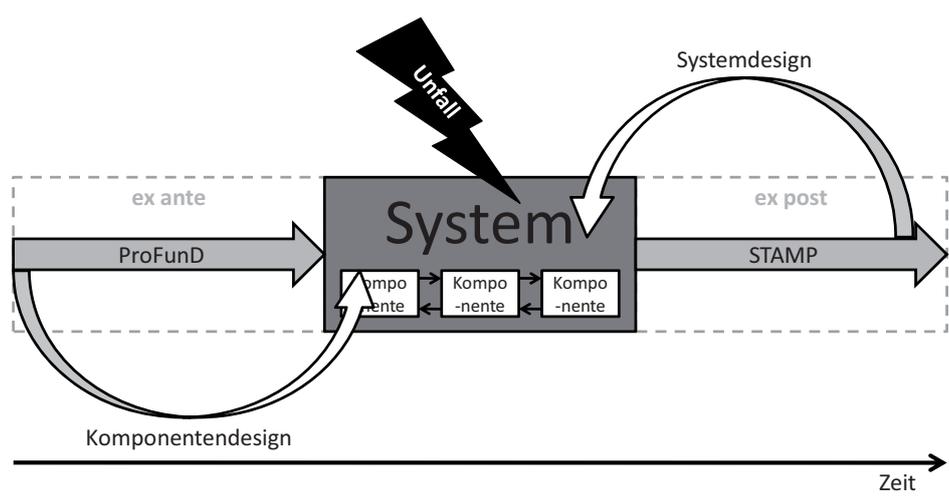


Abbildung 1: Vergleich der STAMP Methode mit ProFunD

Demzufolge liegt eine informationsreiche Datenbasis über ein Unfallereignis vor. Die Ergebnisse aus STAMP fließen in das Systemdesign ein. Aus vergangenen Fehlern wird gelernt und das Wissen auf mögliche Zukünftige angewendet um diese zu verhindern, bzw. neue Systeme mit dem Wissen anderer zu gestalten.

Als Fahrscenario wird ein Bremsvorgang betrachtet, welcher durch einen Bremsassistenten und einen Aufmerksamkeitsassistenten unterstützt wird.

Ziel

Ein Vergleich der beiden Methoden und ihrer Beschreibungsmittel soll aufzeigen, wo die Potentiale der jeweiligen Methoden liegen, oder welche möglichen Kombinationen beider Ansätze denkbar sind. Die ProFunD-Methode nutzt als Beschreibungsmittel Petri-Netze und die STAMP-Methode Stack-Flow-Modelle aus dem System Dynamics Ansatz von Forrester. Da beide Beschreibungsmittel und Methoden von völlig verschiedenen Ansätzen ausgehen (Abbildung 2) ist davon auszugehen, dass gleiche aber auch unterschiedliche Gefährdungen innerhalb desselben betrachteten Systems identifiziert werden.

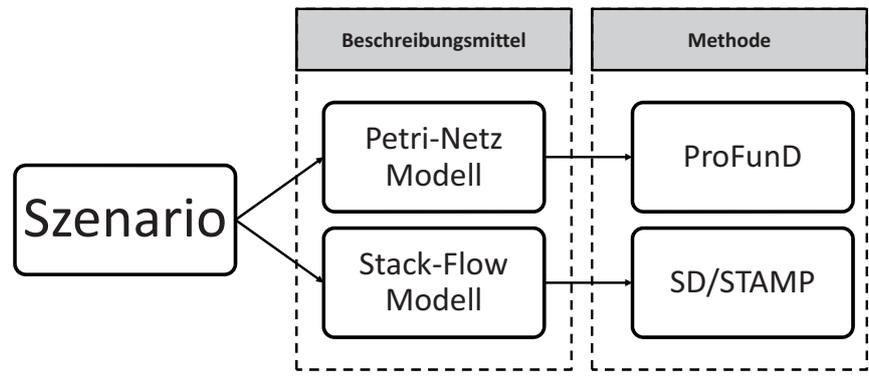


Abbildung 2: Methodik der Arbeit



2 Notwendigkeit anderer Beschreibungsmittel und Methoden zur Gefährdungsanalyse im Automobilbereich

Leveson identifiziert folgende gesellschaftlichen und technologischen Trends, welche die Forderung nach einer neuen Gefährdungsanalysemethode deutlich machen:

1. Hohe Geschwindigkeit technologischen Wandels
2. Neue Unfall- und Gefährdungsarten
3. Steigende Systemkomplexität
4. Sinkende Akzeptanz für simplifizierte Unfälle
5. Komplexere Beziehungen zwischen Menschen und automatisierten Reglern
6. Verändernde behördliche und öffentliche Ansichten über Sicherheit (Leveson 2006: 3-5)

Die genannten Trends werden nun eingehend betrachtet und auf ihre Gültigkeit hin überprüft.

Hohe Geschwindigkeit technologischen Wandels

Die Zunahme des technologischen Wandels kann man anhand der sich verkürzenden Lebenszyklen von Kraftfahrzeugmodellen sehen: Ein Automobil wird im Durchschnitt nur noch drei Jahre von einem einzelnen Fahrer genutzt. Danach werden die Fahrzeuge an den zweiten Halter verkauft. Eine Studie aus dem Jahr 2005 von Kuder hat ergeben, dass der tatsächliche Nutzungszyklus eines Fahrzeugs nur noch bei sieben Jahren liegt und danach das Fahrzeug in den Recyclingprozess übergeben wird (Kuder 2005: 15-16). D.h. im Durchschnitt wird der gesamte Fahrzeugbestand in Deutschland alle sieben Jahre ausgetauscht und gegen modernere Fahrzeuge ersetzt. Diese verfügen über neuartige Systeme im Vergleich zur vorherigen Generation und erhöhen dadurch den Anspruch an die Gefährdungsanalyse.

(Schüffele 2010: 15) zeigt, dass die Anzahl der Funktionen im Fahrzeug immer stärker ansteigt. D.h. die möglichen unerwünschten Ereignisse, allein innerhalb eines einzigen Fahrzeugs, nehmen ebenfalls exponentiell zu und limitieren dadurch die Fähigkeit von Ereigniskettenmodellen alle relevanten Gefährdungen zu identifizieren. Die steigende Leistungsfähigkeit von Mikrocontrollern sorgt dafür, dass weniger Steuergeräte gleichzeitig mehr Funktionen realisieren können (Schüffele 2010: 15). Der einzelne Komponentenfehler kann als Unfallgrund identifiziert werden, soweit alle möglichen Kopplungen der Systemkomponenten prognostizierbar sind, was in modernen Systemen aufgrund der hohen Funktionenvielfalt nur noch eingeschränkt möglich ist. Dementsprechend ist es praktisch nicht realisierbar alle möglichen Ereignisse und Zustände innerhalb eines Verkehrssystems zu erkennen (Leveson 2005: 5).

Neue Unfall- und Gefährdungsarten

»Neue Technologien bringen das Unbekannte in unser System und sogar sogenannte unknown unknowns (das unbekannte Unbekannte oder auch unk unks).« (nach (Leveson 2006)). Einer dieser Aspekte des Unbekannten sind die digitalen Komponenten im Verkehrssystem – neben den möglichen Ausfällen der mechanischen Komponenten können nun genauso softwarebasierte Fehler auftreten und ebenfalls



zu Unfällen im System führen (Leveson 2006: 4). Genau dieser Softwarefehler wird oftmals in Ereignisketten-Modelle als eine Blackbox mit dem Titel „Softwarefehler“ aufgeführt. Da aber die Software in sich eine diffizile Komponente im betrachteten System darstellt, werden noch einmal die beschränkten Fähigkeiten traditioneller Modelle deutlich (Dulac 2007: 37). Dulac stellt fest, dass im Allgemeinen neue Arten von Unfällen entstehen, sobald die Komplexität von Systemen erhöht wird (Dulac 2007: 32). Aktuelle Unfallberichte in der Tagespresse werden häufig von einer Ereignisketten-Perspektive beschrieben und enden folglich damit, sobald jemand oder etwas als kausaler Grund gefunden werden kann (Leveson 2009: 293). So schreibt die Welt am 30.11.2010 in Ihrer Online-Ausgabe: »Allein in den Protokollen der Polizei von Nordrhein-Westfalen sind seit Montagmittag bis zum frühen Dienstagmorgen insgesamt 1784 witterungsbedingte Unfälle verzeichnet.« (nach (Die Welt 2010)) Der Bericht beschreibt als Unfallgrund die Witterungsbedingungen. Die Unfallanalyse stoppt sobald ein Schuldiger gefunden ist. Es wird nicht erwähnt, dass zum Beispiel die Fahrer eventuell den Bedingungen entsprechend falsch gefahren sind oder z.B. die Bereifung nicht ausreichend Haftung aufbringen konnte. Demnach ergibt sich die Fragestellung, ob die verunglückten Fahrzeuge von vornherein nicht geeignet waren bei den Umgebungsbedingungen sicherheitsgerecht zu fahren. Man kann an solchen Überlegungen erkennen, dass die Unfallgründe nicht zwingend in Ereignisketten zu finden sind, sondern stärker das System des Unfallszenarios untersucht werden muss (Laracy/Leveson 2007: 1679). Folglich stellt das gewählte Design des Verkehrssystems ebenfalls eine Gefährdung dar. Salge stellt fest, dass oftmals die Anordnung und Organisation von Reglern innerhalb von Systemen dazu führen können, dass innerhalb eines Systems ein Unfall herbeigeführt werden kann (Salge/Milling 2006: 108). Gefährdungen entstehen auch unter anderem dadurch, wenn verschiedene Systemkomponenten gleiche Aufgaben übernehmen, also im System Redundanzen vorhanden sind. FMEAs haben Probleme in der praktischen Anwendung, wenn man diese Redundanzen berücksichtigen soll (Dulac 2007: 29). Es entstehen aber auch Gefährdungen aufgrund der Notwendigkeit nach einer großen Informationsfülle zum Betrieb moderner Verkehrssysteme: »Unsere zunehmende Abhängigkeit von Informationssystemen generiert gleichzeitig Falschinformationen oder den möglichen Verlust von Informationen, welche zu inakzeptablen physikalischen oder finanziellen Verlusten führen können.« (nach (Leveson 2006: 4)) Eine weitere neuartige Gefährdung liegt darin, dass komplexe soziotechnische Systeme dazu neigen, nach einer gewissen Zeit in einen unsicheren Zustand zu divergieren. Die dafür verantwortlichen Faktoren, eventuell menschliches Verhalten, sind nicht eindeutig bekannt und können mit Hilfe von Ereignisketten nicht identifiziert werden. Menschliches Verhalten kann nicht aus der Gefährdungsanalyse ausgeschlossen werden, man muss sich bewusst machen, dass jede Art von menschlichem Verhalten innerhalb physikalischer und sozialer Umgebungen stattfindet und demzufolge auch systemtechnisch darstellbar sein muss (Dulac 2007: 33).

Steigende Systemkomplexität

Wie bereits angedeutet nimmt die Anzahl von Funktionen und Steuergeräten im Fahrzeug stetig zu. D.h. alleine das Kraftfahrzeug, als System betrachtet, wird komplexer. Betrachtet man nun noch die Fahrzeugumgebung steigt die Anzahl der zu beschreibenden Systemkomponenten exponentiell. »Die Operation einiger Systeme ist so komplex, dass nur wenige Experten in der Lage sind diese zu verstehen und sogar nur mangelnde Informationen über das Systemverhalten haben.« (nach



(Leveson 2006: 4) ins Deutsche übersetzt). Wirkzusammenhänge innerhalb von komplexen Verkehrssystemen werden zunehmend undurchschaubarer. Rieckmann beschreibt diese Entwicklung mit Dynaxität (Dynamik + Komplexität) (Rieckmann 1991: 19). Bei steigender Anzahl von Systemkomponenten erhöht sich demzufolge die Komplexität. Eine Zunahme der Veränderungen pro Zeiteinheit beschreibt die Systemdynamik. Erhöhen sich beide Eigenschaften entsteht das sogenannte Nebelviereck und man kann nicht mehr erkennen, was das eigentliche Problem innerhalb eines Systems ist. Durch steigende Dynaxität wird das Systemziel unklar. Der Weg zur Zielerfüllung ist ebenfalls nicht mehr eindeutig bestimmbar und folglich fehlt die Einsicht über die notwendigen Konsequenzen (Rieckmann 1991: 19).

Sinkende Akzeptanz für simplifizierte Unfälle

Historisch betrachtet, kann man sehen, dass je weniger über einen Unfall bekannt ist, desto häufiger als Unfallgrund menschliches Versagen angeführt wird. Der Unfallgrund wird also simplifiziert (Dulac 2007: 32). Nur menschliches Versagen oder Softwarefehler als Unfallgrund zu postulieren, reduziert gleichzeitig die Möglichkeit aus den Erkenntnissen der tatsächlichen Unfallgründe zu lernen. Menschliches Versagen eignet sich aufgrund diverser Eigenschaften als Unfallgrund:

1. Das Verhalten von Operatoren (hier der Mensch im System, welcher Reglungsaaktionen ausführt) wird generell nur berichtet, wenn es einen negativen Einfluss auf das System hat;
2. Die Schuldzuweisung basiert oftmals auf unrealistischen Erwartungen und Anforderungen an den Operator seitens der Entscheidungsträger;
3. Menschliche Operatoren müssen meist in das System eingreifen, wenn es schon kurz vor einem Unfall steht;
4. Die nachträgliche Einsicht erlaubt es nach einem Unfall sich über bessere Entscheidungen bewusst zu werden. (Leveson 2009: 32)

Menschliches Verhalten im System wird nicht, oder nur selten, berichtet, wenn es einen positiven Einfluss auf die Systemsicherheit hat. Daher fällt negatives Verhalten schneller auf. Die Erwartungen seitens der Systementwickler an die Systemoperatoren sind oftmals unrealistisch. Wie bereits erwähnt neigen Menschen innerhalb sozio-technischer Systeme dazu, nach einer gewissen Zeit ein unsicheres Verhalten einzunehmen. Diese Entwicklung muss seitens der Systementwickler berücksichtigt werden. Der Eingriff des Menschen in das gefährdete System muss erfolgen, weil der Systementwickler offensichtlich das Verhalten nicht antizipiert hat. Dadurch ergibt sich aber auch das Problem, dass der Operator für die Situation nicht korrekt geschult worden ist, da diese nie vorhergesagt wurde. Die Anzeichen für einen Unfall sind nach dessen Auftreten einfacher zu erkennen als im Moment des Ereignisses. Demzufolge ist eine vorschnelle Schuldzuweisung hin zum Operator einfacher als eine anspruchsvolle Fehleranalyse. Unfälle können also nicht durch einfache Mittel erklärt werden und einen einzigen Grund haben. Die Gefährdungsanalyse muss eine Vielzahl von Faktoren berücksichtigen, unter anderem technische und soziale Aspekte, um eine bessere Einsicht in die Unfallforschung zu gewähren (Leveson 2002: 7).



Komplexere Beziehungen zwischen Menschen und automatisierten Reglern

Traditionelle Gefährdungsanalysemodelle vernachlässigen viele Eigenschaften, welche das menschliche Verhalten innerhalb von technischen Systemen charakterisieren, insbesondere die Schnittstellen zwischen Mensch und Maschine. Zahlreiche Fahrzeuge unterschiedlicher Hersteller weisen andersartige Bedienkonzepte auf und erhöhen damit den Anspruch an den Fahrer korrekt mit den Fahrzeugbedienelementen umzugehen (ACM 1992). Im Fahrzeug agiert der Fahrer über viele Schnittstellen mit den Systemen und umgekehrt. Eine neuartige Gefährdungsanalyse muss in der Lage sein diese Schnittstellen ebenfalls in die Analyse einzubeziehen. Ein weiterer Aspekt bei der komplexeren Beziehung zwischen Menschen und technischen Reglern besteht im Folgenden: »(...) traditionelle Methoden sind limitiert in dem Verständnis ‚softe‘ Organisationsfaktoren, wie Managementdruck, begrenzte Ressourcen und die Unabhängigkeit von sicherheitsrelevanter Entscheidungsfindung, einzubinden welche die Sicherheit gleichermaßen beeinflussen.« (nach (Dulac 2007: 37) ins Deutsche übersetzt). So stellen sogar kulturelle Faktoren eine relevante Größe in der Sicherheitsanalyse dar. D.h. unterschiedliche Kulturen der Fahrer werden dafür sorgen, dass Bedienkonzepte besser oder schlechter angenommen werden. Da Menschen dazu neigen, Entscheidungen auf Basis eines statischen Verständnisses über Systeme zu treffen, entsteht das Problem mit den Informationen seitens der Regler im Fahrzeug adäquat umzugehen. Menschen haben Schwierigkeiten ein System tatsächlich als dynamisch zu betrachten und demzufolge werden die Systeminformationen mit Hilfe statischer Heuristiken antizipiert. Dies birgt aber Fehler in der Abschätzung des Systemverhaltens (Leveson 2002: 40).

Verändernde behördliche und öffentliche Ansichten über Sicherheit

»Instruktionen und verschriftlichte Anweisungen werden niemals präzise eingehalten.« (nach (Leveson 2002: 40) ins Deutsche übersetzt). Seitens des Gesetzgebers wird versucht mit Hilfe der Straßenverkehrsordnung den Verkehr so zu gestalten, dass alle Abläufe innerhalb eines sicheren Rahmens stattfinden. Sicherheit im Straßenverkehr ist aber nicht nur in alltäglichen Situationen zu gewährleisten, sondern speziell in kritischen Situationen. Walter stellt fest, dass der Mensch in kritischen Fahrsituationen schnell an die natürlichen Grenzen seiner Aufmerksamkeitsressourcen trifft (Walter 2009: 24). Kritische Situationen im Allgemeinen zeichnen sich durch folgende Eigenschaften aus:

1. Intransparenz
 2. Informationsfülle
 3. Zielpluralität
 4. keine Standardlösung
 5. wechselseitige Abhängigkeiten
 6. Schnittstellen mit technischen Systemen
- (Hofinger 2003: 116)

Dabei bedeutet Intransparenz, dass der menschliche Operateur in der Situation nicht alle relevanten Informationen kennt oder erhalten kann, welche für die Entscheidungsfindung notwendig sind. Gleichzeitig ist der Mensch aber auch einer Informationsfülle ausgesetzt, kann also keine Identifizierung der relevanten Informationen vornehmen. Die Zielpluralität beschreibt das Problem der zahlreichen Ergebnisse, welche gleichzeitig durch die Entscheidung in der kritischen Situation herbeigeführt



werden sollen. Daher ergibt sich auch das Problem der Standardlösung, es gibt folglich keine. Die wechselseitigen Abhängigkeiten sind schon mehrmals aufgegriffen worden und verdeutlichen hier noch einmal, dass keine linearen Zusammenhänge innerhalb kritischer Situationen vorhanden sind. Der letzte Aspekt, Schnittstellen mit technischen Systemen, beschreibt im interessierenden Zusammenhang die Interaktion des Fahrers mit dem Fahrzeug und die Schwierigkeiten, welche sich daraus ergeben. Deshalb verlangen auch die Kunden der Automobilindustrie, dass die Hersteller und die Regierung eine größere Verantwortung gegenüber der Verkehrssicherheit aufbringen und stärker in die Kontrolle des menschlichen Verhaltens im Straßenverkehr eingreifen und es regulieren (Leveson 2006: 5).

Somit muss eine neue Gefährdungsanalyse in der Lage sein sehr viele Faktoren und Aspekte eines Systems einzubeziehen: hochentwickelte Technologien, neuartige Unfälle, Vielzahl von Gefährdungen, diffizile Unfallgründe und Aspekte menschlichen Verhaltens. »Ein enger Fokus auf technologische Komponenten und reine Ingenieursaktivitäten kann dazu führen, dass die wichtigsten Faktoren bei der Unfallverhütung ignoriert werden.« (nach (Leveson 2002: 7) ins Deutsche übersetzt). Zudem stellt Salmon fest, dass systemtheoretische Ansätze zur Gefährdungsanalyse speziell im Automobilbereich bisher fast ausschließlich außer Acht gelassen worden sind. Große Teile anderer Fachdisziplinen greifen schon länger auf besagte Ansätze erfolgreich zurück (Salmon/Lenné 2009: 205). Anstatt zu versuchen das Verhalten von Systemen zu kontrollieren indem man bestimmte Ereignisse unterbindet, liegt der STAMP-Methode das Prinzip zugrunde, dass Verhaltensbeschränkungen im System manifestiert werden müssen um das System sicher zu designen. D.h. es müssen die Grenzen für sicheres Verhalten gefunden werden und es muss dafür gesorgt werden, dass die Systemregler, hier Menschen und technische Regler, nicht in der Lage sind, diese Grenzen zu überschreiten (Leveson 2002: 13).

3 Szenario und Bezugsrahmen

Für den Bezugsrahmen werden Randbedingungen generiert, welche Informationen über den Zustand des Fahrzeugfahrers, über die vorhandenen Verkehrswege und über die Umweltbedingungen enthalten. Zu den Umweltbedingungen gehören Informationen zur Verkehrswegeinfrastruktur, vorhandenen Objekten auf der Fahrbahn und weitere Informationen zum Zustand der Umgebung. Das zugrundeliegende Szenario ist in Abbildung 3 grafisch dargestellt. Es handelt sich hier um ein Bremsmanöver auf einer Autobahn mit drei Fahrzeugen. Dabei verfügt das Fahrzeug A über diverse Assistenzfunktionen welche beim Bremsmanöver unterstützend tätig sein sollen. Das Fahrzeug B muss aufgrund eines Objektes auf der Fahrbahn, hier das Fahrzeug C, anhalten und behindert die Fahrbahn des Fahrzeugs A. Die Beschreibung wird als Grundlage für die durchgeführte STAMP-Analyse und die ProFuD-Analyse genutzt. Zu bemerken ist an dieser Stelle, dass es sich beim betrachteten Unfallhergang um ein rein fiktives Szenario handelt. Den generierten Informationen liegt kein realer Unfall zugrunde.

Da für die Analyse mit Hilfe von STAMP der rechtlich-politische Rahmen des zu betrachtenden Systems relevant ist, wird an dieser Stelle zur Umweltbeschreibung des Szenarios noch eine Erläuterung der herrschenden gesetzgebenden Struktur vorgenommen. Rüthers 2007 liefert eine Aufstellung der rechtlichen Struktur der Bundesrepublik Deutschland. Demnach steht das Grundgesetz über den Gesetzen und Ver-



ordnungen. Die von der Europäischen Gemeinschaft festgesetzten Richtlinien müssen innerhalb der Gesetze und Verordnungen umgesetzt werden. Auf Basis dieser werden dann bedingt verbindliche technische Normen und Standards erstellt (Rüthers/Birk 2007: 132).

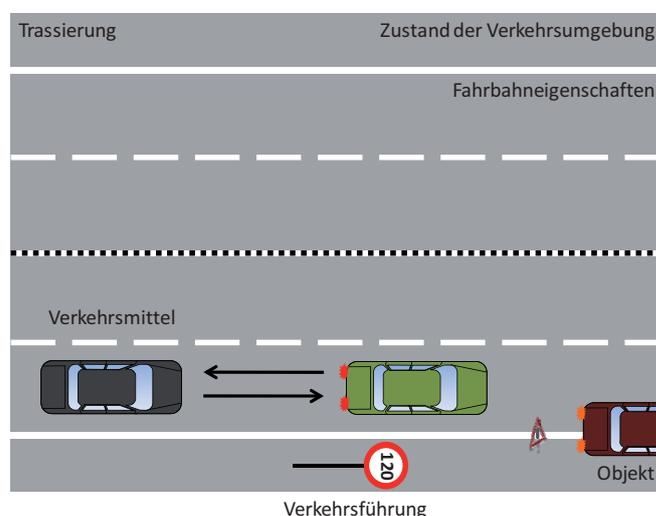


Abbildung 3: Darstellung des vorliegenden Verkehrsszenarios

Da dieses Modell die allgemeine Gesetzgebung der BRD repräsentiert, muss ein Modell gefunden werden, welches speziell für die Gesetzgebung des Straßenverkehrssystems ausgerichtet ist. Die „Zeitschrift für Verkehrssicherheit“, herausgegeben vom TÜV, liefert ein ausführlicheres Modell zur integrierten Straßenverkehrssicherheitsarbeit. Dementsprechend wird das institutionelle Dach der Straßenverkehrsgesetzgebung aus der EU, dem Bund, sowie den Ländern und Kommunen gebildet. Ebenfalls berücksichtigt dieses Modell den Einfluss der Verbände, wie DVR, TÜV, DEKRA, GDV, etc. und Fahrzeugherstellern. Ziel dieser Kooperationen ist das Minimierungsgebot, also die Minimierung von Unfällen mit Personenschaden im Straßenverkehr. Dies wird erreicht in Form von technischen Maßnahmen, Informationen und Ausbildung, Überwachung, Ahndung und ökonomischen Maßnahmen. Die Kombination dieser Instrumente soll eine Steigerung der Verkehrssicherheit herbeiführen (Reif 2010: 177). Das Modell beinhaltet mehr Informationen, welche allerdings für die Betrachtung des Unfallszenarios nicht relevant sind.

4 Ergebnis

Der Einsatz der STAMP-Methode im Automobilbereich ist lohnenswert, aber gleichzeitig nicht in der Lage die gleichen Aussagen zu liefern, wie es ProFunD vermag. Es hat sich gezeigt, dass STAMP sehr gut in der Lage ist die sozialen Aspekte eines sozio-technischen Systems und deren Auswirkungen zu analysieren. Demnach kann die STAMP-Methode als ergänzende Gefährdungsanalyse im Automobilbereich eingesetzt werden. Eine ergänzende ProFunD-Analyse liefert Aussagen über die Gefährdungen seitens der technischen Komponenten des Systems. Beide Methoden lassen sich somit wie in Abbildung 4 dargestellt miteinander anwenden.

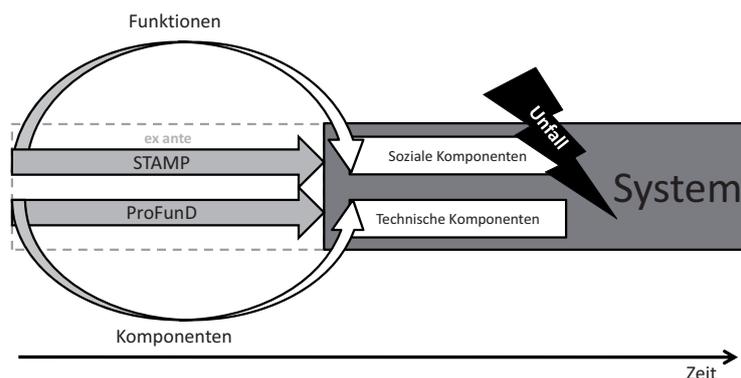


Abbildung 4: STAMP-Methode als ergänzende Gefährdungsanalyse

5 Weitere Erkenntnisse aus der STAMP-Methode zur Verbesserung der Verkehrssicherheit

Es hat sich innerhalb der Analyse gezeigt, dass die Länge der Rückkopplungsschleifen innerhalb der Regelkreise zu groß sind, als dass ein zeitnaher Einfluss auf das sicherheitsgerechte Fahrverhalten der Fahrer erreicht werden kann. Zwar sind die Regelkreise so ausgelegt, dass die Zahl der Unfälle und der Verkehrstoten gesenkt wird, aber dies ist nur durch Eintritt der selbigen Ereignisse möglich. Aufgrund der langen Regelkreise ist es diffizil geeignete Anpassungen in der Systemstruktur zu bewirken. So benötigt die Bildung geeigneter Gesetze, sowie die Erstellung von Normen, eine lange Zeit, bis die Wirkung im Verkehrssystem erkennbar wird. Dazu gehören auch Entwicklungen seitens der Automobilhersteller: Betrachtet man hierfür z.B. die Marktdurchdringung neuer Technologien, so ist deren Effekt auf die Verkehrssicherheit erst Jahre nach der Einführung empirisch feststellbar. Ein weiterer Aspekt der langen Regelkreise liegt in der Tatsache, dass dadurch kritische Variablen annähernd exogen sind. So zeigt die Analyse, dass die Fahrausbildung nur exogen im System vorhanden ist. Es findet keine erforderliche dynamische Anpassung der Fahrausbildung statt, abgesehen von freiwilligen ausbildungsfördernden Fahrersicherheitstrainings.

Für eine Verkürzung der Rückkopplungsschleifen eignen sich zum einen das „VIDE!“-Display der Technischen Universität Braunschweig, sowie die sogenannten Pay-as-you-drive Versicherungskonzepte (PAYD).

„VIDE!“-Display

Ziel der Entwicklung des „VIDE!“-Display liegt in der Entemotionalisierung der Informationen aus der Fahrumgebung auf eine reduzierte Darstellung, welche an die verhaltenswissenschaftlichen und biologischen Erkenntnisse zur Verhaltenssteuerung optimiert ist. Wie in der Abbildung 5 veranschaulicht ist, stellt das „VIDE!“-Display die Informationen aus der Umgebung nicht mehr in Form von quantifizierten Daten, sondern innerhalb einer qualitativen Darstellung bereit. Somit erhält der Fahrer nur eine Aussage darüber, ob sein Fahrverhalten den Regeln entspricht, oder ob er sich riskant verhält. Der Vorteil liegt hierbei darin, dass der Fahrer sich nur noch auf eine Information fokussieren muss, da das System im Vorfeld eine Auswertung hinsichtlich des geforderten Fahrverhaltens durchführt. Das System kann folglich aufgrund der Informationsbereitstellung den Fahrer dahingehend beeinflussen das erwünschte

Verhalten einzunehmen. Der Fahrer erhält ausschließlich eine Aussage darüber, ob er gut oder schlecht fährt, bzw. wie hoch dessen Grad an Kontrolle über eine Fahr-situation ist (Kullack et al. 2010: 145).

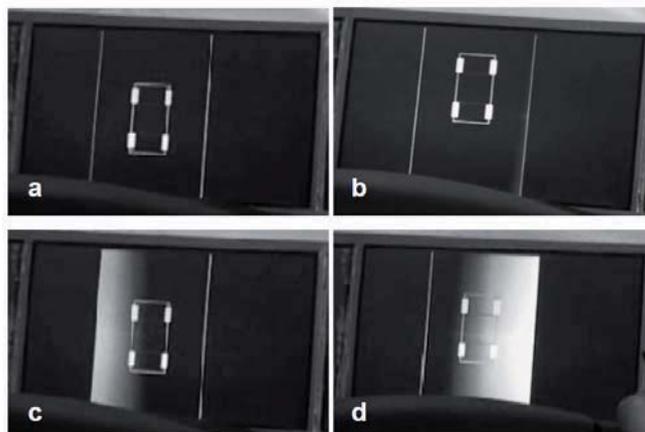


Abbildung 5: Visualisierung des VIDE-Displays nach (Kullack et al. 2010: 147)

Die empirischen Daten aus dem „VIDE!“-Projekt haben gezeigt, dass die Autofahrer weniger häufig zu Geschwindigkeitsübertretungen neigen und sich folglich sicherer verhalten. Im Hinblick auf die Struktur des Verkehrssystems ist hier eine Ergänzung der Funktionalitäten von „VIDE!“ erforderlich. So muss das System neben Geschwindigkeitsvorgaben auch Informationen darüber erhalten, welche Fahrzeuge sich in der direkten Umgebung befinden, wie groß der Abstand ist und welche Wettereinflüsse herrschen. Auf Basis dieser und weiterer Informationen kann das System eine optimale und sichere Fahrweise berechnen und mit Hilfe der Informationsvermittlung an den Fahrer ihn zum erforderlichen Verhalten beeinflussen (Kullack et al. 2010: 150). Implementiert man die Wirkbeziehung von „VIDE!“ in das entwickelte System Dynamics Modell, so kann eine Wirkbeziehung generiert werden, welche einen Einfluss auf die Fähigkeiten des Fahrers ausübt ohne ein unerwünschtes Ereignis zu generieren (Abbildung 6). Es ist zu erkennen, dass das „VIDE!“-Display die Informationen aus der Umgebung, die situativen Anforderungen sowie die Fähigkeiten des Fahrers ermittelt. Daraufhin kann eine geeignete Visualisierung stattfinden, welche einen direkten Einfluss auf das Gefahrenbewusstsein des Fahrers ausübt. Somit wird die Kontrolle direkt sichtbar. Das erhöhte Gefahrenbewusstsein stärkt die Regelkonformität und damit die Fähigkeiten. Ebenso findet eine Minderung der Abweichung von der vorgegebenen Geschwindigkeit statt, welches sich wiederum auf die Abstandshaltung auswirkt. Neben der Steigerung der individuellen Fähigkeiten können die situativen Anforderungen durch „VIDE!“ ebenfalls gemindert werden. Die dargestellten Zusammenhänge sind in der Abbildung 6 veranschaulicht. Es kann gezeigt werden, dass das „VIDE!“-Display eine Möglichkeit darstellt, die Problematik der Verhaltensanpassung aufgrund negativer Folgen zu umgehen. Der Fahrer wird sich des Grades der Kontrolle innerhalb der Verkehrssituation bewusst und gezwungen sein Verhalten anzupassen.

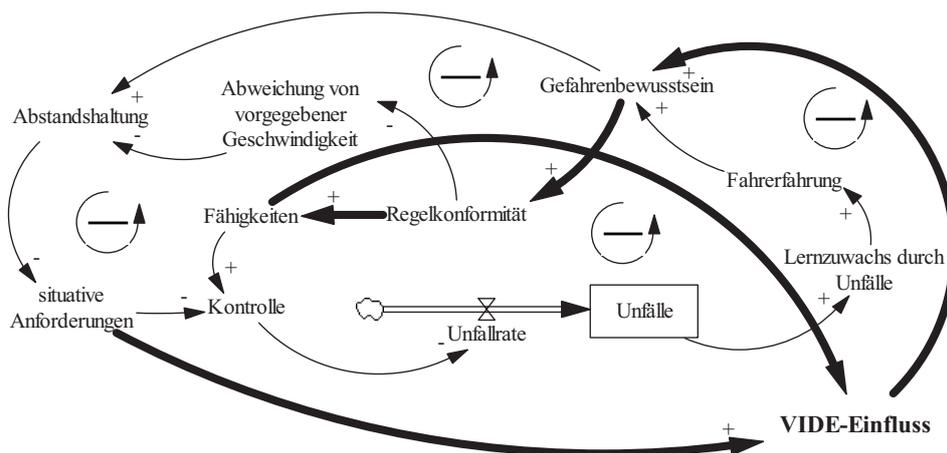


Abbildung 6: Ergänzung des System Dynamic Modells unter Berücksichtigung des „VIDE!“-Displays

PAYD-Versicherungen

Die Pay-as-you-drive Versicherungen sehen eine Berechnung der Versicherungsprämie aufgrund der gefahrenen Strecken und dem ermittelten sicherheitsgerechten Fahrverhalten vor. Damit wird erzielt, dass riskante Fahrer einen höheren Beitrag zahlen müssen als sichere Fahrer. Aktuelle Versicherungsmodelle sehen eine Subventionierung zwischen guten und schlechten Fahrern vor, weil diese Eigenschaft den Versicherungen nur indirekt durch die Anzahl der verursachten Unfälle bekannt ist (Bordoff/Noel 2008: 9). In Deutschland gab es mehrere Pilotprojekte zur Eignung von PAYD-Versicherungen insb. für junge Fahrer. Hier wurde das Konzept umgesetzt, bei dem eine Box im Fahrzeug installiert wird, welche Informationen über die zurückgelegte Strecke, die Fahrtdauer, die Straßentypen und den Fahrstil aufzeichnet. Somit kann ein individueller Tarif für die Fahrer ermittelt werden, bzw. wird ein guter Fahrstil mit einem niedrigen Versicherungsbeitrag belohnt (Autobild 2007).

Ergänzt man das System Dynamics Modell um den Einfluss einer PAYD-Versicherung, so ergibt der in Abbildung 7 veranschaulichte Zusammenhang. Demzufolge kann die PAYD-Box eine indirekte Detektion der Kontrolle ermitteln, ähnlich dem „VIDE!“-Display. Diese Information fließt in die Bildung des Versicherungsbeitrags ein und erhöht bei Bedarf die Mobilitätskosten. Bei dieser Relation ist eine zeitliche Verzögerung denkbar, da die Konzeption von PAYD vorsieht, dass die Box sequentiell ausgelesen wird. Im Falle der Erhöhung der Mobilitätskosten, verhalten sich die Fähigkeiten analog und es wird eine gesteigerte Kontrolle erreicht. Es ergibt sich also ein zielsuchendes Systemverhalten, welches ein Optimum im Hinblick auf das Verkehrsverhalten sucht. Erfolgreich angewendete PAYD-Versuchsprojekte haben gezeigt, dass die Fahrer ihre Fahrten reduziert haben, und damit einen positiven ökologischen Effekt erzielen konnten, und schließlich einen niedrigeren Versicherungsbeitrag zahlen mussten als zuvor. Das Fahrverhalten wurde sicherer gestaltet (Bordoff/Noel 2008: 11). Ein weiteres Beispiel für die erfolgreiche Anwendung findet sich in Dänemark: hier konnte innerhalb einer Gruppe von 300 Probanden eine durchschnittliche Geschwindigkeitsreduzierung von vier bis sieben km/h erzielt werden (Autobild 2007). Ebenso konnte (Schlag 2010: 108–109) die Anwendung von



PAYD-Konzepten im Verkehrssystem als sinnvoll bestimmen (Schlag 2010: 108–109).

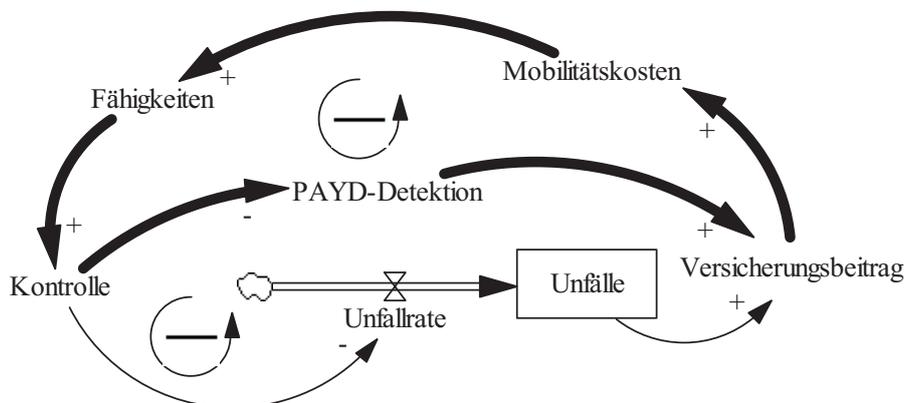


Abbildung 7: Ergänzung des System Dynamic Modells unter Berücksichtigung einer PAYD-Versicherung

Wie schon zuvor beim „VIDE!“-Display bieten PAYD-Versicherungen ein Belohnungssystem für Fahrer, sobald sie sich sicherheitsgerecht verhalten. Demzufolge kann eine direkte Konsequenzkopplung an einen guten Fahrstil gebunden werden. Somit konnte gezeigt werden, dass PAYD-Versicherungen durchaus in der Lage sind einen Beitrag zur Steigerung der Verkehrssicherheit zu leisten. Außerdem ist der Einfluss aus systemischer Sicht ebenfalls vorteilhaft. Andere Fragestellungen, wie z.B. Datenschutzrichtlinien, stellen aktuelle Hindernisse an der Implementation von PAYD-Versicherungen im Verkehrssystem dar, vgl. (Autobild 2007).

Literatur

- ACM, 1992, ACM SIGCHI curricula for human-computer interaction, Association for Computing Machinery, New York
- Autobild.de, 2011, Versicherungsmodell "Pay-as-you-drive". Spion fährt mit! <http://www.autobild.de/artikel/versicherungsmodell-quot-pay-as-you-drive-quot-60155.html>, Rev.2011-12-15.
- Bald, J. Stefan, 1991, Grundlagen für die Anwendung von Risikoanalysen im Straßenwesen. Dissertation, Darmstadt
- Bordoff, Jason E.; Noel, Pascal J., 2008, Pay-As-You-Drive Auto Insurance. A simple way to reduce driving-related harms and increase equity, Massachusetts
- Dulac, Nicolas, 2007, A Framework for Dynamic Safety and Risk Management Modeling in Complex Engineering Systems, Dissertation, Massachusetts
- Die Welt, 2011, Schnee und Glätte verursachen Tausende Unfälle. <http://www.welt.de/vermischtes/weltgeschehen/article11300961/Schnee-und-Glaette-verursachen-Tausende-Unfaelle.html>, 2011-12-15.
- Hofinger, Gesine, 2003, Fehler und Fallen beim Entscheiden in kritischen Situationen. In: Plattform Menschen in Komplexen Arbeitswelten e.V., Hrsg.: Entscheiden in kritischen Situationen, S. 115–136. Verl. für Polizeiwissenschaft, Frankfurt a.M., 2003.



- Hollnagel, Erik, 2006, Resilience engineering. Concepts and precepts, Ashgate, Aldershot
- Kuder, Martin, 2005, Kundengruppen und Produktlebenszyklus. Dynamische Zielgruppenbildung am Beispiel der Automobilindustrie. Dissertation, Chemnitz
- Kullack, Anke; Goralzik, Anne; Eggert, Frank, 2010, VIDE. Theoretically Guided Development of a Behaviourally Adapted Display, Berlin,
- Laracy, Joseph R.; Leveson, Nancy, 2007 Applying STAMP to Critical Infrastructure Protection, in: Citeseer
- Leveson, Nancy, 2002, Model-Based Analysis of Socio-Technical Risk, NASA
- Leveson, Nancy; Daouk, Mirna; Dulac, Nicolas; Marais, Karen, 2003, Applying STAMP in Accident Analysis, Cambridge Mass.
- Leveson, Nancy, 2005, A Systems-Theoretic Approach to Safety in Software-Intensive Systems, Cambridge Mass.
- Leveson, Nancy, 2006, A New Approach To System Safety Engineering, Cambridge Mass.
- Leveson, Nancy, 2009, Engineering a Safer World. Systems Thinking Applied to Safety, Cambridge Mass.
- Reif, Marcus, 2010, Träger und Maßnahmen der integrierten Verkehrssicherheit, in: Zeitschrift für Verkehrssicherheit, No. 04, S. 177.
- Rieckmann, H., 1991, Dynaxibility - oder wie "systemisches" Management in der Praxis funktionieren kann. 16, Duncker & Humboldt, Berlin
- Rüthers, Bernd; Birk, Axel, 2007, Rechtstheorie. Begriff, Geltung und Anwendung des Rechts, 3., neu bearb. Aufl., Beck, München
- Safeware Engineering: Helping You Build Safety Into Your Systems And Software. <<http://sunnyday.mit.edu/attendees.html>>
- Salge, Markus; Milling, Peter M., 2006, Who is to blame, the operator or the designer? Two stages of human failure in the Chernobyl accident, in: System Dynamics Review, Volume 22 (2006), Issue 2
- Salmon, Paul M.; Lenné, Michael G., 2009., Systems-based Human Factors Analysis of Road Traffic Accidents: Barriers and Solutions, Victoria, Australia
- Schlag, Bernhard, 2010, Regelbefolgung, DVR Schriftenreihe Verkehrssicherheit Nr. 14, Bonn
- Schüffele, Jörg, 2010, Automotive Software Engineering. Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge effizient einsetzen, 4., überarbeitete und erweiterte Auflage., Vieweg + Teubner, Wiesbaden
- Slovak, Roman, 2006, Methodische Modellierung und Analyse von Sicherheitssystemen des Eisenbahnverkehrs, Dissertation, Braunschweig
- Vatn, Jørn, 2010, Can we understand Complex Systems in Terms of Risk Analysis?, in: Reliability, Risk and Safety (2010)
- Walter, Jürgen, 2009, Verkehrspsychologie für die Praxis. Wie sich das Verhalten im Straßenverkehr beeinflussen lässt ; ein Leitfaden für Praktiker, Asanger, Kröning





Möglichkeiten einer aktiven Druckwellendämpfung in Common Rail-Systemen

Marco Adam, Helmut Tschöke

Kurzfassung

In einem Common Rail-Einspritzsystem werden durch Einspritzereignisse Druckschwingungen generiert. Diese Druckschwingungen werden durch den Öffnungs- und Schließvorgang der Düsennadel hervorgerufen. Es kommt somit zur Entstehung von Über- und Unterdruckwellen im Injektor. Messungen zeigen dabei Beeinflussungen von vorhergehender zu nachfolgender Einspritzung desselben Injektors. Der Einspritzverlauf reagiert auf dieses Systemverhalten äußerst sensitiv. Die dabei auftretenden Abweichungen vom Sollwert der Einspritzmenge können über 10% betragen. Problematisch ist diese Eigenschaft vor allem für Haupteinspritzungen, bei denen Voreinspritzungen Druckschwingungen generiert haben. In Common Rail-Systemen hängt die Einspritzmenge direkt vom hydraulischen Öffnungsquerschnitt, der Kraftstoffdichte und der Druckdifferenz am Austritt des Düsenloches ab. Kavitationsphänomene der Düseninnenströmung werden nicht beleuchtet. Aus einer instabilen Druckdifferenz (nicht konstanter Einspritzdruck) resultiert insbesondere ein abweichender Einspritzverlauf. Der Verlauf der Kraftstoffeinbringung in den Brennraum ist maßgeblich für die Gemischaufbereitung beim direkt einspritzenden Dieselmotor verantwortlich. Prägnante Abweichungen des Einspritzverlaufs führen somit zu Abweichungen im Strahlerfall (Primär- und Sekundärzerfall) und zu Abweichungen bei der im Verbrennungsprozess freiwerdenden Energie. Gemischbildung und Verbrennung sind somit direkt betroffen. Darüber hinaus sind die resultierenden Schwankungen in der Einspritzmenge relevant für Verbrauch und Emissionen.

In diesem Beitrag soll ein Vorgehen bzw. eine Methode vorgestellt werden, aktiv in die Druckwellencharakteristik einzugreifen. Die Druckschwankungen sind durch diese Maßnahmen erheblich reduzierbar. Wesentlich hierbei ist, dass mit der verwendeten Methode die Minderung der Druckschwankungen am Entstehungsort stattfindet. Schwankungen der Einspritzmengen werden somit durch eine Korrektur des Einspritzdruckes minimiert. Eine herkömmliche Einspritzmengenkorrektur oder Druckwellenkorrektur über die Anpassung der Ansteuerdauern (ASD), bei abweichenden Einspritzmengen, wird nicht angewandt.

Die Untersuchungen erfolgten auf theoretischer Ebene mit dem Simulationstool LMS AMESim. Den experimentellen Analysen diente ein Einspritzpumpenprüfstand mit einem installierten Common Rail-System der 3. Generation von BOSCH.

Vorweg ist zu erwähnen, dass es sich bei den Prüfstandsuntersuchungen um einen Versuchsaufbau handelt, der so nicht in ein Fahrzeug etc. übertragbar ist. Die angewandte Methode basiert auf physikalischen Eigenschaften und Gesetzmäßigkeiten aus dem Bereich der Schwingungstechnik, wie Antischall (Active Noise Reduction (ANR) oder Active Noise Control (ANC).

1 Problemstellung

Durch die systembedingten Vorzüge eines Common Rail-Einspritzsystems ist das Absetzen von mehreren Einspritzungen pro Zyklus möglich. Durch diese Mehrfacheinspritzungen kann eine Art Einspritzverlaufsformung erzeugt werden. Hierzu werden innerhalb sehr kurzer Zeitabstände Einspritzungen vorgenommen. Von Betriebspunkt zu Betriebspunkt variieren dabei Anzahl, Abstand, Dauer und Position der Einspritzungen. Die Anzahl dieser Einspritzereignisse kann, je nach Betriebspunkt, bis zu 7 pro Zyklus betragen. In Bild 1 ist exemplarisch ein typisches Muster einer Mehrfacheinspritzung dargestellt. Je nach Betriebszustand wird durch das Steuergerät die erforderliche Einspritzmenge einer Einzeleinspritzung über das Injektorkennfeld berechnet. Im Injektorkennfeld ist die Kraftstoffmenge in Abhängigkeit vom Raildruck und der Ansteuerdauer des Injektors abgelegt

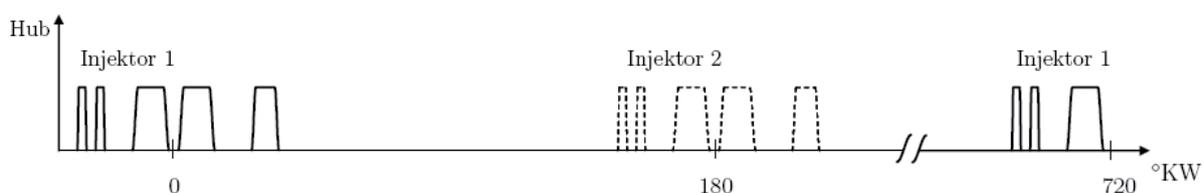


Bild 1: Schematische Darstellung von Mehrfacheinspritzungen, nach [1]

Die Auswirkungen der verschiedenen Einzeleinspritzungen und entsprechenden Einspritzstrategien auf die Verbrennung werden hier nicht weiter betrachtet. An dieser Stelle muss auf fachspezifische Literatur verwiesen werden [2],[3]. Der Einspritzverlauf und die Gemischbildung stehen in enger Beziehung, da beim direkt einspritzenden Dieselmotor die Gemischbildung durch den Einspritzvorgang bestimmt wird. Vor allem die Energieumsetzung am Motor unterliegt dem Einspritzverlauf und der Zeitdauer der einsetzenden Gemischbildung [2].

Nun kommt es durch die Entnahme von Kraftstoff aus dem Einspritzsystem zur Anregung von Druckwellen, die sich bis ins Rail ausbreiten. Die Hauptursache der Druckwellen ist der Öffnungs- und Schließvorgang der Düsennadel. Zahlreiche Untersuchungen belegen dabei Abweichungen vom Raildruck-Sollwert von bis zu 20% [4]. Durch die sich ausbreitenden Druckwellen treten Schwankungen in den abgesetzten Einspritzmengen auf. Bei Haupteinspritzmengen sind Schwankungen von über 10% detektiert worden, was sich im Motorbetrieb sehr ungünstig in Leistungsabgabe, Geräusch und Emissionen auswirken kann. Dies soll im Folgenden noch einmal, anhand durchgeführter Messungen, verdeutlicht werden.

Zur Untersuchung dieser Eigenschaft der Einspritzmengenabweichung ist ein Common Rail-System der 3. Generation mit Piezoinjektoren (BOSCH) auf einem Pumpenprüfstand installiert und vermessen worden. Die Steuerung des Einspritzsystems erfolgte durch ein Seriensteuergerät (EDC 16, BOSCH) mit ETK von ETAS. Die Messung des Einspritzverlaufs wurde mit einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) der IAV GmbH durchgeführt. Gesamt- und bis zu 3 Einzeleinspritzmengen sind mittels eines Einspritzmengenindikators (EMI) von EFS-France erfasst worden. Die Druckerfassung erfolgte während der gesamten Messungen mit Drucksensoren von KISTLER vom Typ 4067A2000, mit einem Arbeitsbereich bis 2000 bar. Der verwendete Kraftstoff (Prüföl nach ISO 4113) wurde konstant auf eine Temperatur von 40°C vorkonditioniert. In Bild 2 ist der Prüfaufbau schematisch dargestellt.

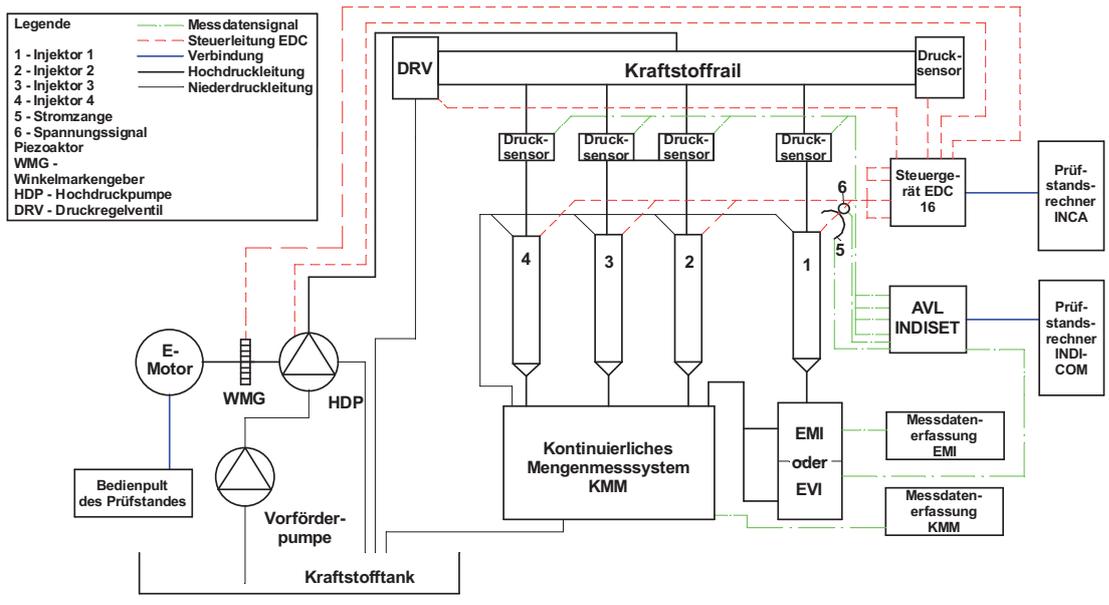


Bild 2: Schematischer Prüfstands Aufbau eines Common Rail-Systems

Mit Voruntersuchungen konnten die Schwankungen des Leitungsdrucks, des Einspritzverlaufs sowie der Einspritzmengen nachgewiesen werden. Eine Beeinflussung der Injektoren untereinander konnte nicht nachgewiesen werden, da die generierten Druckwellen eines Injektors bis zum Beginn der Einspritzung des folgenden Injektors vollständig abgeklungen sind. In Bild 3 ist zu erkennen, dass eine Variation in der Positionierung der Voreinspritzung (VE) zur Haupteinspritzung (HE) Auswirkungen im Druckverlauf und entsprechend im Einspritzverlauf zeigt.

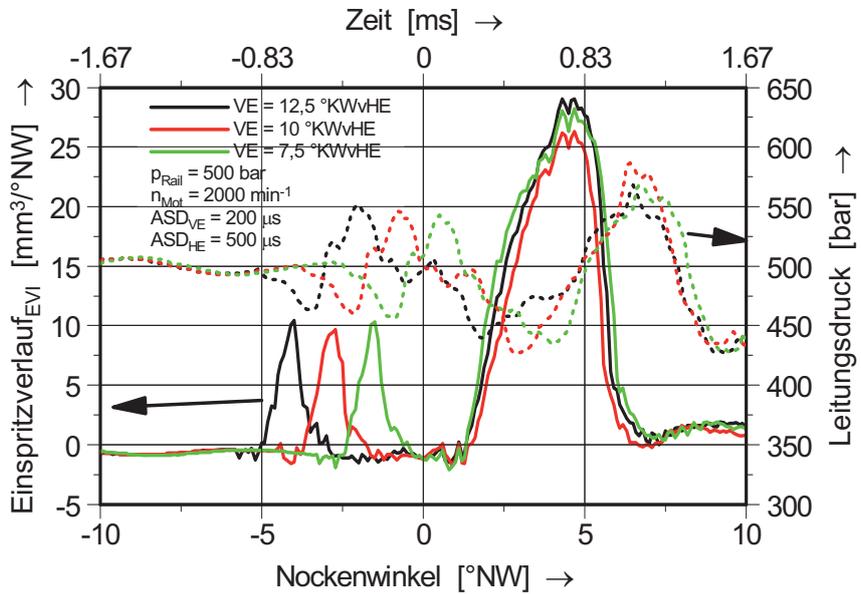


Bild 3: Einspritz- und Druckverläufe bei Lagevariation einer Voreinspritzung

Durch den bei einer Voreinspritzung ausgelösten Druckwellenverlauf ändert sich der Einspritzverlauf der Haupteinspritzung entsprechend dessen zeitlicher Positionierung. Die Unterschiede im Einspritzverlauf erscheinen zunächst marginal, jedoch weichen die steigenden Flanken stark voneinander ab. Vor allem werden diese Un-



terschiede durch den zum Zeitpunkt des Öffnens der Düse herrschenden Druck im Düsenraum beeinflusst. Dieser Druck bestimmt maßgeblich die Beschleunigung der Düsennadel und die Zeitspanne und die Druckdifferenz am Düsenloch. Ist der Einspritzdruck-Sollwert zum Zeitpunkt der Ansteuerung einer HE reduziert, äußert sich dies explizit in einer geringeren Haupteinspritzmenge und umgekehrt. Über eine solche Lagevariation der VE zur nachfolgenden HE ist es ebenfalls möglich, kritische bzw. für die Untersuchung relevante Systemzustände zu analysieren. In Bild 4 sind die entsprechenden Einspritzmengen für Vor- und Haupteinspritzung in Abhängigkeit von Raildruck und Lage dargestellt. Auffällig ist vor allem die Lage der VE bei 10°KW vor HE. Hier liegt ein sehr starkes Einbrechen der Haupteinspritzmenge vor. Die durchschnittliche Abweichung der Menge vom Sollwert liegt bei etwa 10%. Größere Schwankungen der Einspritzmenge im Bereich von bis zu 30% sind ebenfalls analysiert worden, stellen jedoch nicht betriebsrelevante Systemzustände dar und werden nicht weiter betrachtet. Noch gravierender sind die genannten Einflüsse bei der Betrachtung der Nacheinspritzmenge (NE), wenn die Lage der NE zur HE variiert wird. Hier sind bei üblichen Nacheinspritzmengen Schwankungen von bis zu 100% möglich. Dabei können erhebliche Schwierigkeiten bei der Applikation der abgasrelevanten Nacheinspritzung auftreten. Diese Umstände zeigen sehr deutlich, dass eine Korrektur der Einspritzmenge notwendig ist. Um solche Korrekturen vorzunehmen, gibt es verschiedene Ansätze.

Die bei diesen Messungen mit ermittelten Mengen für die VE sind für die gesamte Variation als konstant anzusehen. Der Anstieg der Voreinspritzmenge bei Annäherung von VE und HE ist auf die Auflösung des Messgerätes (EMI) zurückführbar. Bei einer zu nahen Anlagerung der VE an die HE ist, bedingt durch das Messprinzip, keine eindeutige Trennung beider Einspritzereignisse mit dem EMI mehr möglich. Bei den ermittelten kumulierten Absteuer- und Leckagemengen des Injektors ist analog der HE ein Einbruch bei 10°KWvHE erkennbar. Die Abhängigkeit der hydraulischen Zusammenhänge vom Druckgradienten ist eindeutig.

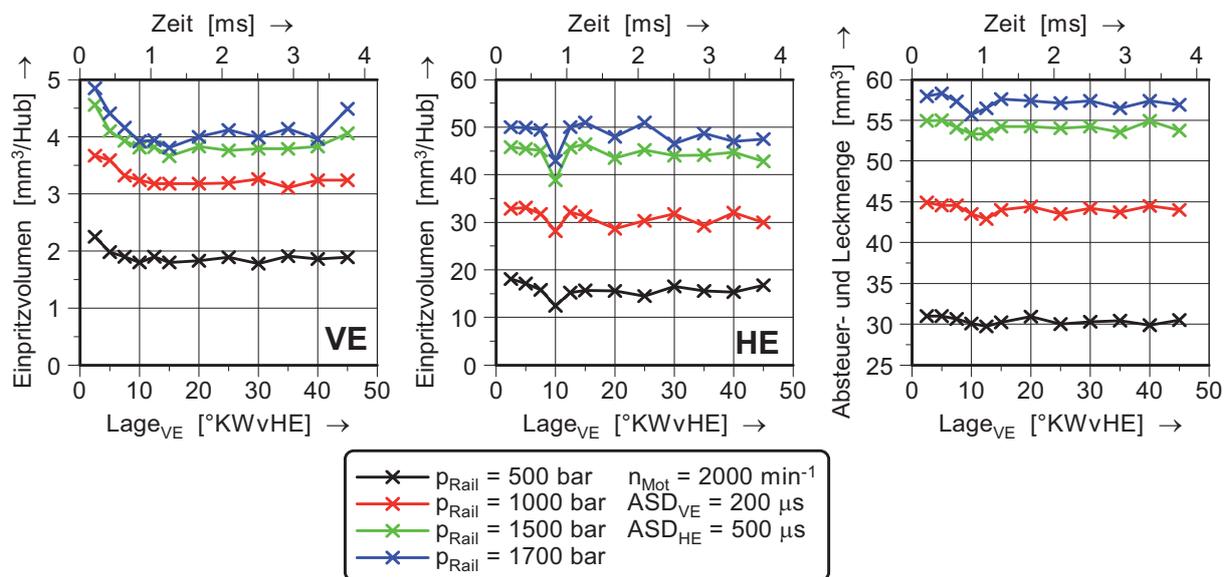


Bild 4: Einspritzvolumina sowie Leckage- und Absteuermenge bei Lagevariation der Voreinspritzung und verschiedenen Raildrücken



2 Bisherige Lösungsverfahren

Zur Unterdrückung bzw. Reduzierung der Druckschwankungen und den damit zusammenhängenden Einspritzmengenschwankungen existieren verschiedene Ansätze. Diese sollen kurz erläutert werden.

2.1 Druckwellenkorrektur

Einspritzmengenschwankungen können durch entsprechende Funktionen im Motorsteuergerät näherungsweise ausgeglichen werden. Dabei erfolgt eine Anpassung der elektrischen Ansteuerdauer in Abhängigkeit der Sollwertabweichung. Serienreife Funktionen sind von *BOSCH* bereits im Motorsteuergerät EDC16 implementiert worden. Diese Funktion verwendet die Eingangsgrößen Kraftstoff- und Kühlwassertemperatur, Raildruck und Sollmengen von vorheriger zu korrigierender Einspritzung. Die Ausgangsgröße der Funktion stellt eine Korrekturmenge dar, die zu der Sollmenge addiert wird und eine neue Sollmenge ergibt. Dieses Verfahren setzt voraus, dass Mengenschwankungen in allen Arbeitspunkten reproduzierbar sind, da auf feste Korrekturfunktionen zurückgegriffen wird. Da dies nicht immer gewährleistet werden kann, sind Korrekturen in einigen Betriebspunkten nicht optimal.

Eine weitere Möglichkeit einer Druckwellenkorrektur wird mit Hilfe magnetoelastischer Sensoren realisiert. Hierbei erfolgt eine Druckmessung während des Betriebs in der Hochdruckleitung zwischen Rail und Injektor. Aus dem Druckverlauf kann auf die eingespritzte Kraftstoffmenge geschlossen werden. Es ist somit während des Betriebs eine Korrektur der Ansteuerdauer möglich. Die Unsicherheiten, welche bei festen Korrekturfunktionen bestehen, werden bei diesem Prinzip gemindert [1].

2.2 Druckwellenkorrektur mittels hydraulischer Komponenten

Bei dieser Art der Minderung von Einspritzmengenschwankungen wird versucht, die Ausbreitung und Amplitude entstandener Druckwellen zu minimieren oder zu dämpfen. Vor allem beruhen solche Dämpfungsmaßnahmen auf der Verminderung von Energie, die eine Druckwelle transportiert. Mit Verminderung ist eine ungünstige Umwandlung in Wärme gleichzusetzen. Bei der Auswahl dämpfender Komponenten existiert eine Mannigfaltigkeit von Vorschlägen. Es besteht die Möglichkeit einer Blendeninstallation zwischen Injektor und Rail. Eine weitere Maßnahme besteht darin Beruhigungsvolumina im und außerhalb des Injektors einzubauen [7]. Installationen von Helmholtz-Resonatoren, Arten von Windkesseln sowie das Einbringen von Drahtgeflechten und Sintermetalleinsätzen werden als Dämpfungseinrichtungen eingesetzt und empfohlen [8]. Die vorgeschlagenen Maßnahmen sind in eigenen Untersuchungsreihen mit folgendem Fazit analysiert worden:

Alle Dämpfungseinrichtungen auf der hydraulischen Komponentenebene zeigen in gewisser Beziehung Effekte bei der Reduzierung von Druckwellen. Jedoch ist es nicht möglich das gesamte Betriebskennfeld abzudecken, da es sich um fest installierte Komponenten mit konstanter Geometrie handelt und entsprechende Vorzüge einer Dämpfungsmaßnahme in einem schmalen Bereich oder nur in einem Betriebspunkt liegen. Wegen der Wellenlaufzeiten und den nicht konstanten Phasenlagen der Druckwellen im Einspritzsystem ist dieses Verhalten erklärbar.



3 Vorschlag der aktiven Druckwellenkorrektur

Bei den unter Kapitel 2 aufgeführten Korrekturmöglichkeiten werden Maßnahmen aufgezeigt, die nach der Entstehung und Ausbreitung von Druckwellen herangezogen werden können, um Schwankungen der Einspritzmengen zu minimieren. Die Entstehung der Druckwellen bzw. deren Generierung am Entstehungsort durch das Öffnen und Schließen der Düsennadel wird dabei nicht betrachtet. Druckmessungen und konstruktive Umsetzungen am Einspritzsystem werden meist immer an der Hochdruckleitung zwischen Rail und Injektor vorgenommen. Dies bedeutet vor allem eine verzögerte Messung in der Hochdruckleitung, da sich die entstandene Druckwelle mit der Schallgeschwindigkeit für kompressible Fluide, in Abhängigkeit der Dichte und dem Elastizitätsmodul ausbreitet.

Mit einem aktiven Korrekturingriff wird eine Möglichkeit demonstriert, auftretende Druckschwingungen direkt am Ort ihrer Erzeugung zu dämpfen. Fällt der Druck im Düsenraum beim Öffnungsvorgang der Düsennadel ab, wird über ein externes Ventil dem Druckabfall über die Zugabe einer entsprechenden Kraftstoffmenge entgegen gewirkt. Der Sollwert des Einspritz- oder Raildruckes kann somit konstant gehalten werden. Beim Schließvorgang, der auch hydraulische *Hammerschlag* (*waterhammer*) bezeichnet wird, wird zur Aufrechterhaltung des konstanten Solldruckes eine bestimmte Menge abgesteuert. Mit einer Absteuerung wird eine Drucküberhöhung beim abrupten Schließen der Düsennadel verhindert. Die extern angebrachten Ventile zur Konstanthaltung des Einspritzdruckes müssen ein wichtiges Kriterium hinsichtlich ihrer Schaltgeschwindigkeit sowie Öffnungs- und Schließcharakteristik erfüllen. Die Schaltgeschwindigkeit muss mindestens die des Einspritzventils besitzen, um den Druckabfall während der Kraftstoffentnahme beim Einspritzvorgang abzufangen. Für den Schließvorgang gelten die gleichen Gesetzmäßigkeiten.

Das Vorgehen solch einer aktiven Druckwellenkorrektur in einem Hydrauliksystem wurde aus dem Bereich der Schwingungstechnik übertragen. Mit Hilfe der in Bild 5 schematisch dargestellten Signalverläufe kann die beschriebene Methode besser veranschaulicht werden. Durch die Überlagerung eines Störsignals mit einem adäquaten Gegensignals ergibt sich, durch Auslöschung, ein resultierendes Signal mit stark reduzierter Amplitude. Der in Bild 5 demonstrierte Fall ist als rein theoretisch zu betrachten, bei dem das Summensignal den Wert null annimmt.

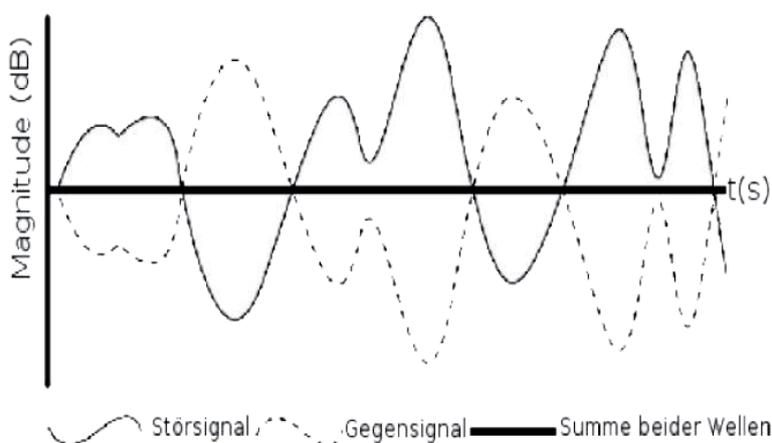


Bild 5: Darstellung einer Signalüberlagerung einer aktiven Dämpfung [9]

4 Theoretische Untersuchungen

Für diese theoretischen Voruntersuchungen dienten Simulationsrechnungen, die mit dem Simulationsprogramm AMESim (LMS) durchgeführt wurden. Der Aufbau des Simulationsmodells gleicht dem experimentellen Versuchsstand. Wegen nicht vorhandener Daten zur Verifikation des Gesamtinjektors (Piezoinjektor) ist nur der Düsenbereich hinreichend angepasst und validiert worden. Dies betrifft vor allem Anpassungen der Durchflussmengen in Abhängigkeit des Düsennadelhubes. Anhand zuvor ermittelter experimenteller Daten erfolgte die Validierung. Für den übrigen Teil des Injektors dient ein Standardmodell. Für den Nachweis der aktiven Dämpfung von Druckwellen in einem Einspritzsystem ist dieses Vorgehen ausreichend. Der zeitliche Aufwand für Modellbildung und Verifikation reduziert sich ebenfalls. In Bild 6 ist das Simulationsmodell mit seinen Komponenten dargestellt.

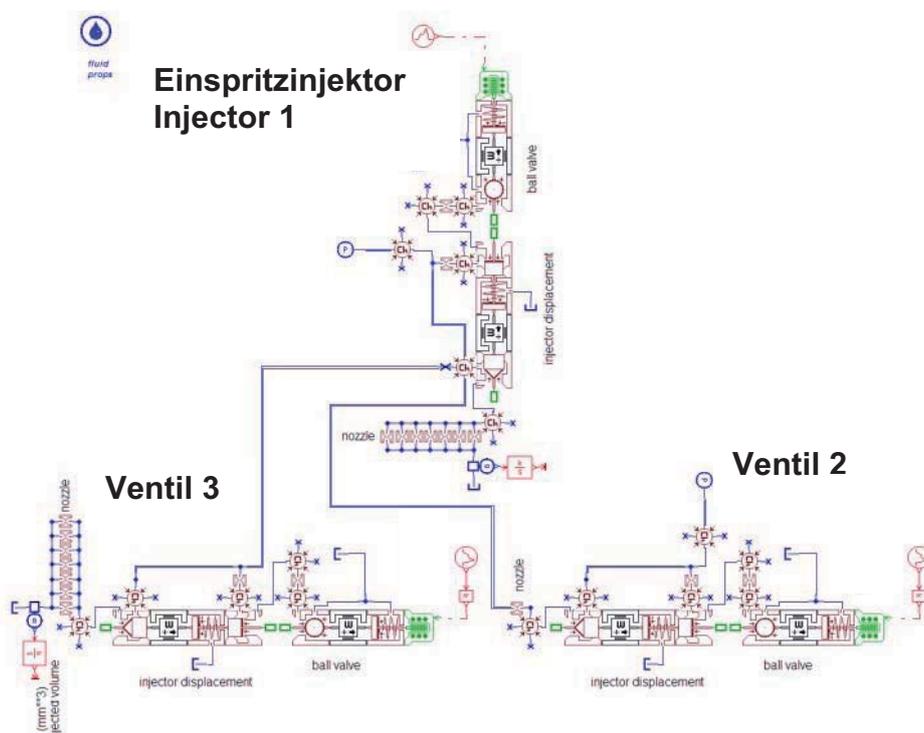


Bild 6: Simulationsmodell zur aktiven Druckwellendämpfung

Das Gesamtmodell besteht aus drei Injektoren, die, im Bereich des Einspritzventils, miteinander gekoppelt sind. Die unter Kapitel 3 diskutierten externen Ventile werden durch Verwendung von Injektoren (Ventil 2, Ventil 3) gleichen Typs ermöglicht. Dadurch ist gewährleistet, dass die Schaltgeschwindigkeiten in der Größenordnung des Einspritzventils liegen. Für das Ventil 2 sind im Bereich des Düsenraumes Änderungen hinsichtlich strömungsbedingter Größen vorgenommen worden. Auf die Änderungen wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Während der Simulationsrechnungen sind zunächst ausschließlich Haupteinspritzungen herangezogen worden. Eine Haupteinspritzung erzeugt einen sehr starken Druckabfall während eines Öffnungsvorgangs des Einspritzventils. Gelingt eine aktive Korrektur dieser starken Druckwellen mit diesem Modell, können dabei ermittelte Erkenntnisse für experimentellen Versuche herangezogen werden.

Auftretende positive und negative Effekte können im Vorfeld näherungsweise analysiert werden. In Bild 7 sind exemplarisch Druckverläufe dargestellt, die beim Einspritzvorgang im Düsenraum entstehen.

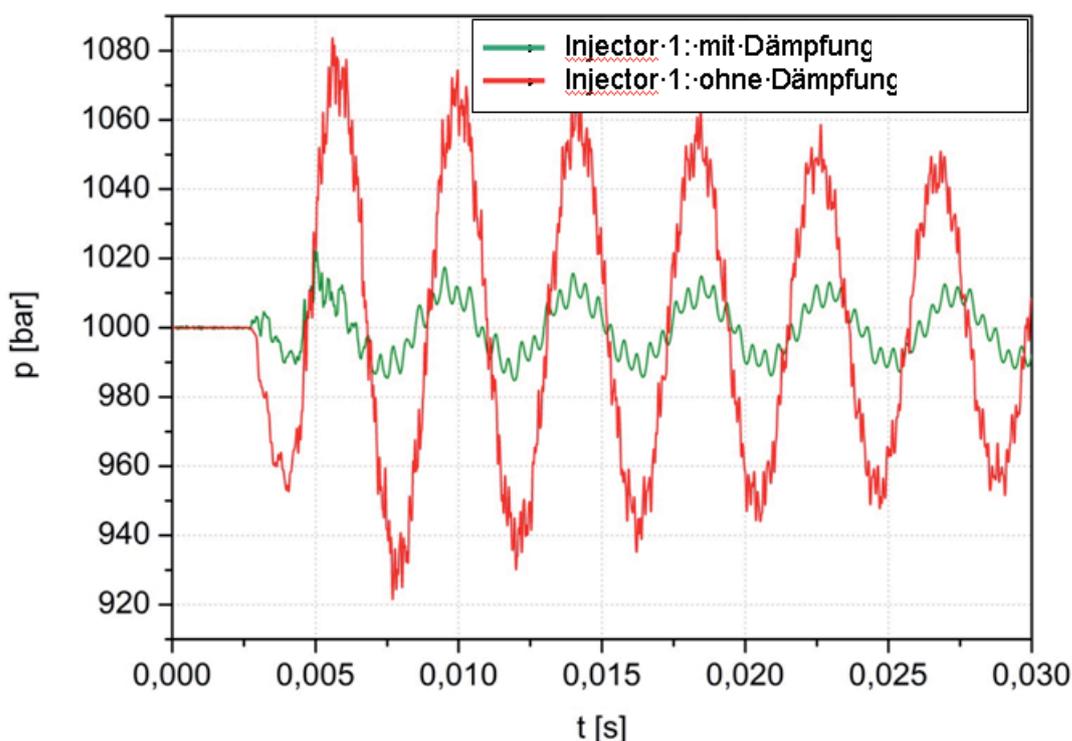


Bild 7: Druckverläufe im Düsenraum mit und ohne aktive Dämpfung (Raildruck: 1000 bar, ASD: 1000 μ s)

Es zeigt sich für den ausgewählten Betriebspunkt bei einem Raildruck von 1000 bar die Machbarkeit einer Reduzierung entstehender Druckwellen. Hohe Druckspitzen beim Öffnen und Schließen der Düsennadel werden, wie unter Kapitel 3 angedeutet, um bis zu 70% am Ort ihrer Entstehung gemindert. Das bedeutet, dass die sich im Einspritzsystem ausbreitenden Druckwellen ebenfalls stark reduzieren. Dieses Ergebnis ist ebenso für Betriebspunkte höheren und niedrigeren Druckes reproduzierbar. Die Möglichkeit ist von Seiten der theoretischen Betrachtung gewährleistet. Um Einspritzmengenschwankungen zu reduzieren ist das primäre Ziel dieser Methode, den Einspritzdruck während Einspritzereignissen konstant zu halten.

5 Experimentelle Untersuchungen

Anhand der unter Kapitel 4 getroffenen Annahmen und Modellierungsansätze sind, im Rahmen der Möglichkeiten, das Simulationsmodell und die Versuchsanlage aufeinander angepasst worden. Die Schwierigkeiten lagen hauptsächlich in der Kopplung der Injektoren. Mittels eines geeigneten Adapters gelang die Installation der Injektoren sowie eines Drucksensors. Der Drucksensor erfasst permanent den Druck im Düsenraum. In nachstehendem Bild 8 ist die installierte Versuchsanlage auf einem Einspritzpumpenprüfstand dargestellt. Die Druckmessung und die Steuerung der Prüfbank erfolgte in Analogie zu den Versuchen unter Kapitel 1. Einziger Unterschied ist in der Injektoransteuerung zu suchen. Hierzu ist das

Entwicklungssteuergerät FI^{2re} der IAV GmbH verwendet worden. Damit ist der Injektoransteuerbeginn (ASB) uneingeschränkt frei wählbar. Das bietet unter anderem die Möglichkeit, den Einspritzbeginn der drei verwendeten Injektoren/Ventile auf den selben Wert zu setzen. Während der Einspritzung von Injector 1, dem Einspritzinjektor, kann der Druckabfall in dessen Düsenraum mittels der Ansteuerung von Ventil 2 abgefangen werden. Übersteigt der Druck im Düsenraum den Sollwert, wird Ventil 3 aktiviert.

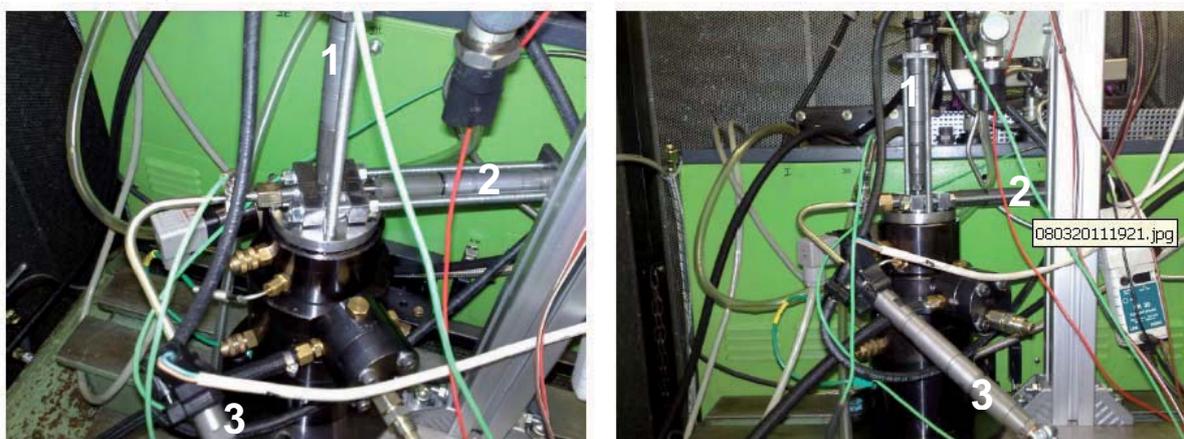


Bild 8: Darstellung der verwendeten Versuchsanordnung
(1: Einspritzinjektor, 2: Ventil 2; 3: Ventil 3)

Nachfolgend sollen einige Ergebnisse aus den durchgeführten Untersuchungen gezeigt werden. Zunächst sind für einen Raildruck von 1200 bar und verschiedenen ASD die Druckverläufe dargestellt. Der elektrische Ansteuerbeginn liegt in allen gezeigten Diagrammen bei 0 s.

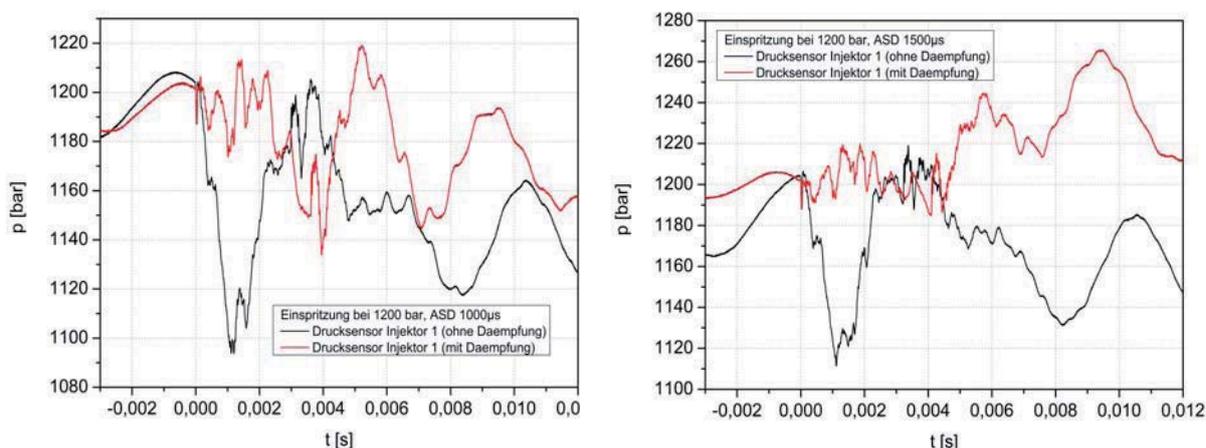


Bild 9: Druckverläufe im Düsenraum ohne und mit aktiver Dämpfung
(Raildruck: 1200 bar, ASD: 1000 µs, links, ASD: 1500 µs, rechts)

Dem Bild 9 ist zu entnehmen, dass der Druckabfall während der Einspritzung mit der getroffene Maßnahme stark vermindert kann. Der interessante Bereich liegt dabei zwischen 0 und 2 ms (0,002 s). Wie in den Simulationsrechnungen voraus berechnet, gelingt es auch im Experiment die Druckwellen in gleicher Größenordnung zu dämpfen. Während ohne Dämpfung der Druck im Düsenraum um ca. 100 bar abfällt, zeigt die aktive Dämpfung eine ca. 80% starke Reduzierung der Druckspitzen. Dass

sich dieser bisher positive Effekt auch umkehren lässt, zeigen die Darstellungen in Bild 10. Wählt man unpassende ASD der externen Ventile (siehe Bild 8), kann es zu einer Überhöhung des Düsenraumdruckes kommen. Dies wiederum führt zu ungewollten Abweichungen der Einspritzmengen von ihrem Sollwert.

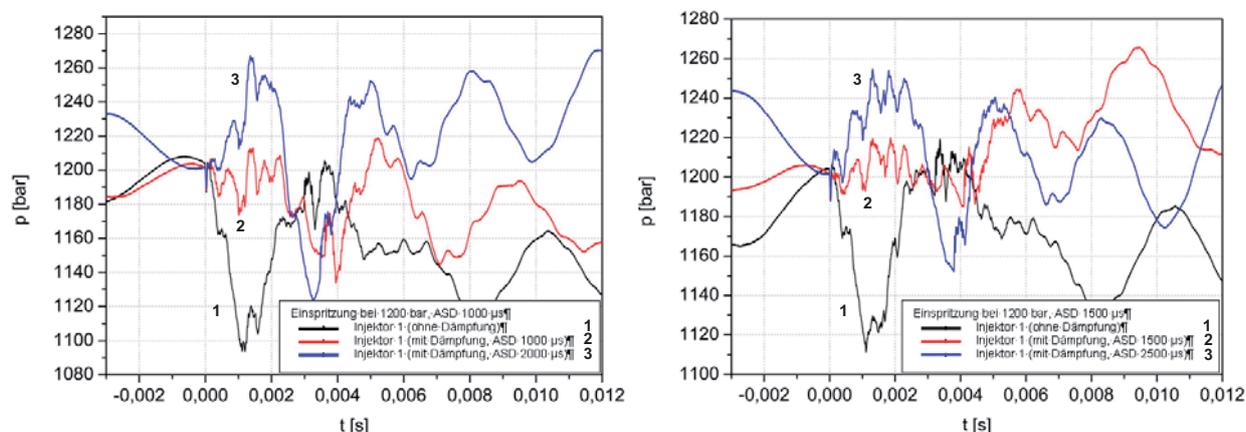


Bild 10: Druckverläufe im Düsenraum ohne und mit aktiver Dämpfung (Raildruck: 1200 bar, ASD: 1000 μ s, links, ASD: 1500 μ s, rechts)

Stimmen die Schaltvorgänge der Ventile nicht überein, kann es zu Rückkopplungen in das gesamte Einspritzsystem kommen. Druckspitzen und entsprechende Änderungen der Phasenlage sind möglich. Diese Effekte bedürfen noch einer gründlichen Analyse. Obwohl die gesamten Untersuchungen beziehungsweise die Anwendung der Methodik im Zeitbereich stattfindet, werden fortführend weitere Analysen im Frequenzbereich durchgeführt. Explizit kritische Betriebspunkte bei Anwendung der aktiven Druckwellendämpfung sowie Interferenzen im Frequenzspektrum der Druckschwingungen sind dadurch genauer differenzierbar.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit ist eine Methodik zur aktiven Dämpfung von Druckwellen in Hydrauliksystemen, speziell Common Rail-Systemen, entwickelt worden. Mit dieser Anwendung ist es möglich Druckspitzen im Einspritzsystem, die während des Einspritzvorgangs entstehen, um bis zu 80% zu reduzieren. Die Stärke einer solchen Dämpfung ist natürlich von den jeweiligen Betriebspunkten anhängig. Im Gegensatz zu bisherigen Methoden erfolgt die Druckwellendämpfung an deren Entstehungsort im Düsenraum. Hierdurch kann eine höhere Mengengenauigkeit erreicht werden, die sich maßgeblich positiv auf das Emissionsverhalten des Motors auswirkt.

Ausblickend ist eine angemessene geregelte Steuerung des Injektors mit aktiver Druckwellendämpfung anzustreben. Bisherige Untersuchungen dienten lediglich zu grundlegenden Untersuchungen zum hydraulischen Verhalten, so dass eine aufwendige Regelung nicht nötig war.

Anwendungen direkt am Motor sind derzeit, wegen des großen Platzbedarfs der Apparatur, nicht ohne weiteres möglich. Dies erfordert eine entsprechende konstruktive Umsetzung des Injektors bzw. die Anwendung für Systemkomponenten mit mehr Bauraumangebot als im PKW-Segment.



Literatur

- [1] Baumann, J.: Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren.
Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2006
- [2] Mollenhauer, K. Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren.
Berlin/Heidelberg, Springer, ISBN 978-3-540-72164-2, 2007
- [3] Basshuysen/Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor
Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven
Wiesbaden, Vieweg, ISBN 978-3-8348-0227-9, 2007
- [4] Schernewski, R.: Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebskomponenten im Kraftfahrzeug.
Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 1999
- [5] Brand, S.: Piezoelektrische Aktoren in Fertigungssystemen.
In: VDI, Reihe 2, Nr. 390 in Forschungsberichte, 1996
- [6] Teetz, C.: Einspritzsysteme für Dieselmotoren hoher Leistung.
In: VDI, Reihe 12, 150 Jahre Wilhelm Maybach, Bd. 119 d., Fortschrittsberichte, Düsseldorf, 1996
- [7] ROBERT BOSCH GMBH; Lochdüse mit einem Speicherraum für eine Kraftstoff-Einspritzvorrichtung.
Patentschrift; EP 1 770 275 A1, 2007
- [8] SIEMENS AG; Speichereinspritzsystem zur Dämpfung von Druckwellen, insbesondere bei einem Common Rail Einspritzsystem.
Patentschrift; DE 102 47 775 A1 2004.04.22, 2004
- [9] Gerlach, S.: Aufbau und experimentelle Erprobung einer erweiterten Anordnung zur aktiven Lärmbekämpfung.
Magdeburg, Hochschule Magdeburg-Stendal (FH), Diplomarbeit, 2008





Auslegung einer Hubkolben-Expansionsmaschine zur thermischen Abgasenergienutzung in mobilen Anwendungen

Rainer Sourell, Peter Eilts

Kurzfassung

Eine Möglichkeit zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads von Fahrzeugantrieben mit Verbrennungsmotor ist die Nutzung der Abgasenergie in einem speziellen Wärmekraftprozess (ORC, engl. für Organic Rankine Cycle). Zentrales Bauelement des ORC ist die Expansionsmaschine (EM), in der die thermische Energie des Dampfes in nutzbare mechanische oder elektrische Arbeit gewandelt wird. In dem hier vorgestellten Forschungsvorhaben wurde eine EM für eine Pkw- und eine Lkw-Anwendung ausgelegt, die mit Ethanol als Arbeitsfluid und verschiedenen Dichtungskonzepten arbeitet. Das Projekt wurde von der FVV gefördert.

1 Ausgangslage und Ziel des Vorhabens

Ein wesentliches Ziel in der Entwicklung von Fahrzeugen ist der effiziente und umweltschonende Antrieb. Ein vielversprechender Ansatz zur weiteren Absenkung des Kraftstoffverbrauchs ist die Nutzung der thermischen Abgasenergie. Die dem Motor durch den Kraftstoff zugeführte chemische Energie wird je nach Betriebspunkt des Motors nur bis zu maximal 38-43% in Antriebsenergie umgesetzt [1]. Die restliche Energie wird in thermische Energie umgewandelt, die den Motor entweder im Kühlwasser oder im Abgas wieder verlässt. Diese Energie ist nicht vollständig verloren: In modernen Fahrzeugen wird sie zur Erwärmung der Fahrgastzelle, Steigerung der Antriebsleistung mit Hilfe eines Abgasturboladers oder zur Konvertierung von schädlichen Abgasen im Katalysator genutzt. Dennoch hat das Abgas, das den Abgasstrang nach dem Katalysator verlässt, noch ein Temperaturniveau von 300-700 °C. Bei diesem hohen Temperaturniveau ist es sinnvoll, einen Wärmekraftprozess zu betreiben und die gewonnene Energie dem Fahrzeug wieder zuzuführen. Diese Einspeisung der Nutzenergie kann mechanisch über die direkte Kopplung der EM mit dem Verbrennungsmotor oder elektrisch über den Antrieb eines Generators erfolgen. Das Funktionsprinzip eines nachgeschalteten Wärmekraftprozesses mit einer Hubkolben-EM ist in Abbildung 1 dargestellt: Die thermische Energie des Abgases wird mit einem Wärmetauscher auf das Arbeitsfluid des ORC übertragen. In diesem wird mit Hilfe einer EM Nutzenergie gewonnen, die an den Verbrennungsmotor zurückgeführt wird. Das Arbeitsfluid wird mit einem Kühlkreislauf abgekühlt, um es zu verflüssigen und den Kreislauf zu schließen.

Eine wesentliche Konstruktionsanforderung an einen Dampfmotor bzw. einen ORC ist, dass kein Schmiermittel in den heißen, dampferzeugenden Wärmetauscher gelangen darf. Dieses würde sich an der heißen Wärmetauscheroberfläche zersetzen, Ablagerungen bilden und somit den Wärmeübergang herabsetzen.

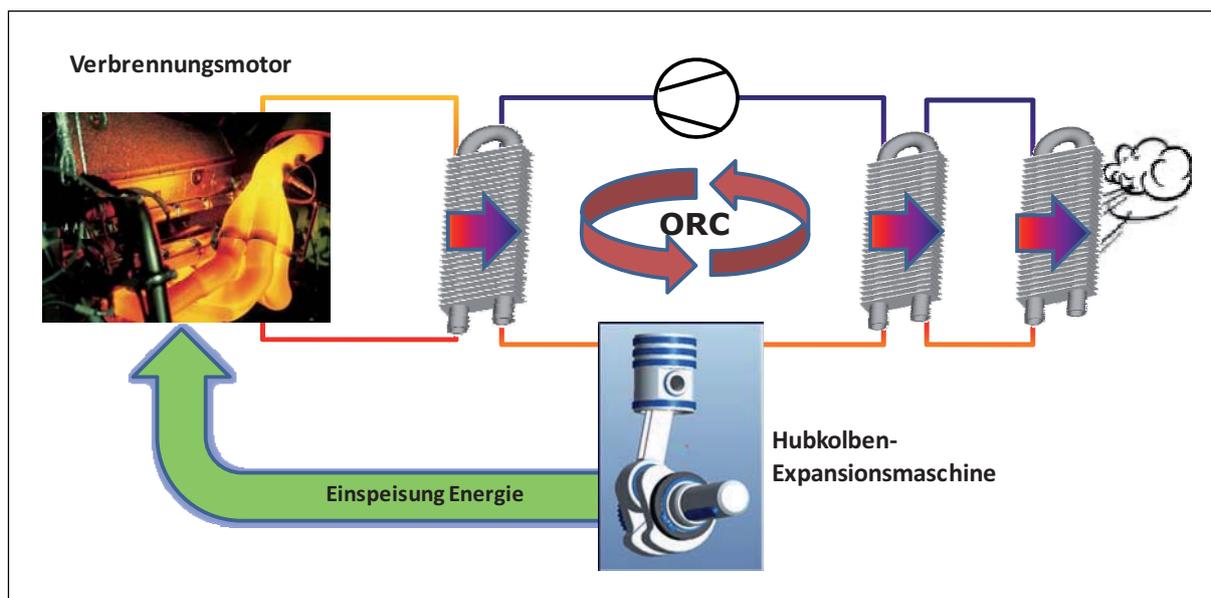


Abbildung 1: Funktionsprinzip der Abgaswärmenutzung mit einem Wärmekraftprozess

Bisher gibt es nur wenige Hubkolben-Expansionsmaschinen, die unterhalb von einem Hubvolumen von 1,0 L liegen und somit als Orientierung für eine mobile Anwendung dienen können. Die üblichen Anwendungen erstrecken sich auf Blockheizkraftwerke oder Wärmekraftkopplungsanlagen, die eine elektrische Leistung von über 100 kW liefern. Als kleinere Hubkolben-Dampfmaschinen sind folgende Anwendungen bekannt:

Zum einen gibt es die IAV-ZEE (Zero Emission Engine), welche mit zwei Zylindern und einem Hubraum von 900 ccm deutlich zu groß für die anvisierte Anwendung ist. Die IAV-ZEE arbeitet mit dem Arbeitsfluid Wasser und löst die Problematik mit dem Öleintrag ins Arbeitsfluid, indem sie den Arbeitsraum mit Wasser schmiert. Dies ist nur möglich, weil spezielle Materialien für die Zylinderlaufbuchse und die Kolbenringe verwendet werden. Die IAV-ZEE entstand im Rahmen eines Forschungsprojekts. Weiterführende praktische Anwendungen sind nicht bekannt [2].

Zum anderen bietet seit dem Jahr 2011 die Firma Voith Turbo Systems das Steam Trac System an. Hierbei handelt es sich um eine Hubkolbenmaschine, die je nach Bohrung und Zylinderzahl einen Hubraum von 800 cm³ bis zu 8000 cm³ aufweist. Die kleinste, zweizylindrige Maschine mit 800 cm³ Hubvolumen arbeitet in einem Drehzahlbereich von 600-3500 min⁻¹ und liefert bis zu 40 kW Nutzleistung. Anwendungen sind Wärmekraftkopplungen in Lokomotiven, Zementöfen oder Müllverbrennungsanlagen. Das Steam Trac System baut relativ kompakt, weil es im Gegensatz zu anderen (größeren) Dampfmaschinen auf einer Tauchkolbenkonstruktion basiert. Nähere Angaben zum Arbeitsfluid oder der Abdichtung des Arbeitsraums werden vom Hersteller nicht gemacht. Das System vermeidet den Öleintrag in die heißen Wärmetauscher mit einem Ölabscheider. Auf welchem Prinzip dieser basiert, ist nicht bekannt [3], [4].

Ziel des Forschungsvorhabens ist die Grundauslegung und konstruktive Konzeptionierung einer Hubkolben-EM für eine Pkw- bzw. Lkw-Anwendung. In der Grundauslegung werden charakteristische Größen wie Hubvolumen und mittlere Kolbengeschwindigkeit festgelegt, während in der Konzeptionierung Lösungsansätze für das Schmierungs- und Dichtungsproblem erarbeitet werden. Als Randbedingungen die-



nen die allgemeinen Anforderungen zum Einsatz in einem Pkw, wie z.B. geringer Bauraumbedarf, Verschleißfestigkeit und ein hoher Prozesswirkungsgrad.

2 Grundausslegung der Expansionsmaschine

Ausgangslage für die Bestimmung der charakteristischen Werte ist ein Berechnungsprogramm, das in Abhängigkeit von den vorzugebenden Parametern Abgasmassenstrom und Abgastemperatur die Eckdaten des ORC-Kreisprozesses berechnet. Dieses Programm wurde im Rahmen eines Forschungsvorhabens an der Universität Bochum unter der Leitung von Herrn Prof. Span erstellt und von der Forschungsvereinigung für Verbrennungsmotoren e.V. (FVV) gefördert. In diesem Programm lassen sich die Betriebsparameter des ORC wie z.B. oberer und unterer Arbeitsfluiddruck sowie die obere Prozessstemperatur einstellen und als Ergebnis wird der maximale Fluidmassenstrom berechnet. Dieser Massenstrom ist so ausgelegt, dass eine möglichst große Energie aus dem Abgas entnommen wird, ohne das Abgas zu stark abzukühlen [5].

Als Randbedingungen für den Kreisprozess werden folgende Punkte definiert:

- Auf Grund seiner vorteilhaften Stoffeigenschaften wird Ethanol als Arbeitsfluid ausgewählt (günstiger Verlauf von Tau- und Siedelinie, geringe Giftigkeit).
- Die maximale Prozessstemperatur (ohne Berücksichtigung lokaler Temperaturspitzen in Wandnähe) liegt bei 550 K, da das Fluid Ethanol bei höheren Temperaturen chemisch instabil wird.
- Der maximale Prozessdruck wird zu 40 bar gewählt. Dieser Druck stellt einen Kompromiss aus hohem Prozesswirkungsgrad und einer moderaten Bauteilbelastung dar.
- Als untere Prozessstemperatur werden 70 °C gewählt, um ein ausreichend großes Temperaturgefälle im Kondensator gewährleisten zu können.
- Als Auslegungspunkte werden Teillastbetriebspunkte gewählt, bei denen Abgastemperaturen von ca. 300 °C (Lkw) und 500 °C (Pkw) vorliegen.

Zur Dimensionierung der Hubkolben-EM erfolgt die Berechnung des isentropen Expansionswirkungsgrads mit einer einfachen Kreisprozessrechnung. In dem Kreisprozess werden folgende Zustandsänderungen berücksichtigt:

1→2: isobare Massenzufuhr bei oberem Prozessdruck

2→3: adiabate Expansion nach ES

3→4: isenthalpe Drosselung des ausströmenden Gases und adiabate Entspannung des im Zylinder verbleibenden Mediums

4→5: isobares Ausschleichen bei unterem Prozessdruck

Da kein Schadraumvolumen berücksichtigt wird ($V_{\min} = 0$), ist der Kreisprozess geschlossen. In Abbildung 2 ist das T-s-Diagramm des ORC sowie das p-V-Diagramm des Expansionsprozesses dargestellt. Im Kreisprozess werden Wärmeströme und mechanische Arbeit durch Pfeile symbolisch dargestellt. In der Prozessführung muss beachtet werden, dass die Abgastemperatur in allen Punkten größer als die Arbeitsfluidtemperatur sein muss. Dies limitiert den Dampfmassenstrom und kann dazu führen, dass eine Prozessführung bei größtmöglicher Überhitzung und somit maxima-



dem Prozesswirkungsgrad weniger Nutzleistung generiert als eine Prozessführung mit geringerem Prozesswirkungsgrad aber größerem Fluidmassenstrom.

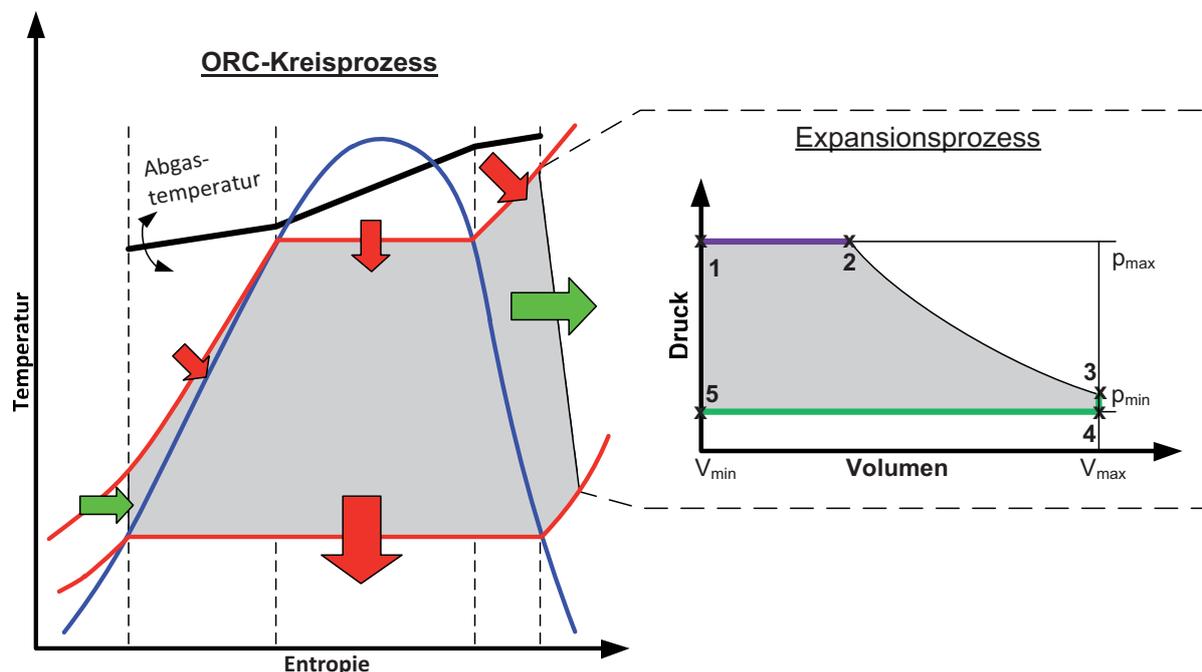


Abbildung 2: ORC und Expansionskreisprozessrechnung zur Auslegung der Hubkolben-EM

Durch die Vorgabe der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m kann auf das Hubvolumen geschlossen werden, das notwendig ist, um den vorgegebenen Arbeitsfluidmassen- bzw. -volumenstrom umzusetzen. Für die Berechnung der Reibverluste wird ein Ansatz zur Berechnung des Reibmitteldrucks für schnelllaufende Dieselmotoren verwendet (Gleichung (1), [6]).

$$p_{mr} \approx 0,07 (\varepsilon - 4) + 0,4 \frac{n}{1000} + 0,4 \left(\frac{c_m}{10} \right)^2 \quad (1)$$

Auf diese Weise kann mit der Kreisprozessrechnung eine Aussage zu der Entwicklung der effektiven Leistung und des benötigten Hubvolumens in Abhängigkeit der Parameter Gleichdruckanteil und mittlere Kolbengeschwindigkeit getroffen werden. Die Ergebnisse einer Parametervariation sind in Abbildung 3 in Abhängigkeit vom Gleichdruckanteil dargestellt. Gleichdruckanteil und Expansionsverhältnis sind folgendermaßen definiert (Gleichung (2) und (3), s. Abbildung 2):

$$\varphi = \frac{V_{ein}}{V_{max}} = \frac{V_2 - V_1}{V_4 - V_1} = \frac{V_2}{V_4} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_4 - V_1}{V_1} \quad (3)$$

Es ist gut zu erkennen, dass es in Abhängigkeit vom Gleichdruckanteil ein Maximum gibt: Bei sehr kleinen Gleichdruckanteilen ist die Leistung im Verhältnis zu den Reib-



verlusten gering. Mit zunehmendem Gleichdruckanteil steigt der indizierte Mitteldruck, weil das berechnete Hubvolumen zur Förderung des Dampfstroms abnimmt, bis ein Leistungsmaximum erreicht wird. Ab dem Maximum überwiegen die Wirkungsgradverluste durch unvollständige Expansion.

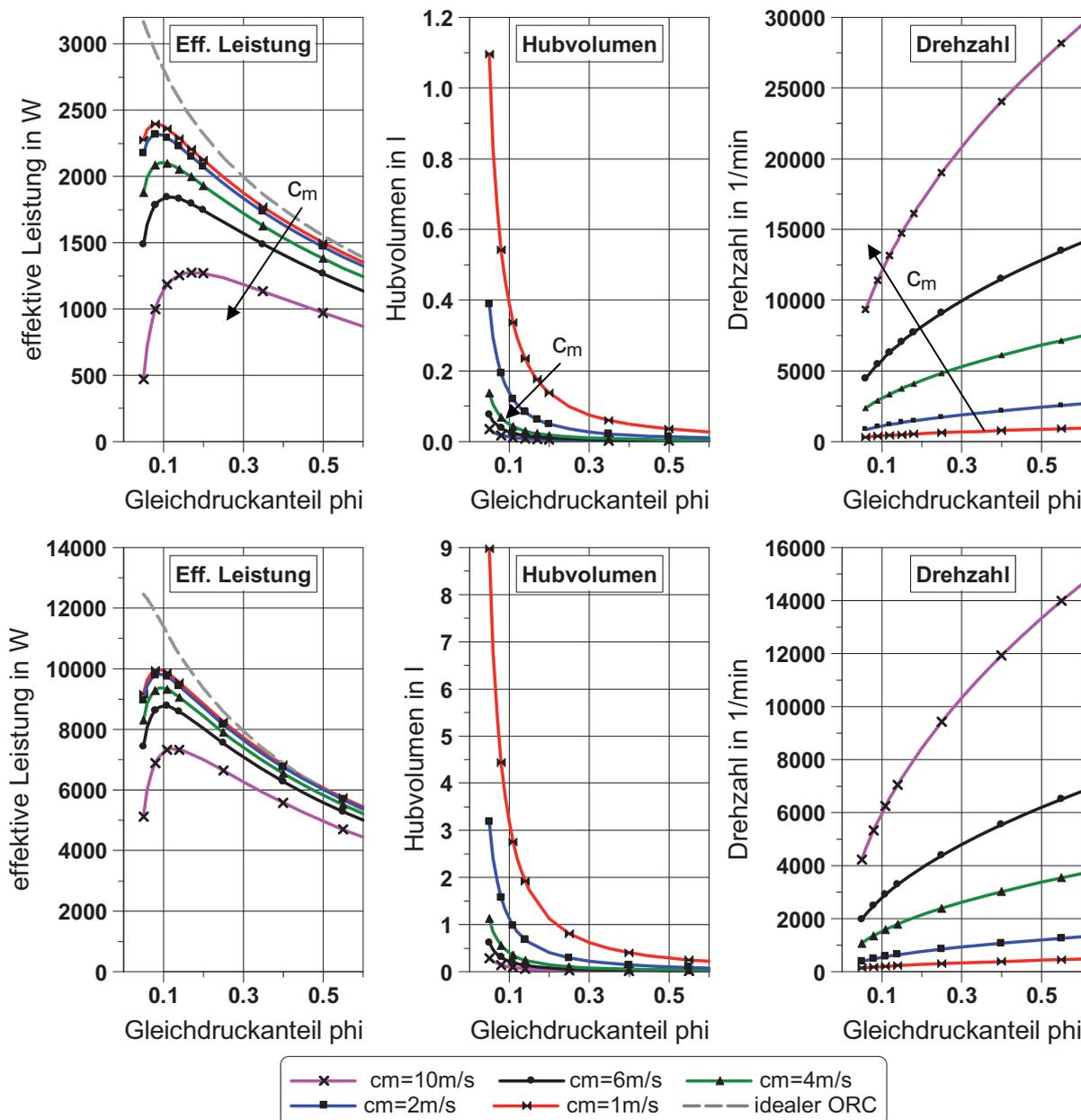


Abbildung 3: Parametervariation zur Auslegung der Hubkolben-EM (oben: Pkw, unten: Lkw)

Es hat sich im Laufe der Untersuchungen gezeigt, dass Gleichung 1 für die angestrebte Anwendung sehr hohe Reibmitteldrücke liefert, sodass das Maximum der effektiven Leistung eher für zu kleine Gleichdruckanteile berechnet wird. Ein Literaturvergleich zeigt, dass ein Gleichdruckanteil von $\phi = 0,10$ als guter Kompromiss aus Effizienz und Bauraumbedarf erachtet wird, was sich gut in den Ergebnissen für die effektive Leistung widerspiegelt. Der Fehler wird somit vernachlässigt.



Die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m wurde im Bereich von 1-10 m/s variiert. Hierbei hat sich gezeigt, dass ein Wert von 4 m/s einen guten Kompromiss zwischen hohem isentropem Wirkungsgrad und geringem Bauraum darstellt. Zudem können mit diesem Wert auch noch trockenlaufende Kolbendichtringe verwendet werden.

Das Hub-Bohrungsverhältnis wurde zu $s/D = 1$ gewählt, da dies im Motorenbau eine übliche Größe ist und einen guten Kompromiss aus einstellbarem Expansionsverhältnis und mittlerer Kolbengeschwindigkeit darstellt.

Das Expansionsverhältnis lässt sich mit der vereinfachten Prozessrechnung (ohne Schadvolumen) nicht berechnen. Ein hohes Expansionsverhältnis ist wichtig, um den Schadraum und somit die Expansionsverluste zu minimieren. Andererseits lässt sich durch die Wahl des Gleichraumanteils bzw. der Ventilsteuerzeiten der Expansionsverlust beeinflussen.

Eine Literaturrecherche legt nahe, für weitergehende Simulationen einen Wert von $\varepsilon = 30$ zu wählen. Dies entspricht einem konstruktiv anspruchsvollen Wert. Andererseits können mit höheren Expansionsverhältnissen nicht signifikant höhere Wirkungsgrade erzielt werden [7].

Die Ergebnisse der Grundausslegung für beide Anwendungen werden in der nachfolgenden Tabelle zusammengefasst (Tabelle 1).

Es zeigt sich, dass das benötigte Hubvolumen zur Umsetzung des Dampfstroms in beiden Anwendungen mit einem Zylinder realisiert werden kann. Bei der Pkw-Anwendung ergibt sich eine EM, die mit ca. 50 cm^3 Hubvolumen ein für einen Verbrennungsmotor übliches Hubvolumen für z.B. Kleinkraftfahrzeuge hat.

Die Lkw-Anwendung hat einen Bohrungsdurchmesser von 84 mm und arbeitet mit einem Hubvolumen von 465 cm^3 . Dies ist ein übliches Maß für die Dimensionierung eines Zylinders von Pkw-Verbrennungsmotoren. Sollte der Ungleichförmigkeitsgrad ein Auslegungskriterium sein, könnte das Hubvolumen auch auf zwei Zylinder aufgeteilt werden. Dies wäre bei der Pkw-Anwendung auf Grund des bereits sehr kleinen Hubvolumens allerdings nicht sinnvoll.

Es zeigt sich, dass das Hubvolumen einer EM ca. 3-5% des Hubvolumens des Verbrennungsmotors beträgt.

Tabelle 1: Parameter der Grundausslegung

	Pkw-Ethanol	Lkw-Ethanol
Anzahl Zylinder	1	1
Bohrungsdurchmesser	40 mm	84 mm
Hub-Bohrungsverhältnis	1	1
Auslegungsdrehzahl	3038 min^{-1}	1424 min^{-1}
Mittlere Kolbengeschwindigkeit im Auslegungspunkt	4,0 m/s	4,0 m/s
Gleichdruckanteil	0,10	0,09

3 Prozesssimulation mit GT-Power

Für die weitergehenden Simulationen wird die Simulationssoftware GT Power der Firma Gamma Technology verwendet. Diese Software ist in der Simulation für Verbrennungskraftmaschinen ein weit verbreitetes Tool und das ivb verfügt über umfangreiche Erfahrungen zum Einsatz der Software.

In folgender Abbildung ist ein Einzylindermodell dargestellt, wie es für die Simulation der Expansionsmaschine verwendet wurde. Das Modell besteht im Wesentlichen aus



den Ein- und Auslassambients, in denen die Einlass- und der Auslassbedingungen vorgegeben werden (Druck, Temperatur, Arbeitsfluid). In den Verbindungsrohren erfolgt die Lösung der Massen-, Impuls- und Energiebilanz in einer 1-D Simulation. Die Expansion des Arbeitsfluids in der Arbeitskammer wird mit einer Null-dimensionalen Simulation berechnet.

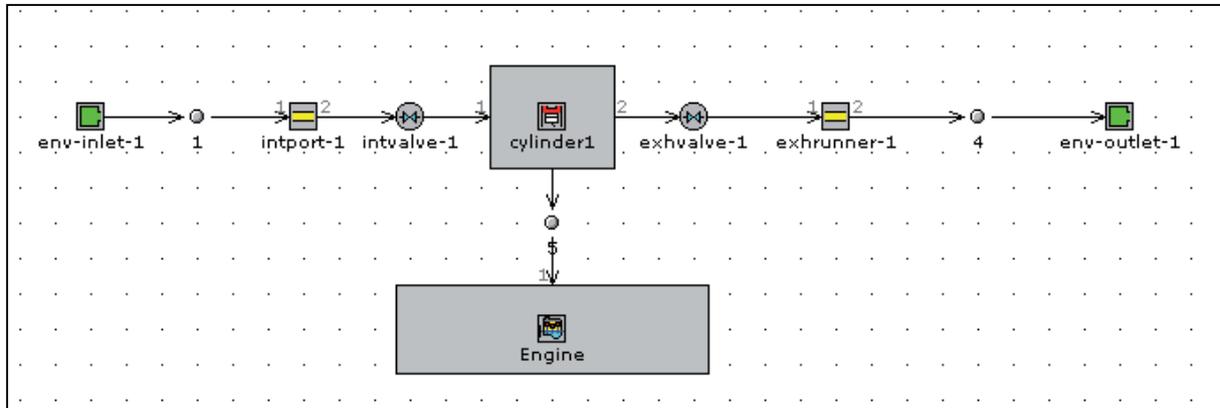


Abbildung 4 - Einzylindermodell in GT-Power

Wandwärmeverluste

Bei der Berechnung des inneren Wandwärmeübergangskoeffizienten wird berücksichtigt, ob es auf Grund von niedrigen Wandtemperaturen zu Kondensation an Wandoberflächen kommen kann oder nicht. Hierzu wird die Sättigungstemperatur des Arbeitsfluids im Zylinder berechnet und mit der sich einstellenden inneren Wandtemperatur verglichen. Falls die Sättigungstemperatur oberhalb der Wandtemperatur liegt, wird angenommen, dass es zur Kondensation kommt. In diesem Fall wird dem Zylinder ein Wandwärmeübergangskoeffizient (WÜK) vorgegeben, der sich nach einer Wärmeübergangskorrelation aus dem VDI-Wärmeatlas für Filmkondensation bei ruhendem Dampf ergibt. Falls es nicht zur Kondensation kommt, wird die Wandwärmeübergangskorrelation nach Woschni vorgegeben, die in der Verbrennungsmotorenwelt eine übliche Wärmeübergangskorrelation darstellt.

Wandwärmeübergangskorrelation für ruhenden Dampf bei Filmkondensation [8]:

- laminarer Bereich

$$Nu_{F,l} = \frac{\alpha_{F,l} \cdot L_c}{\lambda_F} = \frac{4}{3} \cdot Nu_{F,x=L,l} = 0,925 \cdot \left(\frac{1 - \rho_D / \rho_F}{Re_{F,L}} \right)^{1/3} \quad (4)$$

- turbulenter Bereich

$$Nu_{F,t} = \frac{\alpha_{F,t} \cdot L}{\lambda_F} = \frac{0,020 \cdot Re_{F,L}^{7/24} \cdot Pr_F^{1/3}}{1 + 20,52 \cdot Re_{F,L}^{-3/8} \cdot Pr_F^{-1/6}} \quad (5)$$

Wärmeübergangskorrelation nach Woschni [9]:

$$\alpha = 130 \cdot d^{-0,2} p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \left\{ C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_H \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right\}^{0,8} \quad (6)$$



Reibung

Bei den Reibverlusten haben sich bewegende Dichtpaarungen einen großen Einfluss, da berührende Dichtungen stets mit größeren Verlusten behaftet sind. Zum Beispiel trägt die Kolbengruppe im Verbrennungsmotor zu ca. 40 % an der Gesamtreibung in einem Verbrennungsmotor bei. In diesem Projekt ergab sich die Schwierigkeit, dass die Abdichtung ein zentrales Element der Aufgabenstellung ist und somit für die genaue Bestimmung der Reibverluste nicht von bestehenden empirischen Ansätzen ausgegangen werden kann.

Eine Parametervariation für verschiedene Dichtkonzepte hat gezeigt, dass die Reibverluste in einem sehr großen Streuband variieren können. Insbesondere bei einer Kreuzkopfkonstruktion ergeben sich sehr große Streuungen durch den Einfluss der zahlreichen Abdichtungsmöglichkeiten. Ausgehend von einer Literaturrecherche zu bestehenden Dampf-Expansionsmaschinen wurde für Tauchkolbenkonzepte ein konstanter Wert für den Reibmitteldruck von $p_{mr} = 1,0$ bar vorgegeben. Für die Kreuzkopfkonstruktion wurde ein Reibmitteldruck von $p_{mr} = 1,0$ und $2,0$ bar berücksichtigt.

Ein Vergleich mit Reibmitteldrücken von einem Verbrennungsmotor zeigen, dass bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 4 m/s die Verluste bei ca. $p_{mr} = 0,6$ bar liegen. Somit zeigt sich, dass der Wert von $p_{mr} = 1,0$ bar für vollständig geschmierte Konzepte eher zu hoch ist. Wenn trockenlaufende Gleitpaarungen berücksichtigt werden, sind Reibverluste von $1,0$ bar realistisch.

Durch die konstante Vorgabe der Reibung lassen sich die Ergebnisse mit geringem Aufwand miteinander vergleichen [10].

Variante Pkw

In den Ergebnisdiagrammen sind die charakteristischen Größen effektive Leistung, Drehzahl, isentroper Wirkungsgrad und indizierter Mitteldruck in Abhängigkeit von der Arbeitsfluid-Einlasstemperatur und dem Einlassdruck als Scharparameter dargestellt (Abbildung 5).

Die Simulationsergebnisse der Pkw-Anwendung zeigen, dass sich die maximale effektive Leistung von 2108 W für den höchsten zulässigen Druck von 40 bar und die höchste Temperatur von 550 K ergibt. Die Drehzahl liegt in diesem Punkt bei 3500 min^{-1} und der isentrope Wirkungsgrad verläuft nahezu unabhängig von der Einlasstemperatur bei ca. 66% . Bei niedrigeren Einlassdrücken ergeben sich höhere Drehzahlen, weil im ORC-Kreisprozess größere Massenströme bzw. Volumenströme zur Verfügung gestellt werden können. Abgesehen von sehr niedrigen Einlasstemperaturen ist die Drehzahl höher als in der Grundauslegung, wodurch sich auch dementsprechend höhere Kolbengeschwindigkeiten ergeben. Die Abweichungen resultieren aus der Vorgabe des betriebspunktabhängigen Massenstroms, der bei konstantem Hubvolumen mit Hilfe der Drehzahl eingeregelt wird.

Die Drehzahl wurde bei 7000 min^{-1} begrenzt, was etwas mehr als der doppelten Auslegungsdrehzahl entspricht. Es ist zu beachten, dass das hohe Drehzahlniveau nicht mit trockenlaufenden Dichtungskonzepten darstellbar ist, da die mittlere Kolbengeschwindigkeit in diesen Punkten die zulässige Grenze übersteigt.

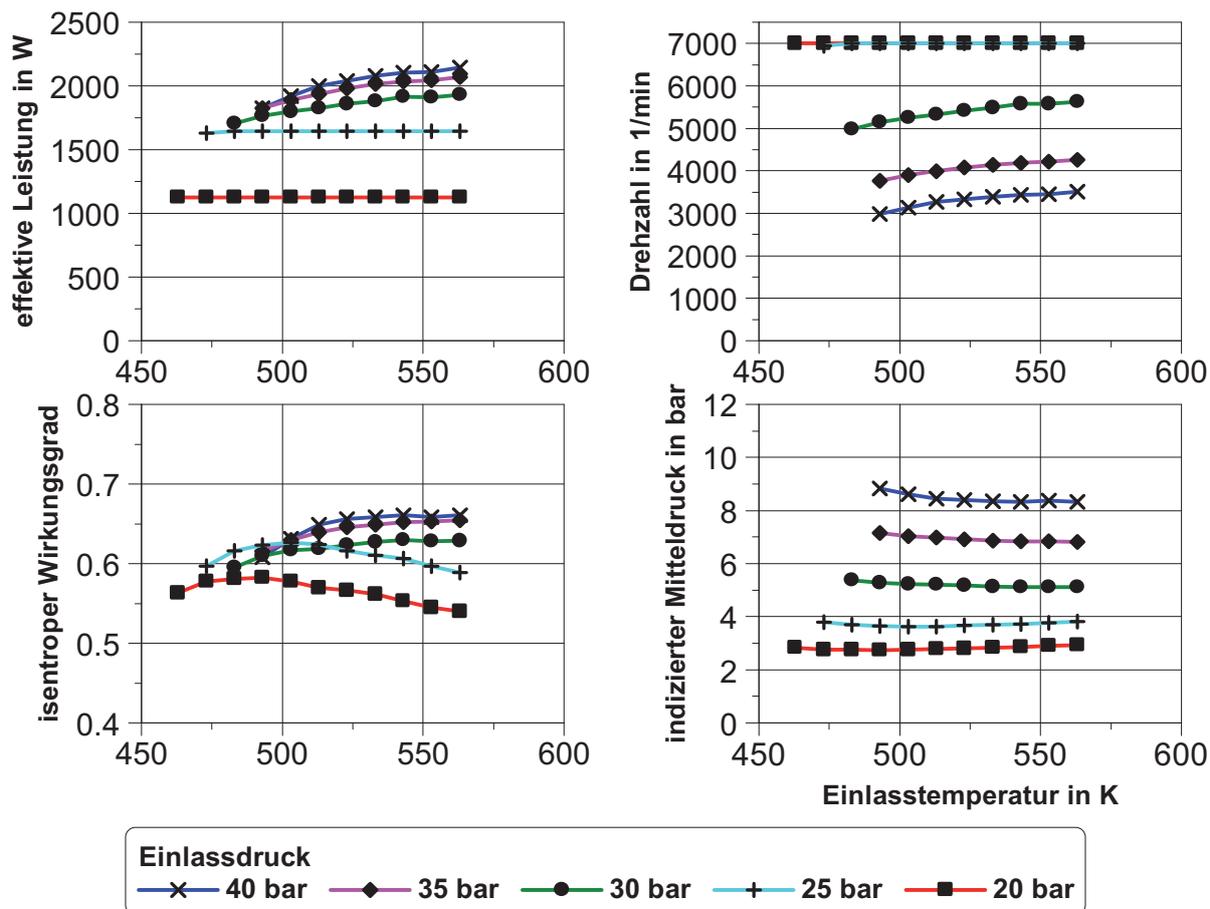


Abbildung 5: Simulationsergebnisse Pkw

Variante Lkw

Für die Lkw-Anwendung zeigt sich, dass ebenfalls ein maximaler Prozessdruck die größte effektive Leistung liefert (Abbildung 6). Allerdings liefert im Gegensatz zur Pkw-Anwendung eine geringe Überhitzung des Fluids geringfügig mehr Leistung als die maximale Überhitzung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei geringeren Maximaltemperaturen ein größerer Fluidmassenstrom zur Verfügung gestellt werden kann, was an der erhöhten Drehzahl zu erkennen ist. Dieser Vorteil überwiegt die geringfügige Abnahme des Wirkungsgrads. Es ist zu beachten, dass eine weitere Absenkung der Einlasstemperatur zu Kondensation und zur vollständigen Entspannung im Nassdampfgebiet führen würde. Dies kann zu Wirkungsgradverlusten durch erhöhte Wandwärmeverluste und bei ungeeigneter Prozessführung zu Schäden an der EM führen.

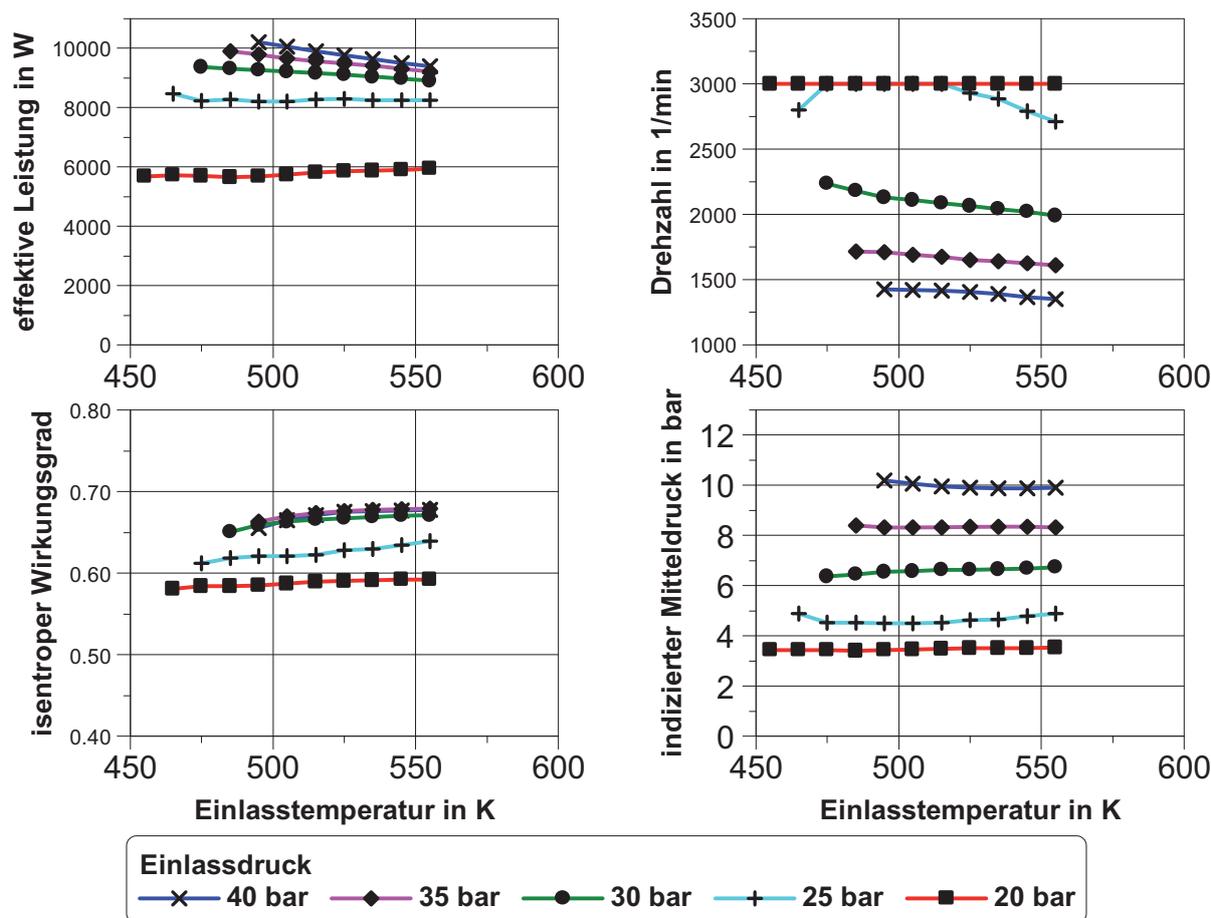


Abbildung 6: Simulationsergebnisse Lkw

4 Vorstellung verschiedener Konstruktionskonzepte zur Handhabung der Ölleckage

Die Handhabung der Leckage von Arbeitsfluid und Schmieröl stellt eines der wichtigsten Konstruktionsmerkmale dar. Eine Leckage von Schmieröl in den Arbeitsmittelkreislauf ist problematisch, weil sich das Schmieröl an der heißen Wärmetauscheroberfläche chemisch zersetzt und eine isolierende Schicht erzeugt, wodurch der Wärmeübergang maßgeblich beeinträchtigt wird. Das Eindringen von Ethanol in das Schmieröl kann grundsätzlich zu erhöhtem Verschleiß führen, weil Ethanol Additive im Schmieröl angreifen kann und eine erhöhte korrosive Wirkung aufweist. Da diesbezüglich in der Automobilindustrie durch den Einsatz von z.B. E10 und anderen Kraftstoffblends umfassende Erfahrungen vorliegen, wird diese Richtung der Leckage als nicht kritisch eingeschätzt.

Im Folgenden werden zwei Konzepte vorgestellt, in denen ein Eindringen von Schmieröl in den Arbeitsmittelkreislauf unterbunden wird.

Kreuzkopfkonstruktion

Die Konstruktion des ersten Konzepts orientiert sich an herkömmlichen, stationär betriebenen Dampf-Motoren, die z.B. in Wärmekraftkopplungsanlagen eingesetzt werden. Die Trennung von Schmiermittel und Arbeitsfluid wird bei herkömmlichen Dampfmaschinen durch eine Kreuzkopfkonstruktion und die Verwendung von mehreren



Kolbenstangendichtungen erfüllt (Abbildung 7). Die Kolbenstange wird mit mindestens zwei Packungen oder Stopfbuchsen gedichtet, zwischen denen mindestens ein Abstand von der Größe des Kolbenhubs vorliegt. Es entsteht zwischen den Dichtungen ein sogenannter hubfreier Raum, in dem sich ggf. eine Mischphase ausbilden kann. Der hubfreie Raum verhindert, dass Öl, das an der Kolbenstange klebt und die Dichtung zum Kurbeltrieb passiert, mit Hilfe der Kolbenstange in die zweite Kolbenstangendichtung und somit in die Arbeitskammer hineingetragen wird [11]. Alternativ kann das Öl aus dem Arbeitsfluid vor dem heißen Verdampfer abgeschieden werden. Hierfür werden in großtechnischen Anlagen Sedimentationsbecken oder Zentrifugen verwendet.

Charakteristisch für das vorgestellte Konzept sind folgende Merkmale:

- Die Abdichtung der Kolbenstange erfolgt durch zwei Dichtungen (Axialdichtung und Stopfbuchse), die durch den sogenannten hubfreien Raum voneinander getrennt sind.
- Der hubfreie Raum ist mindestens so hoch wie der Hub der Expansionsmaschine.
- Um die Bauhöhe der EM nicht weiter zu steigern, wurden die Steuerventile als stehende Ventile eingebaut, sodass sie parallel zur Kolbenstange verlaufen können.
- Der Kurbeltrieb kann vollständig mit Öl geschmiert werden.
- Die Kolbenringe müssen aus trockenlauffähigen Materialien wie z.B. Graphit oder PTFE hergestellt werden, da sie nicht mit Öl geschmiert werden können.

Die Vorteile dieses Konzepts sind:

- Das Konzept greift auf bewährte Technologien zurück und kann somit als robust und zuverlässig eingeschätzt werden.
- Die Trennung von Öl und Arbeitsfluid ist durch die doppelte Abdichtung und den hubfreien Zwischenraum gewährleistet. Die Abdichtung der Ventile kann auf ähnliche Weise erfolgen.
- Die Ölschmierung des Kurbeltriebs gewährleistet einen verschleißarmen und robusten Betrieb.

Die Nachteile dieses Konzepts sind:

- Der Bauraumbedarf ist auf Grund der doppelten Abdichtung und der Kreuzkopfkonstruktion sehr groß.
- Die Reibverluste sind durch die doppelte Abdichtung und die trockenlaufenden Kolbenringe relativ groß.
- Die trockenlaufenden Kolbenringe limitieren die mittlere Kolbengeschwindigkeit und somit die Drehzahl bei Überlastpunkten.
- Die stehende Anordnung der Ventile führt zu einem relativ großen Schadraum und somit zu einem verringerten Expansionsverhältnis. In der Zusammenfassung der Ergebnisse werden somit Leistungswerte für ein Expansionsverhältnis von 10 und für den Reibmitteldruck von $p_{mr} = 1,0$ und $2,0$ bar angegeben.

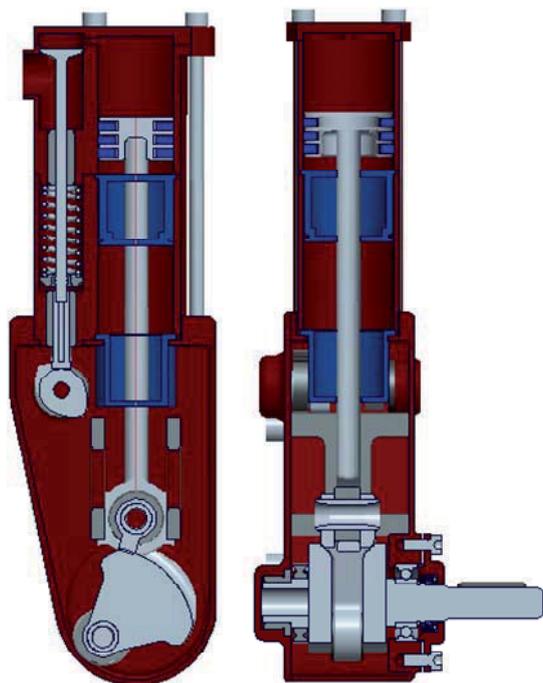


Abbildung 7: CAD-Zeichnung des Kreuzkopfkonzepts

Teilgeschmierter Tauchkolbenmotor

Das Abdichtungskonzept des teilgeschmierten Tauchkolbenmotors basiert darauf, im Kurbeltrieb wenig bis gar kein Schmieröl zu verwenden und so den Öleintrag ins Arbeitsfluid auf diese Weise zu minimieren bzw. vollständig zu verhindern. Insgesamt gibt es im Tauchkolbenmotor fünf Stellen, an denen in herkömmlichen Motoren Schmieröl verwendet wird (Abbildung 8). Dieses sind die Hauptlager der Pleuellager, das Pleuellager im großen Pleuelauge, das Pleuellager im kleinen Pleuelauge, die Pleuellager im Pleuelauge, die Pleuellager im Pleuelauge und die Ventileführungen.

Dieses Konzept lässt sich in weitere Varianten unterteilen, in denen Bauteile entweder durch Öl oder Fett geschmiert werden. Die Fettschmierung muss mit einem Spezialfett erfolgen, weil herkömmliches Fett durch das Arbeitsfluid Ethanol schnell ausgewaschen und somit die Lebensdauer der fettgeschmierten Wälzlager stark reduziert würde [12]. Zudem müssen die Wälzlager beidseitig gedichtet ausgeführt werden, um den Eintrag von Ethanol und Verunreinigungen in das Lager zu minimieren. Die Lager müssen weiterhin mit Lebensdauerschmierung ausgeführt werden, da ein Nachschmieren der Lagerstellen im Rahmen von Wartungsintervallen als nicht praktikabel eingeschätzt wird.

In der ersten Variante werden alle Lagerstellen als Wälzlager ausgeführt. Die Pleuellager bestehen aus einem trockenlauffähigen Material. Die Ventilschaftdichtung des Einlassventils wird als nicht kritisch erachtet, weil das Ethanol mit dem hohen Einlassdruck in das Schmieröl gedrückt wird. Da die Expansionsmaschine am Schmierölkreislauf des Verbrennungsmotors hängt kann davon ausgegangen werden, dass das Ethanol ausdampft. Die Abdichtung des Auslassventils ist aufwendiger, weil der Unterdruck im Auslasstrakt das Schmiermedium ansaugt. Eine mögliche Lösung ist z.B. eine Konstruktion mit flüssigem Ethanol als Sperrmedium, das unterhalb der ölgeschmierten Führung am Ventilschaft in einer Sperrnut strömt. Das Ge-



misch aus Schmieröl und Ethanol aus der Sperrnut muss entweder gereinigt werden oder kann z.B. im Verbrennungsmotor verbrannt werden.

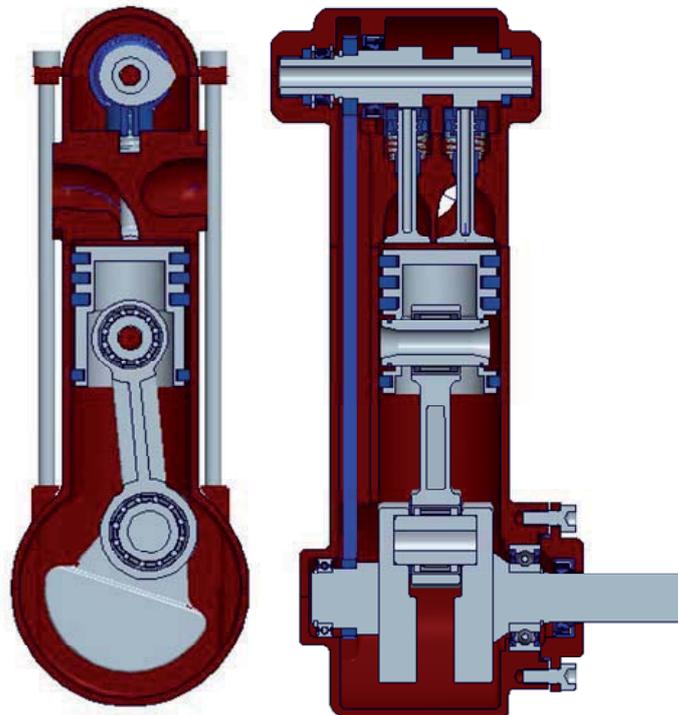


Abbildung 8: Querschnittsdarstellung Tauchkolbenmotor mit Wälzlagern

In der zweiten Variante werden die Hauptlager der Kurbelwelle als herkömmliche hydrodynamische Gleitlager ausgeführt, die mit einem Radialwellendichtring gegenüber dem Kurbeltrieb abgedichtet sind. Alle anderen konstruktiven Merkmale werden gegenüber Variante eins nicht verändert.

In der dritten Variante werden sowohl die Hauptlager als auch das Pleuellager im großen Pleuellage mit Öl geschmiert. Die Ölzu- und -abfuhr zum Pleuellage erfolgt durch Bohrungen in der Kurbelwelle. Das Lager ist gegenüber dem restlichen Kurbeltrieb abgedichtet. In dieser Variante wird nur die Lagerung des Pleuellagers im kleinen Pleuellager mit Fett geschmiert.

Die Vorteile des teilgeschmierten Tauchkolbenmotors sind:

- Der Bauraumbedarf ist auf Grund der Tauchkolbenkonstruktion geringer als bei einer Kreuzkopfkonstruktion.
- Eine Konstruktion mit hängenden Ventilen ermöglicht einen sehr geringen Schadraum und somit sehr hohe Expansionsverhältnisse.
- Bei den Varianten mit ölgeschmierten Kurbelwellenlagern ist mit einem geringen Betriebsgeräusch und einer hohen Betriebssicherheit zu rechnen.

Die Nachteile dieses Konzeptes sind:

- Bei dem Einsatz ölgeschmierter Lagerstellen ist auf Grund der Leckage an Dichtungsstellen eine Vermischung von Schmieröl und Arbeitsfluid nicht grundsätzlich auszuschließen.



- Zu dem Einsatz von lebensdauer geschmierten Wälzlagern liegen keine Erfahrungswerte vor, sodass diese Konzepte mit einer gewissen Unsicherheit behaftet sind.
- Die Kolbenringe sind in allen Varianten aus trockenlaufenden Materialien aufgebaut. Gegenüber ölgeschmierten Kolbenringen ist hierbei wieder mit einem erhöhten Verschleiß und einer erhöhten Reibleistung zu rechnen. Zudem wird die maximale Drehzahl limitiert.

5 Auswertung und Zusammenfassung

Die Ergebnisse der Simulation und der Auslegung der beiden Maschinentypen mit einem CAD-Programm sind in Tabelle 2 und in Tabelle 3 zusammengefasst. Die Unterschiede im Bauvolumen und Gewicht sind gut zu erkennen: Die Kreuzkopfkonstruktion baut wegen ihrer doppelten Abdichtung der Kolbenstange wesentlich höher und ist dementsprechend schwerer. Die Literleistungen der Konzepte liegen bei 30,3-42,4 kW/L. Sie sind somit niedriger als die moderner Fahrzeugmotoren und geringfügig niedriger als die Werte des Voith Steam Trac Systems (40-50 kW/L). Das Leistungsgewicht liegt bei 1,43-2,63 kg/kW.

Für beide Konstruktionskonzepte einer Hubkolben-EM ist nicht mit hohen Kosten zu rechnen: Die meisten Bauteile können von einem Verbrennungsmotor oder einem Kolbenverdichter aus der anvisierten Hubraumklasse übernommen werden. Einzig die Anpassung der Steuerzeiten kann nicht mit Hilfe von am Markt verfügbaren Bauteilen erfolgen, sodass eine Fertigung einer neuen Nockenwelle notwendig wird.

In Bezug auf die Lebensdauer werden die Reibpaarungen als besonders kritisch angesehen, bei denen ein Trockenschmierstoff verwendet wird. Dies betrifft für alle Konzepte die Kolbenringe, sodass sie als das am stärksten belastete Bauteil betrachtet werden. Um ihren Verschleiß so gering wie möglich zu halten, ist die Limitierung der mittleren Kolbengeschwindigkeit notwendig, sodass das Hubvolumen nicht zu klein gewählt werden darf. Als weitere stark beanspruchte Komponente wird die Lebensdauerfettenschmierung von Pleuellagern betrachtet, da ein Nachschmieren der Lager während einer Wartung mit einem Spezialfett als zu aufwändig eingeschätzt wird. An dieser Stelle sind ölgeschmierte Gleitlager vorzuziehen.

Als Zusammenfassung lassen sich folgende Punkte festhalten:

- Die Hubkolben-EM liefert auf breitem Niveau einen relativ hohen Wirkungsgrad. In einer Fahrzeug-Anwendung, in der die zur Verfügung stehende Abgasenergie variiert, kann somit ein veränderlicher Massenstrom auch in verschiedenen Betriebspunkten mit einem guten Wirkungsgrad umgesetzt werden. Diese Freiheit kann ggf. durch die mechanische Kopplung EM-Verbrennungsmotor eingeschränkt werden, wenn der vorliegende Arbeitsfluidvolumenstrom nicht zu dem Schluckverhalten der EM bei fest vorgegebener Drehzahl passt.
- Der größte Nachteil der Hubkolben-EM ist das Bauvolumen, das insbesondere vom Dichtungskonzept abhängt. Bei größeren Abgaswärmemengen als sie z.B. in einem Pkw vorliegen hat sich im Rahmen dieser Studie und weiterführenden



Arbeiten gezeigt, dass die Skalierung eines Kreuzkopf-Dampfmotors auf die Dimensionen einer Lkw-Anwendung als nur wenig zweckmäßig zu bewerten ist.

- Wenn es gelingt, die EM als Tauchkolbenkonstruktion zu realisieren, ergibt sich ein kompaktes und effizientes EM-Konzept. Die größte konstruktive Herausforderung stellt hierbei die Handhabung des Öleintrags in das Arbeitsfluid dar.

Tabelle 2: Zusammenfassung Ergebnisse Grundausslegung Pkw-Anwendung

Pkw - Hubkolben	Tauchkolbenkonzept	Kreuzkopfkonzept
1. Bauvolumen	Bohrung = 39,8 mm / $V_{Hub} = 49,5 \text{ cm}^3$ Breite: 78,0 mm Länge: 92,2 mm Höhe: 230,0 mm B x H x L = 1,65 L	Bohrung = 39,8 mm / $V_{Hub} = 49,5 \text{ cm}^3$ Breite: 83,7 mm Länge: 91,7 mm Höhe: 291,0 mm B x H x L = 2,23 L
2. Masse (trocken)	3,1 kg	3,94 kg
3. Isentroper Wirkungsgrad im Auslegungspunkt	66 % bei $p_{mr} = 1,0 \text{ bar}$	47-52 % bei $p_{mr} = 2,0 \text{ und } 1,0 \text{ bar}$
4. Mechanische Leistung am Flansch der EM im Auslegungspunkt	2,1 kW	1,5 -1,66 kW

Tabelle 3: Zusammenfassung Ergebnisse Grundausslegung Lkw-Anwendung

Lkw - Hubkolben	Tauchkolbenkonzept	Kreuzkopfkonzept
1. Bauvolumen	Bohrung: 84,3 mm / $V_{Hub} = 558 \text{ cm}^3$ Breite: 165,2 mm Länge: 177,3 mm Höhe: 492,0 mm B x H x L = 14,4 L	Bohrung = 84,3 mm / $V_{Hub} = 558 \text{ cm}^3$ Breite: 150,4 mm Länge: 194,1 mm Höhe: 626,7 mm B x H x L = 18,3 L
2. Masse (trocken)	28,4 kg (skaliert)	37,3 kg (skaliert)
3. Isentroper Wirkungsgrad im Auslegungspunkt	66 % bei $p_{mr} = 1,0 \text{ bar}$	47-51 % bei $p_{mr} = 2,0 \text{ und } 1,0 \text{ bar}$
4. Mechanische Leistung am Flansch der EM im Auslegungspunkt	10,2 kW	7,3 – 7,9 kW

6 Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse sind Teil einer wissenschaftlichen Forschungsaufgabe, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV, Frankfurt) zum Thema „Expansionsmaschine“ gestellt und am Institut für Verbrennungskraftmaschinen (ivb) in Braunschweig unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Eilts bearbeitet wurde.

Die Arbeit wurde von der FVV aus Eigenmitteln finanziert.



Literatur

- [1] Van Basshuysen, Schäfer, Lexikon Motorentchnik, 1. Auflage, Vieweg Verlag, 2004
- [2] Buschmann, G., Clemens, H., Hoetger, M., Mayr, B., Zero Emissions Engine – Der Dampfmotor mit isothermer Expansion, MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) Heft 5
- [3] Steam Trac System, Waste Heat Recovery System Using a Steam Cycle, Produktinformation Voith Turbo GmbH & Co. KG www.voithturbo.com/marine, 2010
- [4] Küffner, G., Renaissance der Dampfmaschine, Frankfurter Allgemeine Zeitung GmbH 2011, Ausgabe 01.05.2011
- [5] Span, R., Nutzung der Motorabwärme durch Kreisprozesse, Lehrstuhl für Thermodynamik, Ruhr-Universität Bochum, Präsentation Viertes Treffen Projektbegleitender Arbeitskreis, Forschungsverband Verbrennungskraftmaschinen e.V., 14.12.2010
- [6] Vorlesungsunterlagen Verbrennungskraftmaschinen 1, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, TU Braunschweig, 2008
- [7] Badami, M., Mura, M., Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE) Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino, Corso Duca degli Abruzzi 24, Torino 10129, Italy Energy – the international Journal, Elsevier, 2009
- [8] VDI-Wärmeatlas, zehnte, bearbeitete und erweiterte Auflage, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [9] Woschni, G., Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor, Motortechnische Zeitschrift, 1965
- [10] Fischer, G., Abschlussbericht Reibmitteldruck – Ottomotor Vorhaben Nr. 629 Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. 1999
- [11] Borchardt, T., Huth, D., mündliche Aussage, Firma STASSKOL Kolbenstangendichtungen GmbH, Maybachstraße 2, 39418 Staßfurt, 09.08.2011
- [12] Essen, M., Mündliche Aussage, Firma C+M GmbH, 11.07.2011



Neue Verfahren zur Ammoniakbereitstellung und Messung für die SCR - Anwendung

Alexander Heubuch; Georg Wachtmeister; Plamen Toshev; Thomas Sattelmayer; Daniel Peitz; Oliver Kröcher; Christian Gerhart; Bernd Schulz; Raimund Brunner; Eberhart Jacob

Kurzfassung

Die SCR-Technologie zur Reduktion der Stickoxid-Emissionen von Dieselmotoren ist im Nutzfahrzeug-Bereich inzwischen Stand der Technik und auch in den Sektoren Non-Road- und Pkw-Anwendung auf dem Vormarsch. Da die Verwendung von wässriger Harnstofflösung als Ammoniakvorläufersubstanz Schwächen aufweist, wurde in einem Gemeinschaftsprojekt der Lehrstühle für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) und Thermodynamik (LTD), beide TU München, des Paul Scherrer Instituts (PSI) in der Schweiz, sowie den Industriepartnern AlzChem Trostberg AG und NIGU Chemie GmbH ein neues Verfahren zur katalytischen Hydrolyse flüssiger Ammoniakvorläufersubstanzen entwickelt. Das neue Verfahren erlaubt es, neben dem Betrieb mit AdBlue[®], auch guanidinbasierte Ammoniakvorläufer zu verwenden. Im Vergleich zu AdBlue[®] weisen diese eine erhöhte Lagerstabilität, sowohl bei hohen, wie auch bei tiefen Temperaturen auf und bieten durch die hohe Löslichkeit von Guanidiniumformiat ein deutlich größeres Ammoniakfreisetzungspotential. Im Rahmen des vor kurzem abgeschlossenen, von der bayrischen Forschungsförderung (BFS) geförderten Projektes NORA wurden die chemischen und prozesstechnischen Grundlagen des neuen Verfahrens erarbeitet und ein Demonstrator auf Basis eines Pkw-Dieselmotors aufgebaut.

Durch den Einsatz eines separaten Hydrolyse-Reaktors ermöglicht es das neu entwickelte Verfahren auch bei niedrigen Abgastemperaturen, wie z.B. kurz nach dem Kaltstart, ablagerungsfrei gasförmiges Ammoniak bereit zu stellen. So konnte eine deutliche Verbesserung der SCR-Performance in zertifizierungsrelevanten Fahrzyklen, wie z.B. dem FTP75-Test, dargestellt werden. Gleichzeitig wird die Bildung eines Wandfilms oder fester Ablagerungen wirksam vermieden. Durch die gasförmige Dosierung von Ammoniak ergeben sich zudem neue Freiheitsgrade in der Gestaltung von SCR-Systemen, wobei die einfache Handhabbarkeit flüssiger Ammoniakvorläufersubstanzen bestehen bleibt.

Für die Erfassung der reaktiven Komponenten NO₂ und NH₃ wurde neben der etablierten FT-IR Messtechnik ein im Rahmen des FVV-Vorhabens REFAM II am Fraunhofer-Institut für Physikalische Messtechnik (IPM) entwickeltes Infrarotspektrometer verwendet. Der Analysator basiert auf einem mehrkanaligen Laserdiodenspektrometer mit Quantenkaskadenlasern (QCL) als Lichtquellen und einer filterlosen schnellen Probenahme. Dieses neu überarbeitete System ermöglicht durch die Messung der Gasabsorption im Unterdruck sehr hohe Messraten von bis zu 1 kHz bei gleichzeitiger Vermeidung von Verschleppungseffekten in der Probenahme.



1 NORA – Guanidinsalze als Ammoniakvorläufer für mobile SCR - Anwendungen

Im Rahmen des von der bayrischen Forschungsstiftung (BFS) geförderten Projektes NORA (NO_x-Reduktion im motorischen Abgas mit Guanidinsalzen) wurden Guanidinsalze in ihren Eigenschaften und ihrer Eignung als Ammoniakvorläufer für mobile SCR-Anwendungen analysiert. Die durchgeführten Untersuchungen beinhalten die Chemie zu Synthese und Zersetzung sowie die Entwicklung und Bewertung eines Verfahrens zur Onboard - Erzeugung gasförmigen Ammoniaks für Fahrzeuganwendungen.

1.1 Motivation

Zur Nachbehandlung der Stickoxidemissionen von Dieselmotoren setzt sich die SCR-Technologie in zunehmendem Maße durch. Da das Mitführen gasförmigen Ammoniaks aus Sicherheitsgründen ausscheidet, hat sich Harnstoff in wässriger Lösung, erhältlich unter dem Markennamen AdBlue[®], als ungefährlicher Ammoniakvorläufer etabliert. Die Verwendung von AdBlue[®] bringt jedoch auch Probleme mit sich, so ist das Ammoniakpotential mit 0,2 kg/L Lösung relativ gering und der Gefrierpunkt mit -11 °C macht eine frostbeständige Konstruktion und eine Beheizung der Speicher erforderlich.

Eine mögliche Alternative stellen Guanidinsalze dar. Diese sind ebenfalls ungefährlich, weisen eine sehr hohe Löslichkeit in Wasser auf und bieten eine bessere Lagerstabilität als Harnstoff, sowohl bei tiefen, wie auch bei hohen Temperaturen. Die wesentlichen Eigenschaften näher untersuchter Guanidiniumformiat-Lösungen (GuFo) sind in Tabelle 1.1 [1] aufgeführt.

Tabelle 1.1: Eigenschaften von Guanidiniumformiat im Vergleich

Ammoniak-speichersubstanz	Zusammensetzung [%]			Temp. stabilität		NH ₃ -Kapazität	
	Harnstoff	GuFo	H ₂ O	Schmelzpunkt [°C]	Siedpunkt [°C]	kg/kg	kg/L
HWL32,5 / AdBlue	32,5	-	67,5	-11,5	Zersetzg.	0,18	0,2
GuFo60	-	60	40	-5	~105	0,29	0,34
GuFo37/18	18	37	45	-28		0,28	0,33
GuFo43/19	19	43	38	-11		0,32	0,38

Die hinter die Abkürzung GuFo angestellte Zahl gibt dabei den Massenanteil an Guanidiniumformiat der jeweiligen Lösung an. Eine hinter einem Schrägstrich angegebene Zahl gibt den Anteil an Harnstoff der Lösung wieder, falls vorhanden. GuFo60 steht demnach für ein binäres System mit 60% Guanidiniumformiat-Anteil, GuFo 37/18 für ein ternäres System das neben 37% Guanidiniumformiat und Wasser auch 18% Harnstoff enthält. Der Gefrierpunkt der Lösungen kann konzentrationsabhängig eingestellt werden. Der angegebene Gefrierpunkt bezieht sich dabei auf eine geimpfte Lösung. Eine frische Lösung kann stark unterkühlt werden (unter -30 °C für GuFo 37/18, für GuFo 60 ca. -24 °C) [2], bevor es zur Kristallisation kommt. Des Weiteren ist GuFo stark hygroskopisch, trockenes Salz beginnt an der Luft sofort Feuchtigkeit aufzunehmen [3] und eine Lösung zu bilden wie Abbildung 1.1 verdeutlicht.



Abbildung 1.1: Wasseraufnahme durch Guanidiniumformiat

Nach 3 Stunden ist die Probe vollständig in Lösung übergegangen, dauerhaft stellt sich eine etwa 80%ige Lösung ein.

1.2 Zersetzungschemie

Da über Guanidiniumformiat zu Projektbeginn nur wenige Kenntnisse vorlagen, waren eine grundlegende Untersuchung der Zersetzungschemie sowie die Ermittlung geeigneter Katalysatormaterialien erforderlich. Zu diesem Zweck wurden am Paul Scherrer Institut (PSI) ein Modellgasprüfstand aufgebaut [4] und im ersten Schritt die optimalen Zersetzungbedingungen für verschiedene GuFo-Lösungen ermittelt.

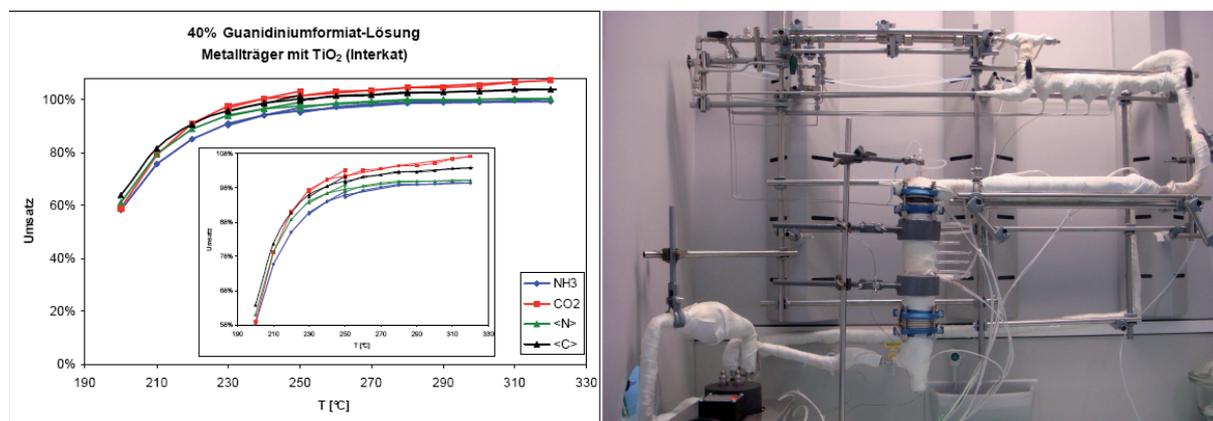


Abbildung 1.2: Umsatzraten GuFo über Temperatur, Modellgasreaktor

Besondere Bedeutung für einen störungsfreien Ablauf der Zersetzung haben dabei, neben einem geeigneten Katalysator, die Zersetzungstemperatur und die Verweildauer in diesem. Eine vollständige und rückstandsfreie Zersetzung von GuFo auf einem TiO_2 -haltigen Katalysator wird demnach bei Temperaturen oberhalb von ca. $250\text{ }^\circ\text{C}$ bei Raumgeschwindigkeiten im Bereich von ca. 20.000 h^{-1} erreicht [4,5]. Die im Vergleich zu Harnstoff deutlich größere Stabilität von GuFo spiegelt sich somit beim Zerfall in Form eines höheren Zersetzungstemperaturniveaus wieder. Gleichzeitig sind die Zerfallsreaktionen bedingt durch den komplexeren Aufbau von GuFo



im Vergleich zu Harnstoff ebenfalls deutlich komplexer, wie Abbildung 1.3 im linken Teilbild veranschaulicht.

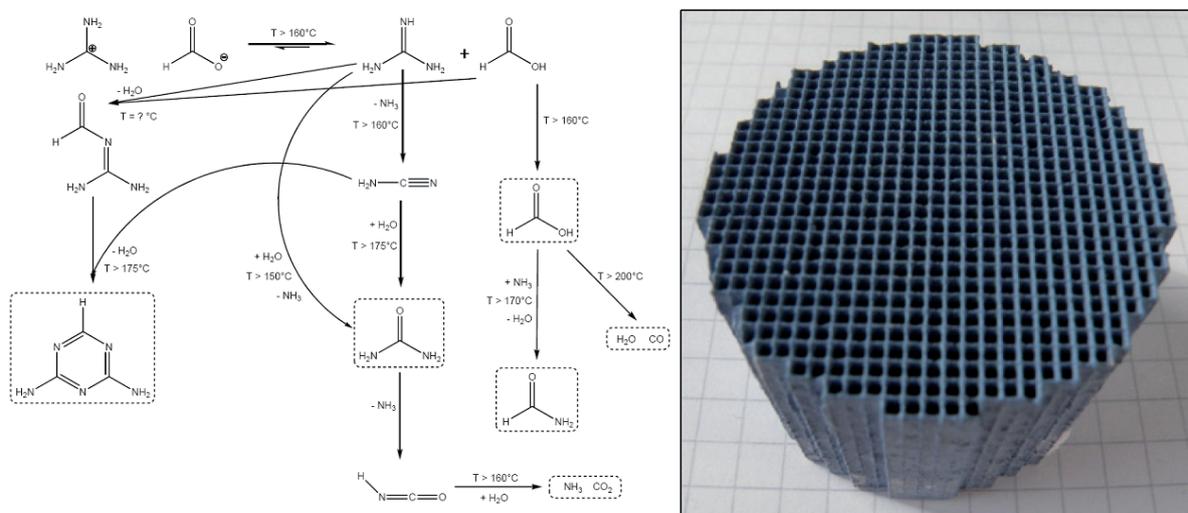


Abbildung 1.3: Zerfallsreaktionen GuFo, Au-dotierter Katalysator

Während die untersuchten TiO_2 - Beschichtungen sich für die Zersetzung des Guanidin-Kations als zielführend erwiesen, stellt sich die Oxidation des Formiat-Anions als weniger optimal dar. In einem durchgeführten Screening-Prozess zur Untersuchung von Edelmetalldotierungen konnte Gold als geeignete Komponente identifiziert werden. Durch eine geringfügige Golddotierung wird eine zur Oxidation des Formiat-Anions ausreichende Aktivität erreicht, gleichzeitig jedoch noch kein Ammoniak oxidiert. Diese neu entwickelte Katalysatorbeschichtung ermöglicht es die Mindestbetriebstemperatur auf $230\text{ }^\circ\text{C}$ abzusenken [4,5].

In ersten Alterungsuntersuchungen bei $750\text{ }^\circ\text{C}$ und $850\text{ }^\circ\text{C}$ konnte auch die Haltbarkeit der durch ein spezielles Verfahren hergestellten Beschichtung untermauert werden [4,5].

1.3 Verfahren

Wie bereits aufgeführt stellen sich die Zerfallsreaktionen von Guanidiniumformiat deutlich komplexer dar als dies bei Harnstoff der Fall ist, was eine genauere Einhaltung der optimalen Reaktionsparameter erforderlich macht. Im Abgashauptstrom eines im Fahrzeug hochdynamisch betriebenen Verbrennungsmotors ist dies schwierig darzustellen. Aus diesem Grund wurde im Rahmen von NORA ein anderer Weg beschritten und am Lehrstuhl für Thermodynamik (LTD) der Technischen Universität München (TUM) ein Hydrolysereaktor zur Schaffung kontrollierter Reaktionsbedingungen entwickelt [6]. Dieser als Ammoniakgenerator bezeichnete Reaktor wird von einem Abgasteilstrom durchströmt, wobei durch ein Regelorgan ein betriebspunktabhängig optimaler Massenstrom eingestellt wird. Dieser liegt im Bereich von 1 – 2% des Gesamtabgasmassenstromes. Zusätzlich verfügt der Reaktor über eine interne elektrische Beheizung, die es erlaubt, auch bei Schwachlastpunkten mit niedriger Abgastemperatur ein für die quantitativ vollständige Zersetzung ausreichendes Temperaturniveau zu erhalten. Diese Beheizung ermöglicht es zudem die Aufwärmphase stark zu verkürzen und bereits kurz nach dem Kaltstart gasförmiges Ammoniak be-



reitzustellen, ohne die Gefahr von Ablagerungen durch einen unvollständig verdampften oder unvollständig hydrolysierten Ammoniakvorläufer. Der Ammoniakgenerator ist dabei so ausgelegt, dass GuFo, AdBlue[®], sowie Mischungen beider Substanzen verwendet werden können. Die Betriebsstrategie wird entsprechend den Reaktionsparametern und dem Ammoniakpotential des verwendeten Ammoniakprecursors angepasst.

In Abbildung 1.4 ist der Systemaufbau in der linken Bildhälfte schematisch dargestellt, in der rechten der Ammoniakgenerator selbst. Dieser setzt sich aus dem Kopfmodul, welches Verdampfungsstrecke und Dosiereinheit beinhaltet, sowie dem Katalysatormodul zusammen. Das Gesamtvolumen des Ammoniakgenerators beträgt ca. 0,5 L, etwa die Hälfte davon entfällt auf das Katalysatormodul.

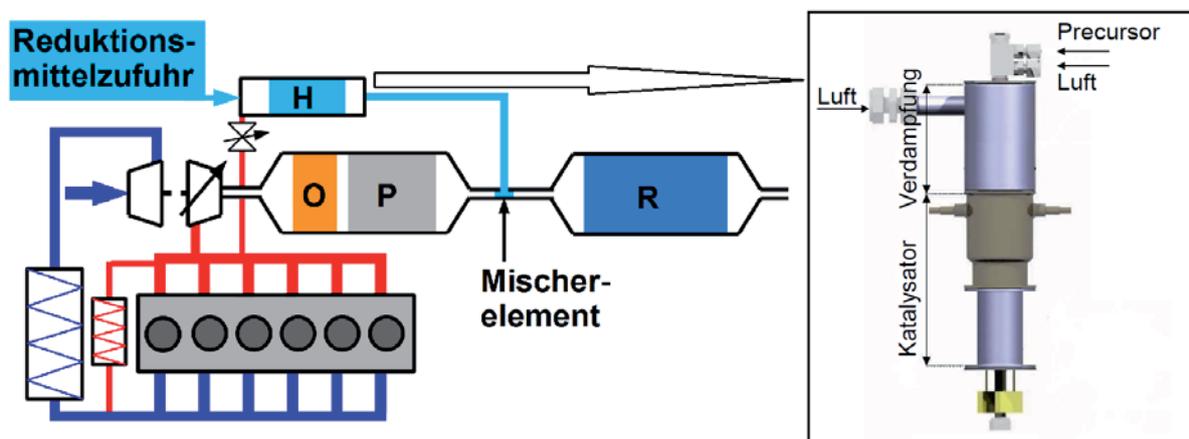


Abbildung 1.4: SCR-Konzept mit Ammoniakgenerator

Als Dosiereinheit kommt ein modifiziertes, luftunterstütztes Zerstäubungssystem zum Einsatz. Die Mengenzuteilung erfolgt klassisch über ein per PWM-Signal angesteuertes Dosierventil. Luftlose, am Markt verfügbare Systeme wurden ebenfalls untersucht, mit einer Ausnahme waren diese jedoch aufgrund eines ungeeigneten Spraybildes oder mangelhafter Zerstäubung nur bedingt einsetzbar [7].

Als Katalysatorträger kommen Metallsubstrate mit Mischerstrukturen zum Einsatz. Die Beheizung übernimmt ein EmiKat[®] von Emitec der ebenfalls beschichtet ist. Die Temperaturregelung erfolgt über den Heizstrom des EmiKat[®], Zielgröße ist die Katalysatorstirntemperatur. Deren Wert wird ebenfalls betriebspunktabhängig eingestellt. Zur Regelung des durch den Ammoniakgenerator fließenden Trägergasstromes wird ein AGR-Ventil aus der Großserienproduktion verwendet. Die Ermittlung des Ist-Massenstromes erfolgt nach dem Prinzip der Drosselblende, wobei der Ammoniakgenerator selbst die Drossel darstellt und der Druckverlust über das Katalysatormodul per Δp -Sensor erfasst wird. Zusammen mit der ebenfalls bekannten Gastemperatur im Reaktor können so Massenstrom und Raumgeschwindigkeit ermittelt werden. Gleichzeitig ergibt sich die Möglichkeit der Systemüberwachung und frühzeitigen Erkennung von Verblockungen durch Ablagerungsbildung, z.B. aufgrund einer Fehlfunktion im Zerstäubungssystem. Im Falle einer vorliegenden Störung kann der Reaktor im Zuge der ohnehin zyklisch erforderlichen Partikelfilter-Regeneration ebenfalls freigebrannt werden.

Die Einmischung des mit Ammoniak angereicherten Nebenstromes in den Hauptstrom erfolgt über einen zu diesem Zweck entwickelten Venturimischer. Dieser ist 400 mm stromauf des SCR-Katalysators angeordnet.

1.4 Motorprüfstand

Für die Applikation und Untersuchung des neu entwickelten Verfahrens im Betrieb am Verbrennungsmotor wurde am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) der TU München ein entsprechender Prüfstand aufgebaut. Als Versuchsträger dient ein BMW M57TÜ2 Pkw Dieselmotor mit 3 L Hubraum und 170 kW Leistung. Dieser erfüllt die Emissionsstufe EU4. Der Motor verfügt über Turboaufladung mit variabler Turbinengeometrie, Common-Rail-Hochdruckeinspritzung, äußere, gekühlte Abgasrückführung (AGR) und ein Abgasnachbehandlungssystem, bestehend aus Oxidationskatalysator (DOC) und Dieselpartikelfilter (DPF). Im Rahmen von NORA wurde das serienmäßige Nachbehandlungssystem durch ein neues Vorseriensystem, bestehend aus DOC und DPF in motornaher Anordnung und SCR-Katalysator mit vorgeschalteter Dosiereinheit mit Mischer im Unterflurbereich, ersetzt. Ein NH_3 -Slipkat ist nicht verbaut. Die Ansteuerung und Überwachung aller Systemfunktionen der Abgasnachbehandlungsanlage erfolgt sowohl für das Standardsystem, wie auch für den Ammoniakgenerator über die Prüfstandssoft- und Hardware. In Abbildung 1.5 ist der Versuchsaufbau dargestellt, in der linken Bildhälfte der Prüfstand, in der rechten das 3D-Modell mit den wesentlichen Komponenten.

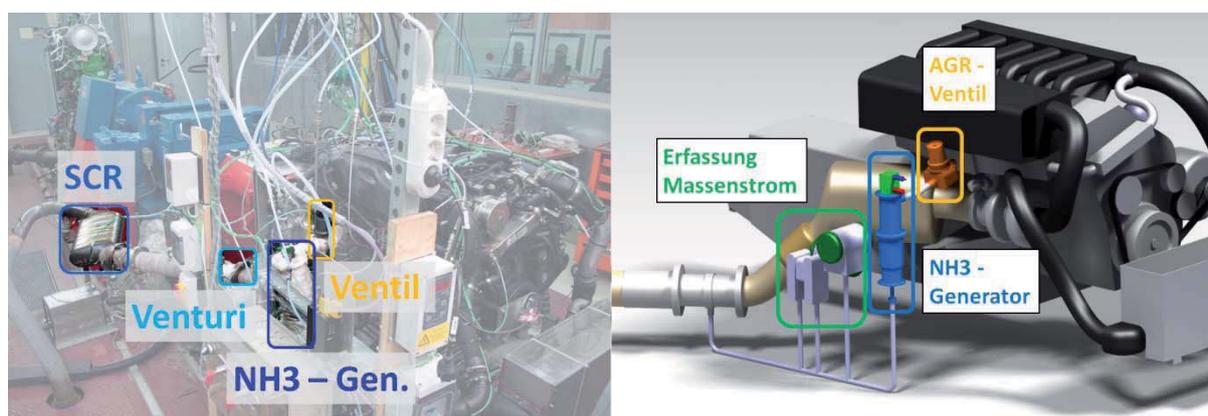


Abbildung 1.5: Versuchsaufbau

Der Venturimischer zur Einbringung des mit Ammoniak angereicherten Nebenstromes ist Anstelle des für die AdBlue[®]-Dosierung vorgesehenen Schaufelmischers montiert. Durch einfachen Austausch der Mischereinheiten kann das System vom Betrieb mit Ammoniakgenerator auf das Standardsystem mit AdBlue[®]-Dosierung rückgebaut werden.

Die Nebenstromstrecke verläuft parallel zum Abgashauptstrom und ist vollständig wärmegegedämmt. Zur Überwachung des Massenflusses im Nebenstrom ist zusätzlich zur Differenzdruckmessung am Ammoniakgenerator eine kalibrierte Messstrecke, die ebenfalls nach dem Differenzdruck-Prinzip arbeitet, angebracht.

Die Ermittlung der Abgaszusammensetzung erfolgt vor und nach SCR-Katalysator durch ein FT-IR-Spektrometer Typ AVL SESAM IV.



1.5 Ergebnisse

Für die Bewertung des neu entwickelten Systems ist letztlich der Vergleich mit dem derzeitigen Stand der Technik, d.h. der AdBlue-Direktdosierung in den Abgashauptstrom, maßgeblich. Zu diesem Zweck wurden beide Verfahren zunächst im Stationärbetrieb untersucht. Als Zielgröße für die Bestimmung der Precursor-Dosiermenge dient der Ammoniakchlupf am SCR-Katalysator. Hier wird ein Wert im Bereich 5 - 10 ppm angestrebt. Das Vorhandensein eines minimalen Ammoniakchlupfes stellt das Erreichen der Leistungsgrenze des Systems sicher, gleichzeitig soll die Grenzwertvorgabe von 10 ppm am Endrohr eingehalten werden. Betriebspunkte mit Temperaturen kleiner 200 °C am SCR-Katalysator werden nicht betrachtet, da im Betrieb des Standardsystems mit AdBlue® dessen Verdampfung und Hydrolyse nicht mehr vollständig abläuft und sich großflächig Ablagerungen im System bilden. Gleichzeitig sinkt die NO_x-Konvertierung bereits ab Temperaturen unter 250 °C stark ab.

Die im ersten Schritt durchgeführte Applikation im Stationärbetrieb erfolgte im für NEFZ und FTP75 relevanten Kennfeldbereich. Die so ermittelten Kennfelder bilden die Basis für die Regelstrategie im Transientbetrieb.

Abbildung 1.6 zeigt die NO_x-Umsatzraten über Raumgeschwindigkeit und Temperatur im betrachteten Kennfeldbereich für den Betrieb mit Ammoniakgenerator und GuFo60.

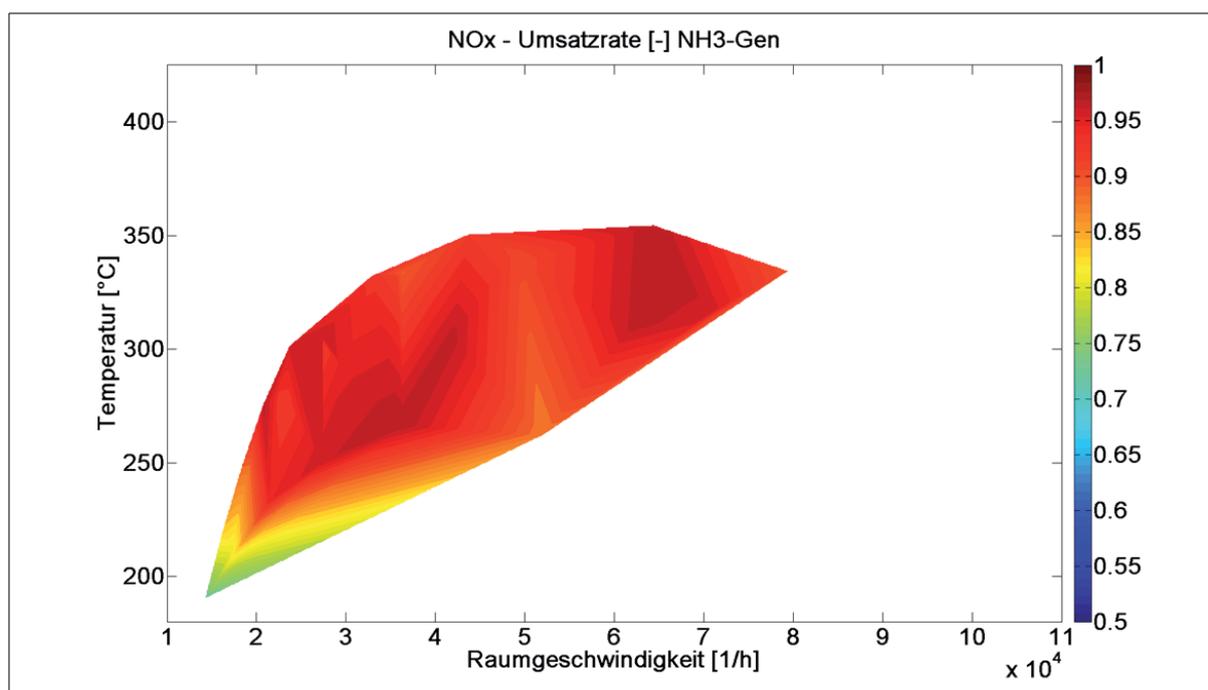


Abbildung 1.6: NO_x-Umsatzrate mit Ammoniakgenerator

Wie zu erkennen werden nahezu über den gesamten betrachteten Kennfeldbereich sehr hohe Umsatzraten um 90% und darüber erreicht. Selbst bei niedrigen Temperaturen um 200 °C liegt der Umsatz im Bereich von 70%. Für das Standardsystem mit AdBlue® werden hier nur Umsatzraten von etwa 50% erreicht, gleichzeitig ist eine erhebliche Ablagerungsbildung zu beobachten. Dies ist im Betrieb mit Ammoniakgenerator dagegen nicht der Fall. Das neue Verfahren erlaubt es somit, ein SCR-

System auch bei tiefen Temperaturen zu betreiben, ohne die Problematik der schwer zu kontrollierenden Bildung und späteren Sublimation von Ablagerungen im Abgasstrom.

Die anschließend durchgeführten transienten Messungen in den Testzyklen NEFZ und FTP75 zeigen ebenfalls ein deutliches Potential zur Steigerung des Stickoxidumsatzes auf. Zur Schaffung vergleichbarer Bedingungen wurde das System vor jeder Zyklusmessung konditioniert, d.h. der Partikelfilter wurde freigebrannt, das System anschließend wieder beladen und die Zyklusmessung am darauf folgenden Tag durchgeführt. Bei der Dosierstrategie handelt es sich sowohl für das Standardverfahren mit AdBlue[®], wie auch für das Verfahren mit Ammoniakgenerator um eine kennfeldbasierte Online-Dosierung die von Korrekturfunktionen überlagert ist.

Abbildung 1.7 zeigt die ermittelten Verläufe der kumulierten Emission vor und nach SCR-Katalysator im FTP75-Zyklus für das System Ammoniakgenerator (G) mit 60%iger GuFo-Lösung im Vergleich zum Standard-SCR-System (U).

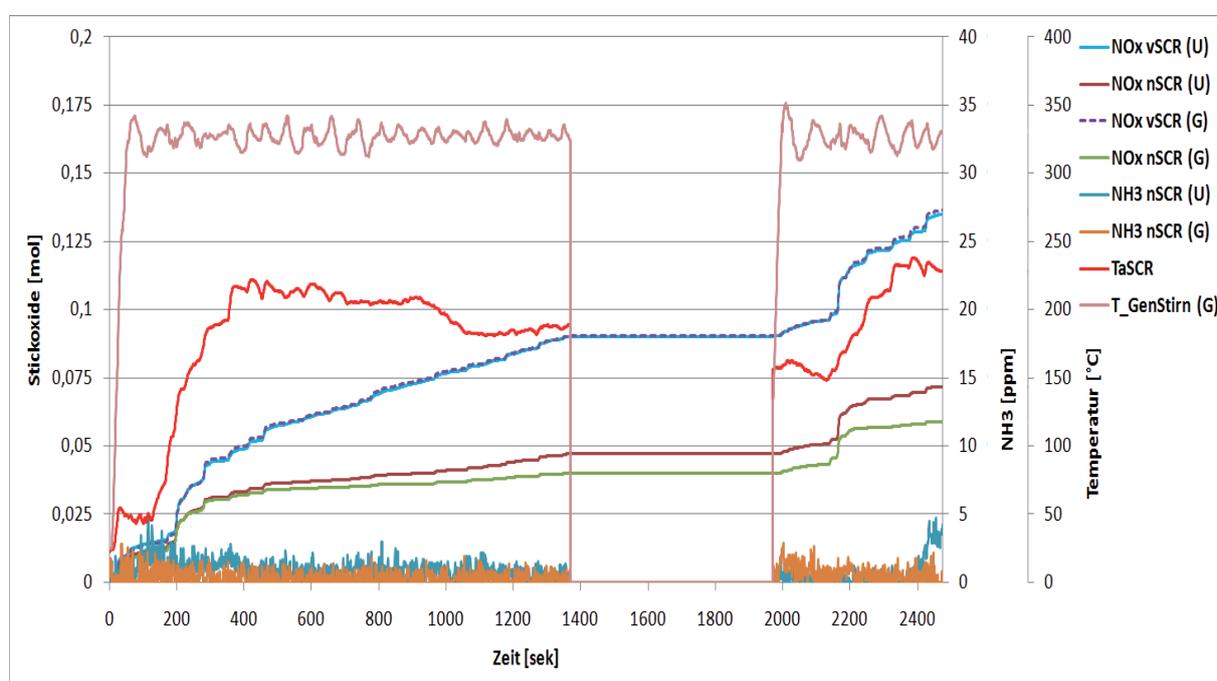


Abbildung 1.7: NO_x-Reduktion im FTP75 - Zyklus

Auch hier zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Systemperformance durch die Zufuhr gasförmigen Ammoniaks (G) im Vergleich zur AdBlue[®] - Dosierung (U) in den Abgashauptstrom. Der Ammoniakgenerator erreicht nach ca. 100 s seine Betriebstemperatur und ist ab diesem Zeitpunkt in der Lage NH₃ ablagerungsfrei zur Verfügung zu stellen. Sinnvoll ist dies aber erst nach ca. 200 s, hier werden am Einlass in den SCR-Katalysator Temperaturen von über 150 [°C] erreicht. Im Betrieb des Standard-SCR-Systems wird AdBlue[®] aus Gründen der Vergleichbarkeit ebenfalls bei Temperaturen ab mindestens 150 °C am SCR-Katalysator dosiert. Dies führt zu einer Abkühlung des Abgases, sowie zu erheblicher Ablagerungsbildung im Bereich von Düse, Mischer und Rohrunterseite. Der erzielte NO_x-Umsatz ist dementsprechend sehr gering. Im weiteren Verlauf bewegt sich die Temperatur am SCR-Katalysator mit 180 - 220 °C auf sehr niedrigem Niveau.

Nach der Fahrunterbrechung ist die Temperatur am SCR-Katalysator auf ca. 150 °C abgesunken, die Direkt dosierung von AdBlue somit problematisch und mit geringem



Wirkungsgrad verbunden. Das System mit Ammoniakgenerator ist dagegen nach wenigen Sekunden wieder betriebsbereit.

Über den gesamten Zyklus betrachtet ergibt sich für das Standard-SCR-System eine Umsatzrate von ca. 46%, für das neu entwickelte System mit Ammoniakgenerator eine deutlich höhere Umsatzrate von ca. 57% bei vergleichbarem Ammoniakschlupf und gleichzeitiger Vermeidung von Ablagerung im Abgasstrang. Durch die sehr frühe Bereitstellung von gasförmigem Ammoniak bereits in der kritischen Kaltstartphase des FTP75-Zyklus wird im Vergleich zum Standard-SCR-System eine deutlich höhere Umsatzrate über den Zyklus erzielt.

Betrachtet man den europäischen Fahrzyklus NEFZ ergeben sich vergleichbare Ergebnisse. Hier kann der Stickoxidumsatz von rund 31% im Betrieb mit dem Standardsystem auf ca. 48% im Betrieb mit Ammoniakgenerator gesteigert werden.

2 REFAM II – Quantenkaskaden-Laserspektrometer zur zeitlich hochauflösenden Erfassung von NH₃ und NO₂

Im Rahmen des FVV-Projektes REFAM II (Referenzsystem für schnelle Abgasmess-technik) wurde ein Quantenkaskaden-Laserspektrometer im Mittleren Infrarot entwickelt und dessen Leistungsfähigkeit im Vergleich zu aktueller FT-IR-Technologie untersucht.

2.1 Motivation

Die korrekte Erfassung der vor allem bei Anwendung der SCR-Technologie wichtigen Komponenten NH₃ und NO₂ ist bedingt durch die Eigenschaften dieser Spezies nicht unproblematisch. Beide können aufgrund ihrer hohen Reaktivität im Probenahmesystem unerwünschte Reaktionen eingehen. Dies wird durch die Gegenwart von Ruß- und THC-Ablagerungen unterstützt. NH₃ hat des Weiteren die Eigenschaft sich an den gasbeaufschlagten Oberflächen von Probengasleitungen und Probengasfiltern abzulagern. Beide Effekte können zu einer mitunter erheblichen Verfälschung der Messwerte führen.

Diese unerwünschten Effekte können durch eine Absenkung des Druckes, und damit der Gasdichte, sowie einer hohen Gasgeschwindigkeit zur Reduzierung der Verweilzeiten sowohl innerhalb des Probenahmesystems als auch in der Gaszelle minimiert werden.

2.2 Geräteaufbau

Das im Rahmen des FVV-Projektes REFAM II am Fraunhoferinstitut für Physikalische Messtechnik (IPM) entwickelte, auf einem DEGAS-Gerät basierende, Laserspektrometer verfügt über neueste Quantenkaskaden-Lasertechnologie als Lichtquelle. Der Aufbau der Optik und der Messzellen ist in Abbildung 2.1 dargestellt [8]:

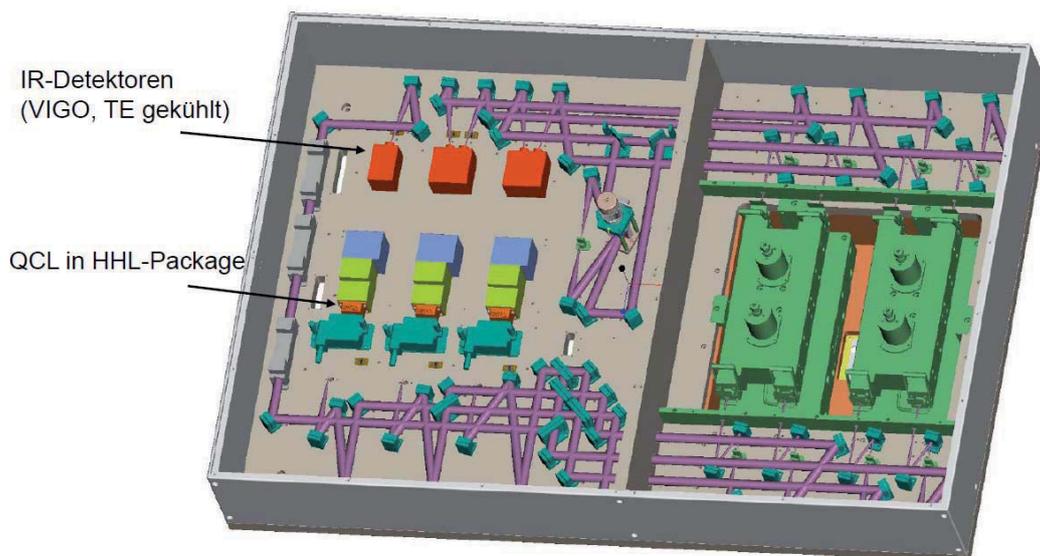


Abbildung 2.1: Aufbau DEGAS

Auf der rechten Seite befinden sich vier Gaszellen, was die simultane Messung an bis zu vier unterschiedlichen Positionen am Abgassystem erlaubt. Das von den drei in der linken Gerätehälfte untergebrachten Laserstationen stammende Licht wird über mehrere Spiegel und Strahlteiler auf die jeweiligen Gaszellen aufgeteilt. Diese enthalten keine weiteren Spiegel, sondern werden nur einmal durchlaufen. Pro Gas-messzelle befindet sich in der Nähe der Laser jeweils ein Detektor, der zeitlich sequentiell die Absorption der zu messenden Gaskomponenten detektiert. Sowohl bei den Lasern als auch bei den Detektoren konnte auf Grund moderner Komponenten auf die sonst übliche Kühlung mit flüssigem Stickstoff verzichtet werden. Ein Interferometer wie bei FT-IR-Geräten ist ebenfalls nicht erforderlich, da die Wellenlänge durch eine Abstimmung der Laser moduliert wird. Dies erlaubt einen anderen Aufbau von Gaszelle und Presampling im Vergleich zu herkömmlichen Geräten. Durch die Messung im Unterdruck bei 60 mbar und Verwendung spezieller Gasmesszellen werden sehr hohe Gaswechselraten und -geschwindigkeiten erreicht. Auf Messgasfilter in der Probenahme kann verzichtet werden, Adsorptionseffekte und Ablagerungen sowie damit einhergehende Verfälschungen der Messwerte werden so weitestgehend vermieden, gleichzeitig erreicht das Gerät sehr hohe Messraten von 200 Hz [8] und mehr.

2.3 Ergebnisse

Im Rahmen der Validierung des Gerätes am LVK wurden Testmessungen an verschiedenen Verbrennungsmotoren durchgeführt. Untersucht wurde die Messperformance für NH_3 und NO_2 . Abbildung 2.2 zeigt exemplarisch den Verlauf der NO_2 -Rohemission im Abgassammler vor dem Drei-Wege-Katalysator eines BMW Sechszylinder-Ottomotors bei der Variation von λ zwischen 1,0 und 1,2.

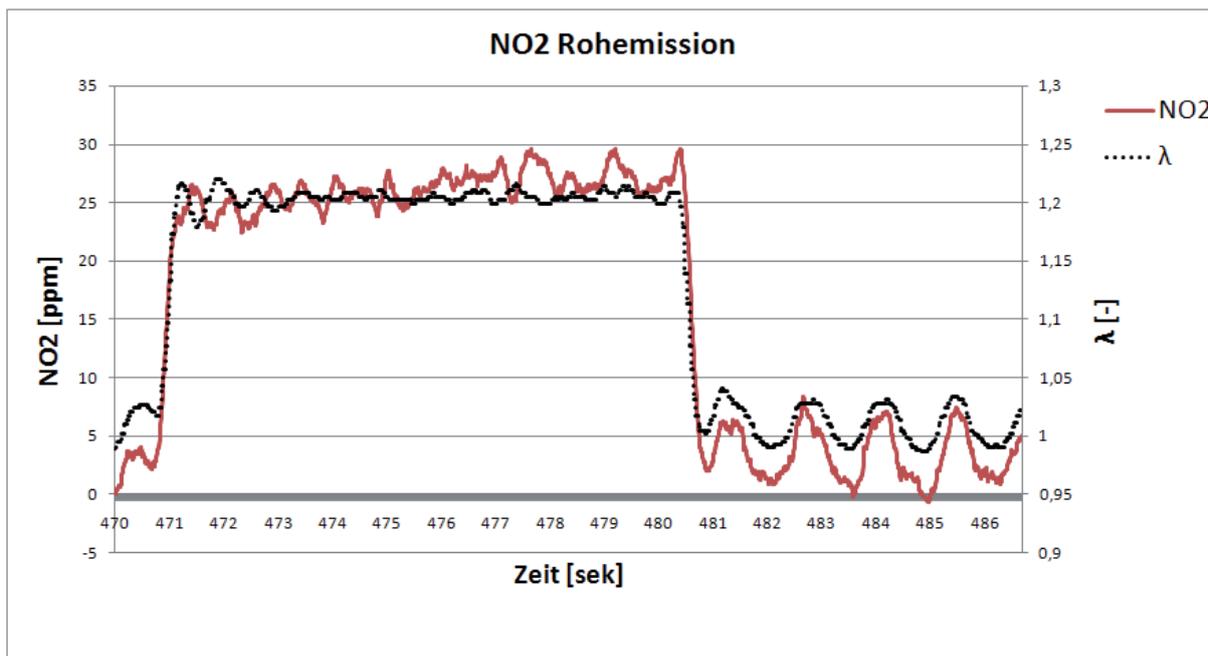


Abbildung 2.2: NO₂-λ-Variation

Das Verlassen des stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses führt zu einem sofortigen Anstieg der NO₂-Emission im Rohabgas. Wie der Vergleich mit dem λ-Sonden-Signal zeigt, wird dieser durch das DEGAS-System nahezu in Echtzeit erfasst, obwohl sich das Emissionsniveau auf sehr niedrigem Niveau bewegt (im Kurvenverlauf von Abb. 2.2. wurde keine Laufzeitanpassung durchgeführt). Auffällig ist auch die Schwingung im Regelbetrieb bei λ = 1,0 ab Sekunde 481. Hier wird der Motor nicht konstant mit λ = 1,0 betrieben, stattdessen führt das Steuergerät eine leichte λ-Variation in Form einer Sinus-Schwingung um einen Wert von etwa λ = 1,01 aus. Für eine volle Periode werden etwa 1,5 s benötigt. Eine Messung in diesem Bereich ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

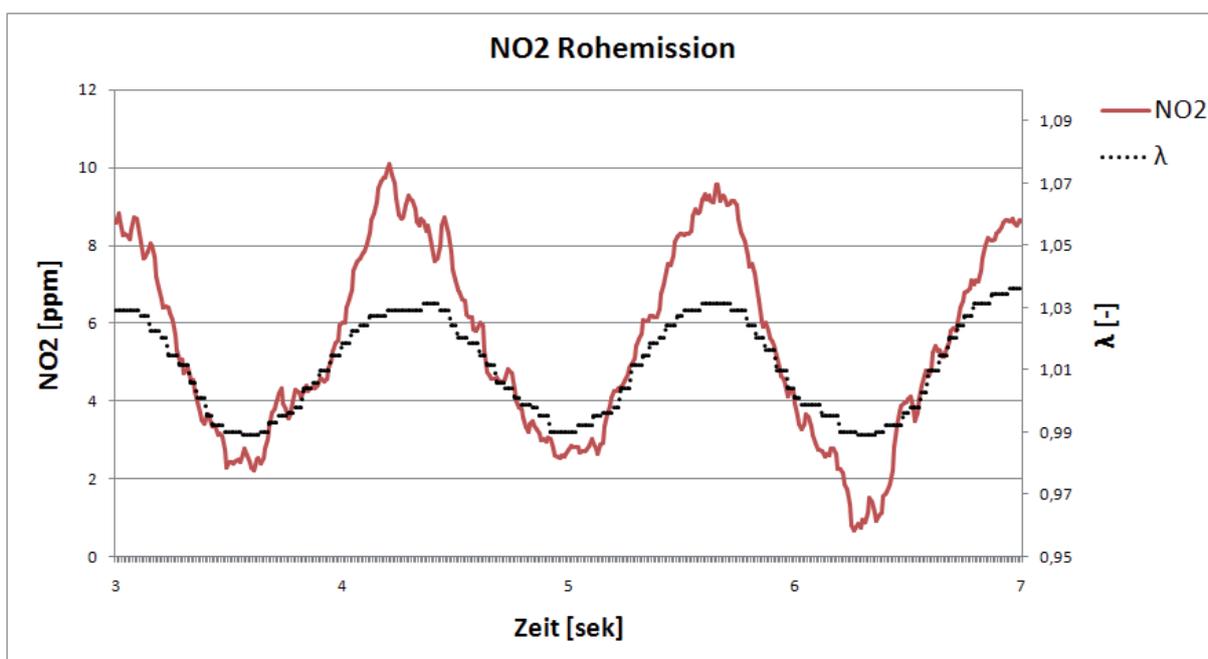


Abbildung 2.3: NO₂-Variation durch λ-Schwingung



Auch hier ist ein nahezu simultaner Verlauf von λ und NO_2 -Emission zu beobachten. Selbst in diesem bezüglich der Auflösung von Zeit und Konzentration durchaus anspruchsvollen Bereich werden plausible Messwerte erzielt. Zur weiteren Untersuchung der Performance der DEGAS-Anlage soll ein SESAM i60 FT-IR mit 5 Hz-Modus verwendet werden. Die Messungen werden in absehbarer Zeit bei LVK durchgeführt.

Literatur

- [1] C. Gerhart; AlzChem Trostberg GmbH; *Quartalsbericht NORA 3/2008*
- [2] B. Schulz; NIGU Chemie GmbH; *Quartalsbericht NORA 1/2009*
- [3] C. Gerhart, P. Krimmer, B. Schulz, D. Peitz, O. Kröcher, A. Heubuch, G. Wachtmeister, P. Toshev, Th. Sattelmayer; *Next Generation of flexible and reliable SCR-Systems*; CIMAC **2010**
- [4] D. Peitz, A. Bernhard, M. Elsener, O. Kröcher; *Laboratory test reactor for the investigation of liquid reducing agents in the selective catalytic reduction of NO_x* , *Rev. Sci. Inst.* **2011**, 82, 084101.
- [5] D. Peitz; *Catalytic decomposition of guanidinium formate for onboard ammonia gas production, independent of engine operation*; FAD **2011**
- [6] P. Toshev, Th. Sattelmayer; *Reactor for the Conversion of Aqueous Guanidinium Formate (GuFo) to Ammonia*; MinNOx **2010**
- [7] P. Toshev; *Quartalsbericht NORA 3/2009*
- [8] R. Brunner; *Projektantrag REFAM II*; FVV 03/**2010**



Untersuchungen der Wechselwirkungen verschiedener Komponenten in biodieselbasierten Mischkraftstoffen unter besonderer Berücksichtigung der Alterungserscheinungen von Biodiesel

Lasse Schmidt

1 Einleitung und Motivation

Das Europäische Parlament und der Europäische Rat verfassten zwischen 2003 und 2009 mehrere Richtlinien, die zusammen die Verwendung von Biokraftstoffen im Verkehrssektor vorschreiben [1]. Unter anderem wurde festgelegt, dass 10 % des Kraftstoffverbrauchs im Jahr 2020 aus alternativen Energieträgern stammen soll (Richtlinie 2009/28/EG). Eine Möglichkeit, dieser Richtlinie nachzukommen, besteht unter anderem im Mischen von Dieselkraftstoff mit Biodiesel. Die Bundesrepublik Deutschland setzte diese Richtlinien im Biokraftstoffquotengesetz aus dem Jahre 2006 um. Darin wird die Beimischung von Biokraftstoffen in Kraftstoffen vorgeschrieben und reguliert [2]. Es wurde zunächst ein energetischer Gesamtquotenanteil von Biokraftstoffen im Kraftstoffmarkt von 5,25 % für das Jahr 2009 und 6,25 % für die Jahre 2010 bis 2014 beschlossen [3].

Als Beimischkomponente für Dieselkraftstoffe stellt Biodiesel die wichtigste Biokraftstoffkomponente dar. Zur Erreichung der gesetzlichen Zielvorgaben wird Biodiesel sowohl in Deutschland als auch innerhalb und außerhalb der EU konventionellem Dieselkraftstoff zugesetzt [4]. Solche Blends sind allerdings, ebenso wie reiner Biodiesel, nicht bedingungslos unproblematisch. Einige Untersuchungen bezüglich der Wechselwirkungen zwischen Dieselkraftstoff und Biodiesel bei Blends ergaben im motorischen Betrieb neben Kraftstoffilterverstopfungen und Auswirkungen auf Elastomerdichtungen [5] auch auffällige Emissionswerte [6]. Insbesondere die Präzipitat- bzw. Sedimentbildung bei Blends dieser Art [7, 8] sowie Rückstandsbildung in Tanks [9] erregen die Aufmerksamkeit. Die Bildung von Präzipitaten und Sedimenten im Kraftstoff kann unter anderem zu verstopften Motorleitungen und Filtern führen [10]. Ebenso ist eine veränderte Verbrennung mit einhergehender Emissionsänderung wahrscheinlich.

Anfang 2007 wurden in der Arbeitsgruppe um Krahl in Blends aus Dieselkraftstoff und Biodiesel nach einiger Zeit Trübungen und Sedimente beobachtet. Die Proben wurden über einen Zeitraum von 9 Wochen natürlich wechselnden Lichtverhältnissen ausgesetzt. Nach 4 Wochen wurden erste Trübungen beobachtet, die sich bis zum Ende der Untersuchungen verstärkten. Die Trübungen traten ausschließlich bei Blends mit einem Biodieselanteil $< 40\%$ ($< B40$) auf und waren augenscheinlich bei 10 % am stärksten. Offensichtlich handelt es sich bei den Trübungen um hochviskose oxidative Alterungsprodukte, die sich nur in bestimmten Stoffen und Stoffgemischen zeigen.



In dieser Arbeit geht es darum, die bei Biodieselblends auftretenden Probleme der Alterung zu untersuchen und durch geeignete Maßnahmen Abhilfe zu schaffen. Dazu sollen zunächst die Ursachen und Hintergründe untersucht werden, um anschließend mögliche Ansätze zur Verhinderung der Sedimentation von Alterungsprodukten zu entwickeln. Zudem soll ein besonderes Augenmerk auf den Einfluss der Alterungsprodukte sowie die Auswirkung von Abhilfemaßnahmen auf die Emissionen einer motorischen Verbrennung gelegt werden.

2 Methoden

Für diese Arbeit wurde Biodiesel in Form von Rapsölmethylester (RME) künstlich gealtert, indem jeweils 20 L für 40 Stunden auf 110 °C erhitzt und dabei 200 mL/min Raumluft eingeleitet wurden. Diese Methode ist an die Rancimatmethode angelehnt, die zur Ermittlung der Oxidationsstabilität von Fetten, Ölen und Biodiesel herangezogen wird. Mit dieser Methode wurde eine natürliche Alterung simuliert, wie sie beispielsweise bei ungünstiger Lagerung von RME auftreten kann.

Es wurden Lösungsmittel verschiedener Substanzklassen eingesetzt, um Präzipitate in Blends mit gealtertem RME zu lösen. Die Präzipitatlösefähigkeit eines Lösungsmittels wurde mit einer speziellen Methode in Form der Extinktion durch eine präzipitatgetrübte Probe mit einem UV-Vis-Spektrometer gemessen. Nach der schrittweisen Zugabe des Lösungsmittels wurde jeweils die Extinktion bei einer Wellenlänge von 850 nm gemessen und mit Ergebnissen anderer Lösungsmittel verglichen. Die Wellenlänge von 850 nm wurde ausgewählt, da in diesem Bereich weder RME noch Dieselkraftstoff absorbieren und dortige Extinktionen ausschließlich von einer auftretenden Trübung herrühren. Es wurden stets B10-Blends aus Dieselkraftstoff und gealtertem RME als trübe Grundprobe angesetzt.

3 Motoren und Testzyklen

Die Motorversuche ausgewählter Misch- und Reinkraftstoffe wurden in einem Einzylinder-Versuchsmotor des Fabrikats Farymann Diesel 18 W (Tabelle 1) vorgenommen. Der Motor erfüllt die Abgasnorm TIER 4 der Bundesbehörde der Vereinigten Staaten von Amerika zum Schutz der Umwelt und der menschlichen Gesundheit EPA (Environmental Protection Agency).

Für die Abgasemissionsanalyse im Johann Heinrich von Thünen-Institut wurde ein 5-Punkte-Test gefahren, bei dem die Betriebspunkte einen weiten Bereich im Motorkennfeld abdecken. Dieser Test ist an die durchschnittliche Auslastung von landwirtschaftlichen Schleppermotoren angelehnt, und hat sich für den Farymann Einzylinder-Dieselmotor schon in früheren Arbeiten bewährt [11]. Abbildung 1 zeigt die Betriebspunkte sowie Bezeichnung und Angabe ihrer Zeitanteile im 5-Punkte-Test.

Die Betriebsdaten des Farymann Einzylinder-Dieselmotors unter den Versuchsbedingungen im 5-Punkte-Test sind in Tabelle 2 zu sehen.



Tabelle 1: Technische Daten des Einzylinder-Versuchsmotors

Hersteller	Farymann Diesel	
Modell	18 W	
Bauweise	Stehend	
Zylinder	1	
Kühlung	Wasser	
Max. Leistung bei 3600 min ⁻¹		
IFN nach DIN ISO 3046/1 *	5,2	[kW]
ICFN nach DIN ISO 3046 *	4,7	[kW]
Max. Drehzahl	3600	[min ⁻¹]
Max. Drehmoment (Drehzahl)	15,3 (2500)	[Nm] (min ⁻¹)
Bohrung	82	[mm]
Hub	55	[mm]
Hubraum	290	[cm ³]
Verdichtungsverhältnis	20:1	
* Normbezugsbedingungen und Verfahren zur Angabe von Leistung, Kraftstoff- und Schmierölverbrauch für die Hubkolben-Verbrennungsmotoren einer Serienfertigung, die mit flüssigem oder gasförmigen Kraftstoff betrieben werden; I = Leistung nach ISO 3046, C = Leistung ist Dauerleistung, F = Blockierte Leistung, N = Leistung verfügbar als Nutzleistung unter Verwendung des betriebsnotwendigen Zubehörs		

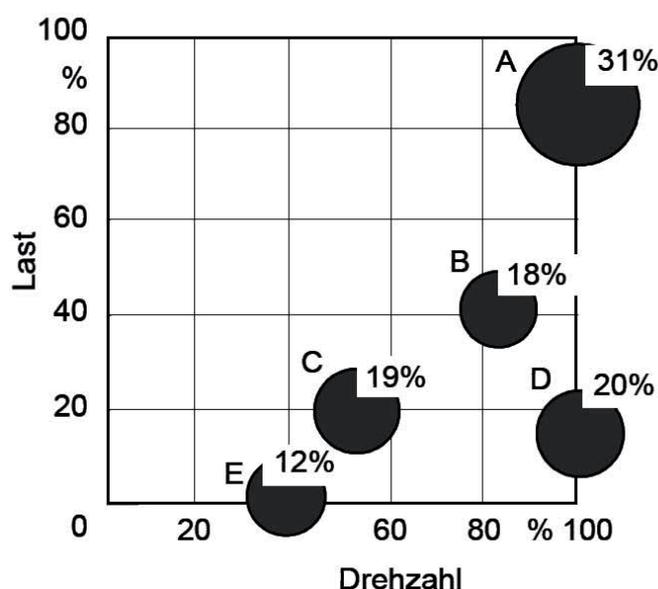


Abbildung 1: Betriebspunkte, Bezeichnung und Angabe der Zeitanteile des 5-Punkte-Tests



Tabelle 2: Betriebsdaten des Farymann Einzylinder-Dieselmotors im 5-Punkte-Test

Betriebspunkte	A	B	C	D	E
Drehzahl [min^{-1}]	2840	2650	1840	3000	1060
Drehmoment [Nm]	10,1	5,5	4,1	1,7	0
eff. Leistung [W]	3005	1525	790	535	0

Die gesetzlich limitierten Abgasbestandteile Kohlenmonoxid (CO), Gesamtkohlenwasserstoffe (HC) und Stickoxide (NO_x) wurden durch herkömmliche Gasanalysatoren bestimmt und ihre Werte 1/5 sekundlich aufgezeichnet. Eine Auswertung erfolgte aus den Mittelwerten der in den einzelnen Betriebspunkten aufgezeichneten Analysedaten. Die Teilchenmasse wurde auf zwei PTFE-beschichteten Glasfaserfiltern abgeschieden. Das Rohabgas wurde dazu über ein zweistufiges System von Dimroth- und Intensivkühlern sowie den genannten Filtern geleitet. Die Kühler wurden durch Kryostate auf eine Temperatur von $-18\text{ }^\circ\text{C}$ gebracht. Die gravimetrische Analyse der Filter erfolgte nach 24-stündiger Konditionierung bei $22 \pm 3\text{ }^\circ\text{C}$ und $45 \pm 8\%$ Luftfeuchtigkeit per Mikrogrammwaage M5P der Firma Sartorius.

4 Ergebnisse

Einige Analysen der Sedimente aus Blends mit Dieselkraftstoff und gealtertem RME zeigten, dass es sich dabei um Oligomere des RME handelt, die in unpolarem Dieselkraftstoff ausfallen. Eine Elementaranalyse dieser Oligomere zeigte einen erhöhten Sauerstoffanteil im Vergleich zu ungealtertem Biodiesel (vgl. Tabelle 3).

Tabelle 3: Elementaranalyse der oxidativen Abbauprodukte von gealtertem RME und Biodiesel

Element	Oligomere	Biodiesel [12]	Einheit
Kohlenstoff	65,6	77,0	% (m/m)
Wasserstoff	9,6	12,3	% (m/m)
Stickstoff	0,1	0	% (m/m)
Sauerstoff	24,8	10,6	% (m/m)
Schwefel	0	0	% (m/m)

Der erhöhte Sauerstoffanteil sorgt für eine höhere Polarität der Oligomere. Sie sind deshalb nicht mehr in allen Verhältnissen mit unpolarem Dieselkraftstoff mischbar und fallen als hochviskose Sedimente aus.

Aufgrund ihrer relativ hohen Polarität haben sich einwertige Alkohole als gute Präzipitatlöser in Blends mit gealtertem RME herausgestellt. Der Einsatz von Alkoholen als Kraftstoff in Dieselmotoren ist jedoch nicht immer unproblematisch. Es gibt viele Arbeiten in denen der Einsatz von Ethanol untersucht wurde und grundsätzlich möglich war [13, 14]. Allerdings sorgt unter anderem der niedrige Flammpunkt dafür, dass Ethanol sich nicht als Beimischkomponente für Blends eignet, da sicherheitstechnische Richtlinien nicht mehr eingehalten werden können.

Es galt zunächst durch Laborversuche alternative Alkohole zu finden, die sich als Beimischkomponente eignen würden. Die Alkoholbeimischung diente dabei der Be-



seitigung bzw. der Verhinderung von Präzipitatbildung oxidativer Abbauprodukte sowohl in Blends also auch im Motoröl. Da Biodiesel im Motoröl neben der unerwünschten Ölverdünnung auch für die Ölschlammabildung verantwortlich gemacht wird, können Alkohole sich hier möglicherweise ebenfalls positiv auswirken.

Zunächst wurden verschiedene Alkohole in Mischversuchen hinsichtlich einer Phasentrennung und ihrer Sedimentlösungseigenschaft untersucht. Eine erfolgreiche Alkoholbeimischung zeichnete sich durch gute Mischbarkeit und Sedimentlösung aus. Die Sedimentlösekapazität wurde mit einer Extinktionsmessungsmethode in einem UV-Vis-Spektrometer quantifiziert.

Es zeigte sich, dass die Alkohole 1-Oktanol, 3-Methyl-1-butanol (Isoamylalkohol) und 2-Hexyldecanol sich gut eignen um als Beimischkomponente in Blends eingesetzt zu werden. 1-Oktanol weist mit einer relativ geringen Zugabe von 6 Vol. % zu B10 Blends eine gute Sedimentlösung auf. 3-Methyl-1-butanol ist als mögliche biogene Komponente interessant während 2-Hexyldecanol aufgrund seines relativ hohen Siedepunkts von ca. 270 °C Vorteile zeigt. Der hohe Siedepunkt ist deshalb ein Vorteil, da die Komponente ein ähnliches Siedeverhalten wie Biodiesel aufweist. Auf diese Weise geht der Alkohol im Motor möglicherweise den gleichen Weg in das Motoröl wie Biodiesel. Dort soll er dann immer noch für eine Präzipitatlösung sorgen.

Ein Alterungsversuch sollte zeigen, ob die Präzipitatbildung in Blends während der Alterung durch einen einwertigen Alkohol verhindert werden kann. Zunächst wurde ein Blend aus Dieselmotorkraftstoff (90 Vol. %) und RME (10 Vol. %) künstlich gealtert. Nach ca. 12 h bei 110 °C und Luftfeinleitung ließ sich eine deutliche Sedimentbildung erkennen, die im Laufe der Alterung zunahm. Mit dem Einsatz von 8 Vol. % 2-Hexyldecanol in einem B10-Blend sollte untersucht werden, ob die Bildung von Sedimenten schon während der Alterung verhindert werden kann. Es zeigt sich, dass im Gegensatz zur Alterung von B10 ohne 2-Hexyldecanol keine Sedimente ausfallen. 2-Hexyldecanol blieb während des gesamten Alterungsprozesses in der Mischung und sorgte für die Lösung der oxidativen Abbauprodukte. Mit einer Beimischung von 8 Vol. % 2-Hexyldecanol ist es möglich, die oxidativen Abbauprodukte während der hier vorgenommenen Alterung über mindestens 40 h in Lösung zu halten.

B10-Blends mit 6 und 8 Vol. % Beimischung von 1-Oktanol, 3-Methyl-1-butanol und 2-Hexyldecanol besitzen einen Flammpunkt, der die Dieselmotorkraftstoffnorm EN 590 einhält. Bislang ist von dem Einsatz alternativer Alkohole im Dieselmotor nur wenig bekannt und es bedarf daher einiger Untersuchungen bezüglich des Verhaltens im motorischen Einsatz. Einem Einsatz als Kraftstoff in einem Versuchsmotor spricht nach den Analysen der Dieselmotorkraftstoffnorm EN 590 nichts entgegen. Zwar zeigten sich besondere Auffälligkeiten bei der Oxidationsstabilität und dem Wassergehalt, insgesamt waren anhand der Ergebnisse jedoch keine Probleme im Motorbetrieb zu Testzwecken zu erwarten.

Es wurden Motorläufe mit den Mischkraftstoffen an einem Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test vorgenommen. Dabei wurden die Reinkraftstoffe DK und RME sowie die Mischungen B10 (90 % DK + 10 % RME), B10+8IsoamylOH ((90 % DK + 10 % RME) + 8 % 3-Methyl-1-butanol), B10+8HexdecOH ((90 % DK + 10 % RME) + 8 % 2-Hexyldecan-1-ol) und B10+6OktOH ((90 % DK + 10 % RME) + 6 % 1-Oktanol) eingesetzt.



Das primäre Ziel der Motorversuche war es, die Tauglichkeit der Mischkraftstoffe im motorischen Betrieb zu untersuchen. Krahl et al. (2011) [15] stellten fest, dass die negativen Auswirkungen des gealterten RME und deren Blends auf die Emissionen nicht signifikant durch präzipitatlösende Beimischkomponenten verbessert werden. Es wurde deshalb von Untersuchungen der Emissionsänderung durch Präzipitatlösung abgesehen und nur ungealterte Kraftstoffe wurden eingesetzt.

Der Emissionsvergleich von den Mischkraftstoffen B10+8HexdecOH (MH), B10+8IsoamyLOH (MI), B10+6OktOH (MO) mit B10 zeigt die Auswirkung der Beimischkomponente auf die motorische Verbrennung in einem B10-Blend. B10 stellt somit den Referenzkraftstoff für die Mischkraftstoffe dar. Es wurden die spezifischen CO-, HC- und NO_x-Emissionen sowie die Teilchenmassen ermittelt.

Abbildung 2, Abbildung 3 und Abbildung 4 zeigen die spezifischen CO- und HC-Emissionen sowie die Teilchenmassen der verschiedenen Kraftstoffe am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test.

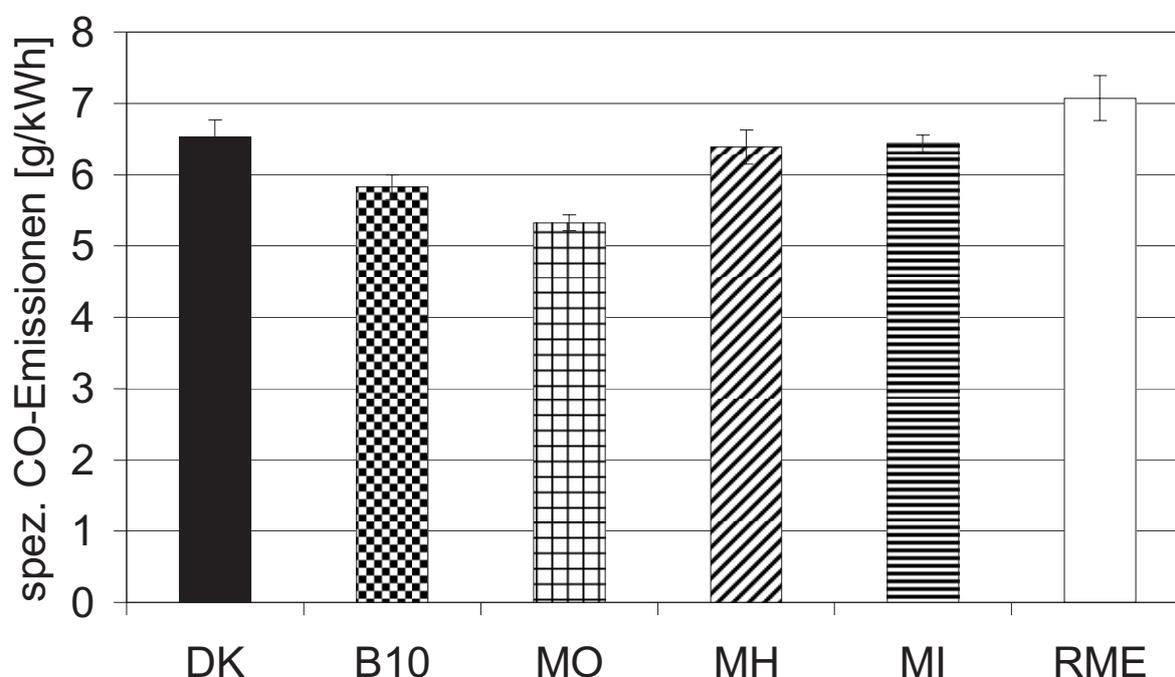


Abbildung 2: Spezifische CO-Emissionen verschiedener Kraftstoffe am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test; MO = B10+6OktOH, MH = B10+8HexdecOH, MI = B10+8IsoamyLOH

Es fällt auf, dass B10+6OktOH tendenziell geringere spezifischen CO- und HC-Emissionen sowie Teilchenmassen gegenüber B10 und den anderen Mischkraftstoffen zeigt. Offensichtlich liegt der Grund dafür in der Beimischkomponente 1-Oktanol, der für eine bessere Verbrennung sorgt. Eine Erklärung hierfür könnte in dem im Vergleich zu DK niedrig liegenden Siedebeginn der Mischung mit 1-Oktanol liegen.

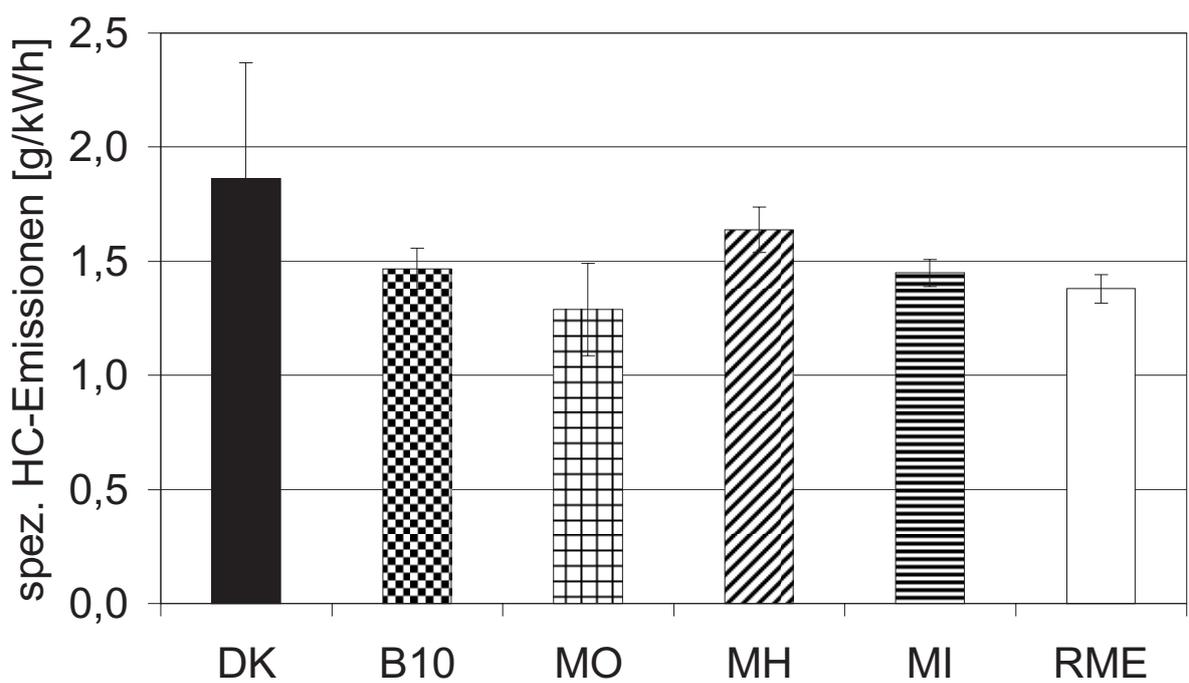


Abbildung 3: Spezifische HC-Emissionen am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test; MO = B10+6OktOH, MH = B10+8HexdecOH, MI = B10+8IsoamylOH

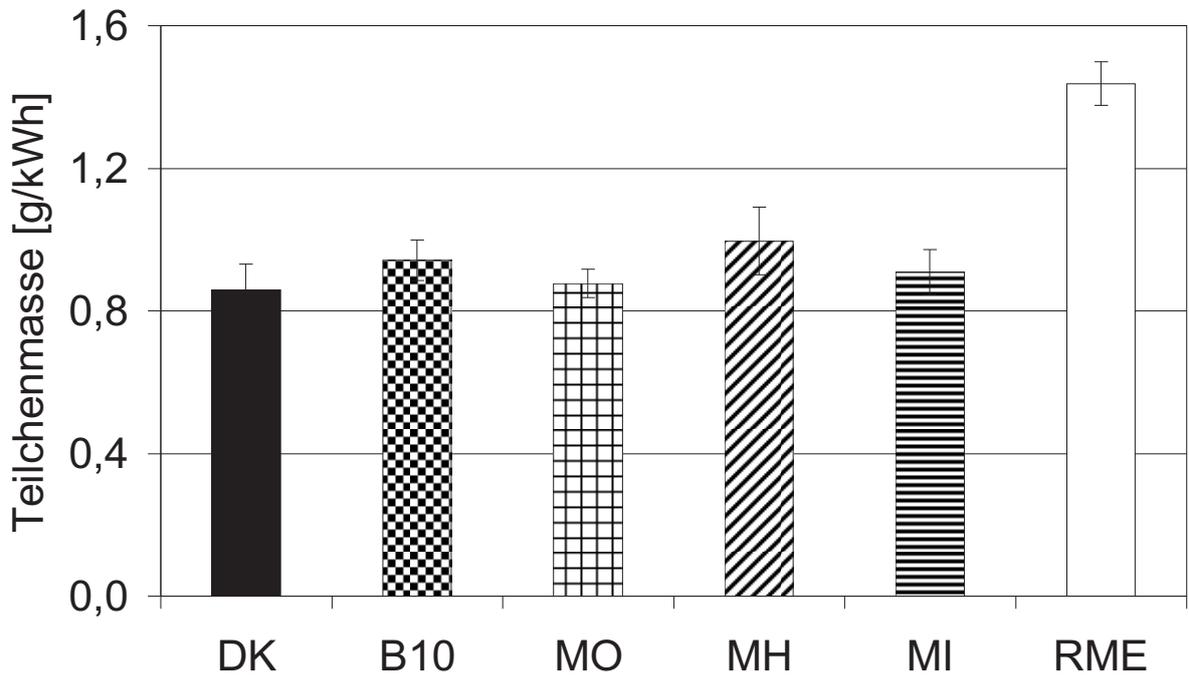


Abbildung 4: Teilchenmasse am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test; MO = B10+6OktOH, MH = B10+8HexdecOH, MI = B10+8IsoamylOH

Nach Garbe (2001) [16] sorgt ein niedrigerer Siedebeginn im Brennraum für eine homogenere Vermischung von Luft und Kraftstoff und somit für eine bessere Verbrennung. Isoamylalkohol mit seinem niedrigen Siedepunkt hat demnach ebenfalls einen tendenziell positiven Einfluss auf die Verbrennung was allerdings nicht so aus-



geprägt wie bei 1-Oktanol zu erkennen ist und bei den spezifischen CO-Emissionen sogar für schlechtere Werte sorgt.

2-Hexyldecanol zeigt tendenziell schlechtere Emissionen. Dieses Ergebnis passt tendenziell in das Gesamtbild der Emissionen von B10+8HexDecOH. Der höhere Siedepunkt und die damit schlechtere Verdampfung von 2-Hexyldecanol sorgt während der Verbrennung für mehr Bereiche mit Kraftstoffüberschuss (Luftmangel, fettes Gemisch) [16] und damit eine unsaubere und unvollständige Verbrennung. Ein weiterer Einflussfaktor könnte die erhöhte Viskosität des Mischkraftstoffs sein. Steigende Viskosität sorgt für tendenziell mehr fette Gemische mit unvollständiger Verbrennung aufgrund von Luftmangel.

Weiter fällt auf, dass die Teilchenmassen für RME deutlich über denen der anderen getesteten Kraftstoffe liegen. Möglicherweise liegt der Grund dafür, wie auch nachfolgend bei den NO_x-Emissionen erläutert, in der kälteren Verbrennung durch die spezifischen Kraftstoffeigenschaften wie kinematische Viskosität und hoher Siedepunkt des RME. Dadurch entstehen relativ fette Gemische im Brennraum, die für eine unvollständige Verbrennung und erhöhte Partikelbildung sorgen. Die Teilchenmasse des B10+8HexDecOH geht mit dieser Erklärung konform und weist tendenziell ebenfalls höhere Teilchenmassen auf als die Kraftstoffe mit niedrigeren Viskositäten und Siedepunkten.

Abbildung 5 zeigt die spezifischen NO_x-Emissionen der verschiedenen Kraftstoffe am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test.

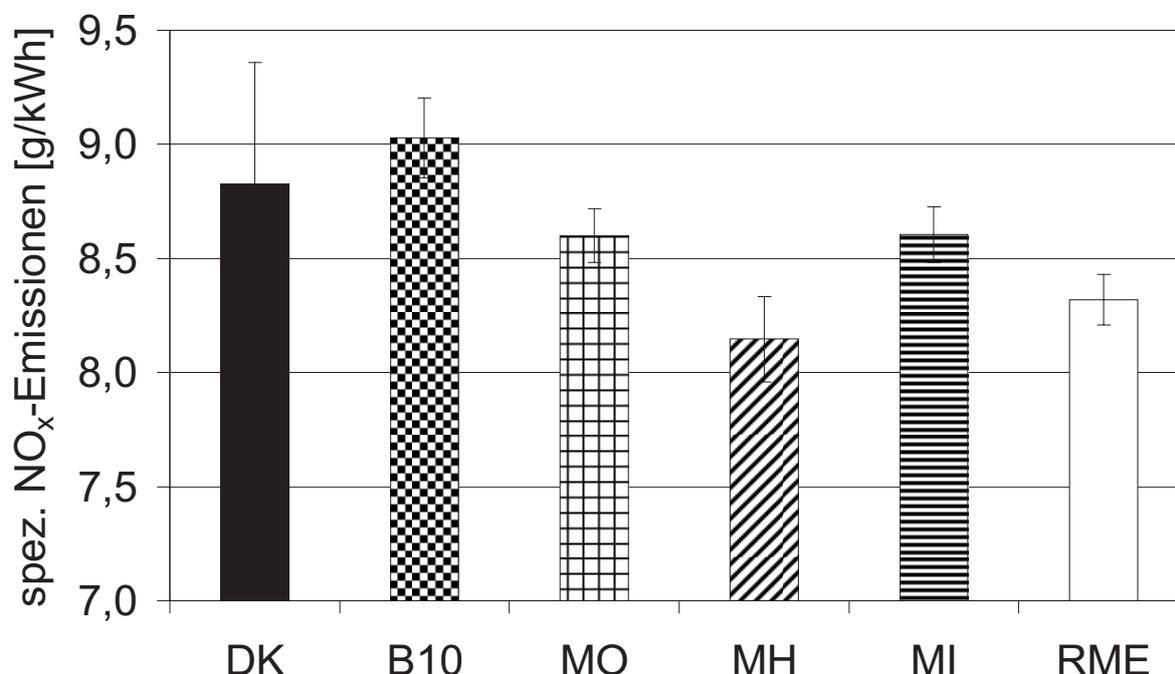


Abbildung 5: Spezifische NO_x-Emissionen am Farymann Einzylinder-Dieselmotor im 5-Punkte-Test; MO = B10+6OktOH, MH = B10+8HexdecOH, MI = B10+8IsoamyOH

Zwischen den spezifischen NO_x-Emissionen von B10 und den Mischkraftstoffen B10+6OktOH, B10+8HexDecOH und B10+8IsoAmyOH ist ein deutlicher Unter-



schied zu erkennen. B10+8HexDecOH zeigt dabei eine signifikante Verbesserung gegenüber B10. B10+6OktOH und B10+8IsoAmylOH zeigen keine signifikanten Unterschiede zu DK, allerdings deutlich bessere Werte im Vergleich zu B10. RME zeigt geringere NO_x-Emissionen als B10, B10+6OktOH und B10+8IsoAmylOH.

Es fällt auf, dass sämtliche Mischkraftstoffe deutlich geringere NO_x-Emissionen zeigen als B10. B10+8HexDecOH liegt dabei sogar noch unter den anderen Mischkraftstoffen B10+6OktOH und B10+8IsoAmylOH. Offensichtlich hat die Beimischung von Alkoholen einen positiven Effekt auf die spezifischen NO_x-Emissionen, wobei 2-Hexyldecanol in dieser Motorversuchsreihe besonders positiv auffällt. Zu erklären sind diese Werte möglicherweise mit einer verringerten Flammentemperatur der alkoholischen Mischkraftstoffe. Ajav et al. (1999) [17], Rakopoulos et al. (2010a und 2010b) [18, 19] und Randazzo et al. (2011) [20] haben ebenfalls positive Effekte durch Alkoholbeimischung (Ethanol und 1-Butanol) auf die NO_x-Emissionen beobachtet. Sie begründen dies mit der Verdampfungsenthalpie des Alkohols, die der Flamme Temperatur entzieht und damit die zur NO_x-Bildung führenden Temperaturspitzen verringert. Diese Begründung kann jedoch nicht für alle hier eingesetzten Alkohole übernommen werden, da 1-Hexyldecanol trotz seines hohen Siedepunkts die geringsten Werte zeigt. Möglicherweise sind die geringen NO_x-Emissionen auch auf Kosten der erhöhten Teilchenmasse entstanden (vgl. Abbildung 4). Die gegebenen Kraftstoffeigenschaften des B10+8HexDecOH (beispielsweise die kinematische Viskosität von 3,48 mm²/s) sorgen bei den im Motor herrschenden Bedingungen für eine kältere Verbrennung und einer damit zusammenhängenden geringeren NO_x-Bildung. Allerdings geschieht dies aufgrund des NO_x-Partikel-Trade offs zu Lasten der Partikelbildung.

Insgesamt kann über die Emissionen der Mischkraftstoffe gesagt werden, dass sie keine auffallend negativen Werte zeigen. Sie liegen durchweg zwischen den Emissionen von DK und RME. B10+6OktOH zeigte tendenziell sogar die geringsten Emissionen aller getesteten Kraftstoffe, was besonders bei den CO- und HC-Emissionen auffiel. B10+8IsoAmylOH und B10+8HexDecOH zeigten dort tendenziell schlechtere Emissionen als B10. B10+8HexDecOH zeigte die besten NO_x-Emissionswerte und lag damit wie auch die anderen alkoholischen Mischkraftstoffe deutlich unter dem Vergleichskraftstoff B10. Hinsichtlich der Emissionen kann folglich eine Tauglichkeit der Alkohole als Beimischkomponenten in einem Einzylinder-Dieselmotor festgestellt werden.



Literatur

- [1] Europäisches Parlament (2009) Richtlinien. Statute Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 Richtlinie 2003/30/EG (Biokraftstoffrichtlinie) des Europarates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor, aufgehoben durch die Richtlinie 2009/28/EG (Erneuerbare-Energien-Richtlinie) des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG Richtlinie 2003/96/EG des Europarates vom 27. Oktober 2003 zur Restrukturierung der gemeinschaftlichen Rahmenvorschriften zur Besteuerung von Energieerzeugnissen und elektrischem Strom, geändert durch die Richtlinie 2004/75/EG des Rates vom 29. April 2004
- [2] Deutscher Bundestag (2006) Gesetz zur Einführung einer Biokraftstoffquote durch Änderung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes und zur Änderung energie- und stromsteuerrechtlicher Vorschriften. BT-Drs 16/2709
- [3] Deutscher Bundestag (2009) Gesetz zur Änderung der Förderung von Biokraftstoffen vom 15. Juli 2009.
- [4] AGQM (2011) Empfehlung für Zusatzanforderungen an FAME als Blendkomponente für Dieselmotoren über die DIN EN 14214 hinaus.
- [5] Terry, B., McCormick, R.L., und Natarajan, M. (2006) Impact of Biodiesel Blends on Fuel System Component Durability. SAE Technical Paper 2006-01-3279
- [6] Krahl, J., Munack, A., Ruschel, Y., Schröder, O., und Bünger, J. (2008) Exhaust Gas Emissions and Mutagenic Effects of Diesel Fuel, Biodiesel and Biodiesel Blends. SAE Technical Paper 2008-01-2508
- [7] Fang, H.L. und McCormick, R.L. (2006) Spectroscopic Study of Biodiesel Degradation Pathways. SAE Technical Paper 2006-01-3300
- [8] Urban, B. und Krahl, J. (2007) Einfluss des Sonnenlichts auf Biodiesel. Interner unveröffentlichter Bericht
- [9] Peyton, K., McGinnis, T., und Bureman, P. (2008) Preventing Sediment Formation In Stored Biodiesel Fuel Blends. Biodieselmagazine (December 2008)
- [10] Osawa, M., Ebinuma, Y., Sasaki, S., Takaschiba, T., Takaki, Y., Jetter, J.J., und Reinschmidt, U. (2009) Influence of Base Diesel Fuel upon Biodiesel Sludge Formation Tendency. SAE Technical Paper 2009-01-0482
- [11] Krahl, J. (1993) Bestimmung der Schadstoffemissionen von landwirtschaftlichen Schleppern beim Betrieb mit Rapsölmethylester im Vergleich zu Dieselmotoren. Dissertation, Technische Universität, Braunschweig
- [12] Matthias, C., Melin, T., Beyer, H., und Heinzl, A. (2008) Entwicklung eines Biodieselreformers mit Metallmembran für den APU- Einsatz in Nutzfahrzeugen in Kombination mit einer PEM-Brennstoffzelle. AiF-Schlussbericht: Biodieselreformer mit Metallmembran
- [13] Hansen, A.C., Zhang, Q., und Lyne, P.W.L. (2005) Ethanol-diesel fuel blends - a review. Bioresource Technology 96 (3) S.277-285



- [14] Chotwichien, A., Luengnaruemitchai, A., und Jai-In, S. (2009) Utilization of palm oil alkyl esters as an additive in ethanol-diesel and butanol-diesel blends. *Fuel* 88 (9) S.1618-1624
- [15] Krahl, J., Schmidt, L., und Munack, A. (2011) Untersuchungen zu biodieselbasierten Mischkraftstoffen mit geringer Neigung zur Präzipitatbildung sowie zur Verwendung von Ethanol als Komponente in Dieselkraftstoff-Biodieselmischungen. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben 550_2009_2
- [16] Garbe, T. (2001) Senkung der Emissionen eines PKW mit direkteinspritzendem Dieselmotor durch Verwendung von Kraftstoffen mit abgestimmtem Siede – und Zündverhalten. Dissertation, Universität Hannover
- [17] Ajav, E.A., Singh, B., und Bhattacharya, T.K. (1999) Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol–diesel blends as fuel. *Biomass and Bioenergy* 17 (4) S.357-365
- [18] Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G., Dimaratos, A.M., und Kyritsis, D.C. (2010) Effects of butanol-diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine. *Energy Conversion and Management* 51 (10) S.1989-1997
- [19] Rakopoulos, D.C., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Kakaras, E.C., Giakoumis, E.G., und Papagiannakis, R.G. (2010) Investigation of the performance and emissions of bus engine operating on butanol/diesel fuel blends. *Fuel* 89 (10) S.2781-2790
- [20] Randazzo, M.L. und Sodr , J.R. (2011) Exhaust emissions from a diesel powered vehicle fuelled by soybean biodiesel blends (B3–B20) with ethanol as an additive (B20E2–B20E5). *Fuel* 90 (1) S.98-103





Biomethan – eine echte Alternative zu fossilem Erdgas?

David Maak, Andreas Broda, Peter Eilts

Kurzfassung

Bei den Bestrebungen um die weitere Verringerung des CO₂-Ausstoßes spielen alternative Kraftstoffe eine wichtige Rolle. Erdgas weist durch sein günstiges C/H-Verhältnis, bei gleicher Energieabgabe, gegenüber anderen alternativen Kraftstoffen deutlich verminderte CO₂-Emissionen auf. Dennoch handelt es sich um einen fossilen Kraftstoff, der nur begrenzt zur Verfügung steht. Methan, der Hauptbestandteil von Erdgas, kann jedoch auch biogen erzeugt werden. Durch verschiedene technische Verfahren ist es möglich, aus nahezu allen organischen Stoffen Biogas bzw. Biomethan zu gewinnen. Dieses bietet ein ähnlich hohes Potential zur Treibhausgasminderung wie regenerative Elektromobilität.

Zu Kraftstoff aufbereitet, lässt sich Biomethan mit bereits verfügbarer Technik effizient zum Antrieb von Fahrzeugen einsetzen. Weiterhin stellt das engmaschig ausgebaute Gasnetz in Deutschland und Europa einen effizienten Weg des Transports dar. Die lokale Erzeugung und der direkte Einsatz beispielsweise im öffentlichen Personennahverkehr schaffen die Voraussetzung für emissionsarme Zonen in Ballungsgebieten und fördern zudem die Unabhängigkeit von fossilen Kraftstoffen. Somit besitzt Biogas aus technischer und ökologischer Sicht hohes Potential, sich als Alternative zu fossilem Erdgas zu etablieren.

1 Relevanz von Biomethan

Sowohl national als auch international wird die Reduktion von klimaschädlichen Treibhausgasen forciert. Wurde der Fokus in den 1980er Jahren noch auf die Fluorchlorkohlenwasserstoffe gelegt, so ist heute Kohlenstoffdioxid primäres Ziel der Reduzierung. Erdgas bietet erhebliches Potential, diese Ziele zu erreichen. Dennoch haftet dem Erdgas der Nachteil des offenen CO₂-Kreislaufs an. Die Konsequenz dieser Betrachtung ist daher die sukzessive Ausweitung auf Biomethan bzw., je nach Standort, die vollständige Substitution von fossilem Erdgas durch Biomethan.

Neben dem Klimaschutz spielt auch die sichere und nachhaltige Energieversorgung eine zentrale Rolle in den Planungen von Bundesregierung und EU. Eine Reichweitenverlängerung der fossilen Reserven sowie eine Steigerung der Importunabhängigkeit werden dabei immer wieder als Ziele genannt. So soll bis zum Jahr 2020 die Bereitstellung des EU-weiten Endenergieverbrauchs zu 20 Prozent aus erneuerbaren Energien bestehen. Konkret plant die Bundesregierung zur Umsetzung der EU-Vorgaben die Substitution von jährlich sechs Milliarden Kubikmetern Erdgas durch Biogas im Jahr 2020.



Für den Verkehrssektor fordert die EU-Richtlinie eine Quote regenerativer Energien von mindestens 10 Prozent. Dies hat zur Folge, dass der Anteil regenerativer Kraftstoffe national als auch international gesteigert werden muss. Biomethan kann auch hier eine tragende Rolle spielen, da es, ähnlich der Biodieselbeimischung, als Komponente des Erdgases zur Erfüllung der Vorgaben beiträgt.

Eine wesentliche Rolle für den Erfolg von Gasfahrzeugen spielt die Wirtschaftlichkeit für den Kunden. Die Bundesregierung hat im Jahr 2006 im Energiesteuergesetz die Begünstigung von Erdgas im Straßenverkehr bis zum 31. Dezember 2018 geregelt. Tabelle 1 zeigt den heizwertbereinigten Preis verfügbarer Kraftstoffe.

Tabelle 1: Heizwertbereinigte Kraftstoffpreise (Stand: 11.02.2012) [1], [2])

Kraftstoff	Kraftstoffpreise	Heizwert	Preis pro kWh
Diesel	1,469 €/L	9,9 kWh/L	0,148 €/kWh
Super Plus	1,659 €/L	8,55 kWh/L	0,194 €/kWh
Erdgas	1,069 €/kg	10,5 kWh/kg (L-Gas)	0,102 €/kWh
Autogas	0,779 €/L	6,97 kWh/L (fl.)	0,112 €/kWh

Es ergeben sich aktuell Vergünstigungen von rund 31 Prozent gegenüber Diesel, rund 47 Prozent gegenüber Super Plus und rund 9 Prozent gegenüber Autogas.

Das günstige C/H-Verhältnis von Methan entlastet Erdgasfahrzeuge weiterhin durch die 2009 eingeführte CO₂-abhängige Kraftfahrzeugsteuer. Durch das sukzessive Absenken des CO₂-Freibetrags in den kommenden Jahren wird dieser positive Effekt weiter verstärkt.

Eine weitere, jedoch nicht gesetzlich fixierte Förderung besteht in vielen Fällen durch die lokalen Gasversorger in Form von Tankgutscheinen oder eines einmaligen Zuschusses. Die Höhe der Förderung ist regional verschieden und bewegt sich in der Regel zwischen 350 € und 700 € [3]. Der zentrale Grund dieser Subventionierung liegt in einer gleichmäßigen Belastung der Gasversorgungsnetze über das gesamte Jahr, wodurch aufwendige Maßnahmen zum Ausgleich von Erzeugung- und Abnahmespitzen reduziert werden können.

2 Biomethan als Kraftstoff

Grundsätzlich ist es notwendig, zwischen Biogas und Biomethan zu unterscheiden. Laut Definition der EU handelt es sich bei Biogas um ein „Brenngas, das aus Biomasse und/oder dem biologisch abbaubaren Teil von Abfällen hergestellt wird, durch Reinigung Erdgasqualität erreichen kann und für die Verwendung als Biokraftstoff bestimmt ist, oder Holzgas.“ [4] Auf die Besonderheiten von Holzgas soll in diesem Beitrag nicht näher eingegangen werden.



Als Biomethan, oder Bioerdgas, wird Methan bezeichnet, welches nicht fossilen Ursprungs ist. Gewonnen wird Biomethan durch die Aufbereitung von Biogas, dessen Hauptbestandteil Methan ist. Die technischen Verfahren der Biogasaufbereitung werden in Abschnitt 3 näher betrachtet.

Die Reduzierung der CO₂-Emissionen mittels alternativer Kraftstoffe kann grundsätzlich auf drei Wegen erfolgen: durch eine gegenüber Benzin und Dieselkraftstoff günstigere chemische Zusammensetzung (mit einhergehender Reduzierung der CO₂-Bildung bei der chemischen Umwandlung), durch eine positive Beeinflussung des Brennverfahrens und durch eine CO₂-arme Herstellung. Die Suche nach einem entsprechenden Kraftstoff führt schnell zu Erdgas bzw. Methan, das mit einem C/H-Verhältnis von 1:4 deutlich unter dem von Otto- bzw. Dieselkraftstoff liegt. Tabelle 2 zeigt, dass Erdgas bei gleichem Energiegehalt (in SKE) gegenüber Dieselkraftstoff 26 Prozent weniger CO₂ emittiert.

Tabelle 2: Vergleich der CO₂-Abgabe verschiedener Energieträger (nach [5])

Energieträger	H_u [kJ/kg]	kg CO₂/kg	kg CO₂/SKE
Methan ≈ Erdgas	50082	2,75	1,62
Octan ≈ Ottokraftstoff	44162	3,08	2,07
Pentadecan ≈ Dieselkraftstoff	41441	3,11	2,2

Das genannte Potential zur CO₂-Reduzierung gegenüber Otto- und Dieselkraftstoff besitzt Biomethan ebenso wie fossiles Methan. Der eigentliche Vorteil des Biomethans liegt allerdings in der Reduzierung aller in der Treibhausgasbilanz (THG-Bilanz) zusammengefassten Emissionen. Abbildung 1 zeigt die THG-Emissionen verschiedener Kraftstoffe im Vergleich. Bilanziert wurden die verschiedenen Kraftstoffe in einer „Well-to-Wheel“-Betrachtung, d.h. von der Gewinnung der Rohstoffe bis zur Verbrennung im Fahrzeug.

Im Vergleich zu fossilem Erdgas kann bereits eine Beimischung von 20 Prozent Biomethan, welche die Zielsetzung der Gasunternehmen für das Jahr 2020 ist [7], zu einer CO₂-Reduktion von 15 Prozentpunkten auf insgesamt 39 Prozent gegenüber dem Einsatz konventionellen Ottokraftstoffs führen. Die Nutzung von reinem Biomethan, welches mit optimalem Substrat erzeugt wird, kann zu einer CO₂-Reduktion von 97% auf nur noch 5 Gramm CO₂äq/km führen. Dieser Wert ist vergleichbar mit den Emissionswerten einer rein regenerativen Elektromobilität.

In allen THG-Bilanzen – auf Grund der nicht eindeutigen Quantifizierbarkeit - bleibt jedoch ein entscheidender Vorteil des Biogases unberücksichtigt. Bei der Gewinnung von Biomethan aus landwirtschaftlichen und kommunalen Reststoffen können zusätzlich klimarelevante Methan- und Lachgasemissionen vermieden werden. So wird ein maximales Reduktionspotential von 167 Prozent gegenüber der Referenz möglich [8].

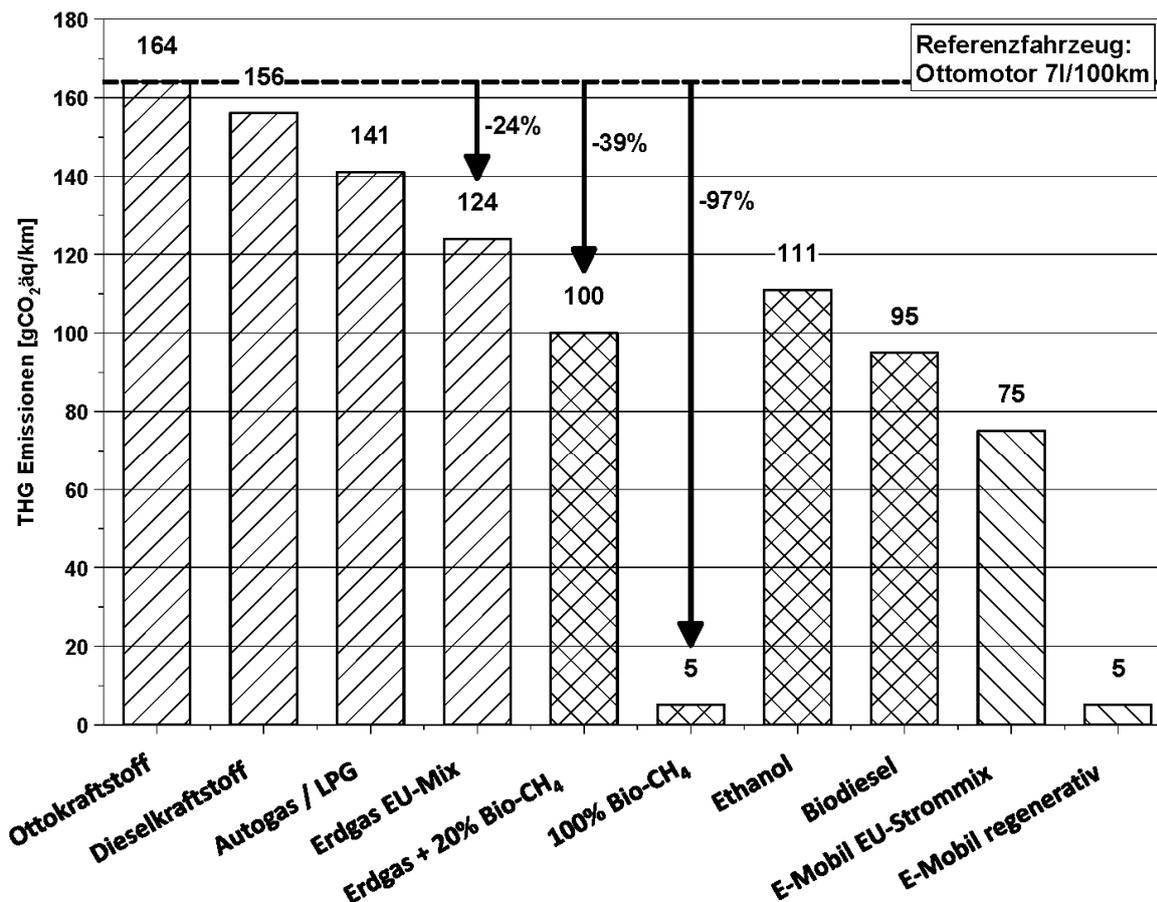


Abbildung 1: THG-Bilanz WTW verschiedener Kraftstoffe [6]

Weiteres Potential zur Effizienzsteigerung und somit zur CO₂-Reduzierung bietet die erhöhte Klopffestigkeit (OZ >120) von Methan. Durch höhere Verdichtungsverhältnisse ist eine Steigerung des thermischen Wirkungsgrads möglich.

Des Weiteren bestehen bei der Verbrennung gasförmiger Stoffe, und damit auch Erdgas, grundsätzlich Vorteile gegenüber Flüssig- oder Feststoffen. So erlauben sie eine Verbrennung mit niedrigen Schadstoffwerten. Insbesondere die Partikelemissionen sind auf einem niedrigeren Niveau. Durch Magerbrennverfahren lassen sich die NO_x-Emissionen ohne nennenswerte Einbußen im Motorwirkungsgrad ebenfalls auf einem extrem tiefen Niveau halten. Zudem sind die Abgase der CNG-Fahrzeuge frei von Schwefel- und Benzolrückständen sowie nichtlimitierten Schadstoffen wie polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK), Aldehyden, Benzenen, Toluolen und Xylenen, deren Wirkung auf den menschlichen Organismus noch nicht vollständig erfasst wurde. Unter der Berücksichtigung der stetig steigenden Emissionsanforderungen bietet der Gasmotor erhebliches Potential, die Grenzwerte bereits ohne aufwendige Abgasnachbehandlungssysteme zu unterschreiten, was sich positiv auf Wirkungsgrad sowie Gesamtkosten auswirkt.

Wichtige, oftmals vernachlässigte Punkte sind die lokale Verfügbarkeit bzw. die Transportfähigkeit alternativer Kraftstoffe. Die in Europa bestehenden, engmaschigen Gasnetze ermöglichen einen verhältnismäßig einfachen und energieeffizienten Transport und damit auch eine rohstoffabhängige dezentrale Erzeugung.



3 Erzeugung und Einspeisung von Biomethan

Für die Herstellung von Biomethan kommen grundsätzlich sowohl feste Stoffe (Holz, Stroh) als auch Substrate (Gülle, Rest- und Abfallstoffe, Pflanzen) als Ausgangsstoffe infrage.

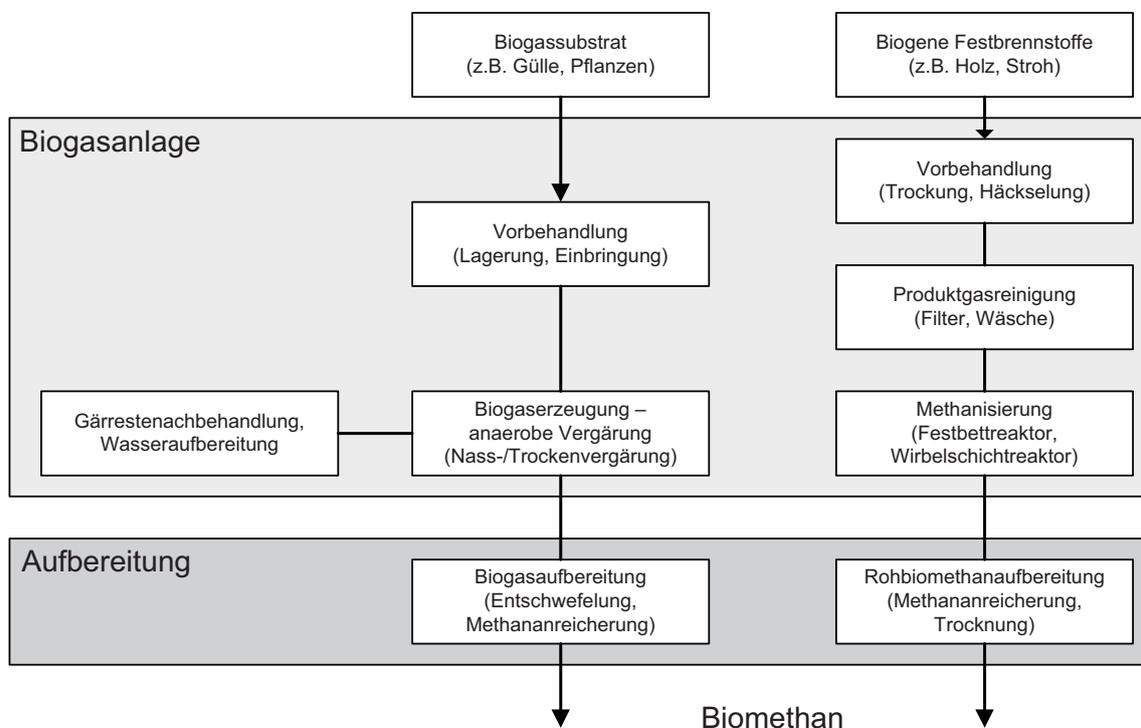


Abbildung 2: Nutzungsmöglichkeiten von Biomasse (nach [9])

Je nach Ausgangsstoff sind unterschiedliche technische Verfahren notwendig, um das für den Einsatz als Kraftstoff aufbereitete Biomethan zu erzeugen. An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass Biogas seit jeher zu den Biokraftstoffen der zweiten Generation gezählt wird, da die Gewinnung nicht ausschließlich durch Feldfrüchte erfolgt. Es besteht damit keine zwangsläufige Konkurrenz zum Nahrungsmittelanbau. Trotzdem darf nicht unberücksichtigt bleiben, dass der Energiepflanzenanbau nicht unproblematisch ist. Zum einen kann der energieintensive Anbau von Energiepflanzen oder die Umwandlung natürlicher Flächen in Agrarland den erwarteten positiven Umweltnutzen mindern oder sogar negieren. Daher wurde von der EU im Hinblick auf die Nachhaltigkeitsziele ein minimales THG-Minderungspotential von 35 Prozent festgelegt. Zum anderen führt ein exponentieller Anstieg von Biogasanlagen zu einer gesteigerten Nachfrage nach Energiepflanzen, wodurch indirekt eine Konkurrenzsituation zum Nahrungsmittelanbau hinsichtlich der verfügbaren landwirtschaftlichen Nutzfläche entstehen kann. Hier bietet die Verwertung von Rest- und Abfallstoffen entsprechendes Potential.

Insgesamt kann jedoch festgehalten werden, dass Biomethan im Vergleich mit anderen Biokraftstoffen bei der auf die Anbaufläche bezogenen Fahrleistung am besten abschneidet [10].

3.1 Erzeugung durch anaerobe Fermentation

Die Verwertung von Biogassubstraten erfolgt derzeit in einer Standard-Biogasanlage, wie in Abbildung 3 dargestellt. Diese Anlagen sind kommerziell verfügbar. Allerdings muss derzeit häufig die Einschränkung gemacht werden, dass das gewonnene Biogas direkt zur Erzeugung elektrischer Energie und nicht zur Biomethanaufbereitung genutzt wird.

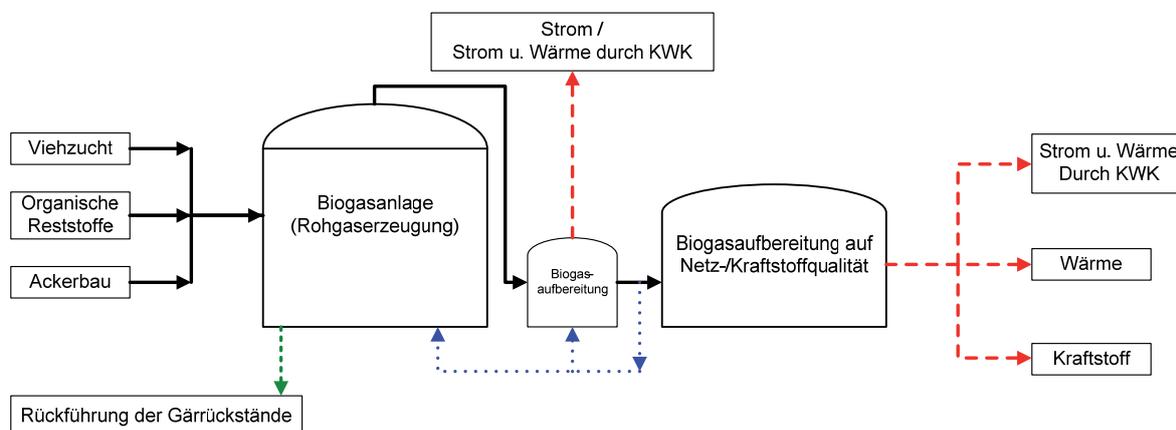


Abbildung 3: Aufbau einer Biogasanlage (nach [6])

Verschiedene organische Stoffe, wie Gülle aus der Viehzucht, Fette aus der Nahrungsmittelproduktion oder Pflanzen werden in einen luftdichten Fermenter eingebracht. Unterschieden wird dabei zwischen Nass- und Feststoffvergärung. Im Fermenter entsteht durch anaerobe Gär- oder Fäulnisprozesse das Biogas, das je nach Ausgangssubstrat überwiegend aus Methan, Kohlendioxid und Wasserdampf besteht. Daneben beinhaltet es zu geringeren Anteilen Stickstoff, Sauerstoff, Wasserstoff, Schwefelwasserstoff und Ammoniak (vgl. Tabelle 3).

Am Prozess der Biogasbildung sind verschiedene Arten von Mikroorganismen beteiligt, deren Mengenverhältnis zueinander durch Ausgangsstoffe, pH-Wert, Temperatur und Prozessablauf beeinflusst wird. Durch die Anpassungsfähigkeit der Mikroorganismen können nahezu alle organischen Substanzen mehr oder weniger schnell abgebaut werden (mit Ausnahme höherer Holzanteile, deren Lignin schlecht zersetzt werden kann) [11]. Grundsätzlich kann der Prozess der Biogaserzeugung in die vier Prozessschritte Hydrolyse, Säurebildung; Essigbildung und Methanbildung aufgeteilt werden [10] [11] [12].



Tabelle 3: Zusammensetzung von Rohbiogas (nach [11])

Komponente		Anteil [%]	Wirkung
Methan	CH ₄	50-75	Brennbar
Kohlendioxid	CO ₂	25-45	Vermindert Brennwert, fördert Korrosion
Wasserdampf	H ₂ O	2-7	Korrosion
Stickstoff	N ₂	0-2	Vermindert Brennwert
Sauerstoff	O ₂	0-2	-
Wasserstoff	H ₂	0-1	Brennbar
Schwefelwasserstoff	H ₂ S	0-2	Korrosion, SO ₂ -Emissionen, giftig
Ammoniak	NH ₃	0-1	NO _x -Emissionen, giftig

Für die Nutzung als Brenngas oder Kraftstoff ist es notwendig, das Biogas aufzubereiten, um den Methananteil zu erhöhen. Dies kann in unterschiedlichen Gütegraden erfolgen. Im Falle der direkten, lokalen Nutzung in Gasmotoren muss das Gas „nur“ motortauglich gemacht werden. Hierzu wird es in der Regel getrocknet sowie von Partikeln und Schwefel befreit. Je nach Methangehalt kann es notwendig sein, das Gas anzureichern bzw. den CO₂-Gehalt zu reduzieren. In diesem Aufbereitungszustand kann das Gas lokal verstromt werden. Die entstehende Wärme kann zum Betrieb der Biogasanlage sowie zur Einspeisung in Nahwärmenetze genutzt werden. Soll das Gas jedoch in das Erdgasnetz eingespeist oder direkt als Kraftstoff verwendet werden, so ist das Biogas entsprechend den Vorgaben des technischen Regelwerks (vgl. Kapitel 3.3) weiter aufzubereiten. In der Regel umfasst dies eine Feinreinigung sowie eine definierte Methananreicherung, um einen vorgegebenen Brennwert zu erreichen. Als praxistaugliche Verfahren haben sich, je nach Rohgasbeschaffenheit und zu erreichender Qualität, folgende Prinzipien etabliert

- Adsorptionsverfahren (z. B. Druckwechseladsorption (PSA))
- Absorptionsverfahren (z.B. Druckwasserwäsche (DWW); Aminwäsche)
- Permeation (z.B. Membranabsorption)
- Kryogene Gastrennung

3.2 Erzeugung durch thermo-chemische Vergasung

Die Verwertung von Feststoffen erfolgt durch Biomassevergasung in Biosynthesegasanlagen. Diese befinden sich derzeit noch im Demonstrationsstatus. Mit einer kommerziellen Verfügbarkeit wird ab dem Jahre 2015 gerechnet [9].



Der zu vergasende Rohstoff, z.B. Holz oder Stroh, wird in einem Vergasungsreaktor mit Hilfe eines Vergasungsmittels wie Sauerstoff in so genanntes Produktgas umgewandelt. Das Produktgas besteht hauptsächlich aus Methan, Kohlendioxid, Kohlenmonoxid, Wasser und Wasserstoff (vgl. Tabelle 4).

Im nächsten Schritt erfolgt die Entfernung von Katalysatorgiften, wie Partikeln oder Schwefelverbindungen. Anschließend kann das Gas einer katalysatorgestützten Synthese von H₂, CO₂ und CO zu Methan unterzogen werden. Das nach diesem Prozessschritt entstandene Rohbiomethan weist einen CH₄-Anteil von rund 40 Prozent auf. Um dieses Gas in das Erdgasnetz einspeisen zu können, muss es, ähnlich dem durch Fermentation gewonnenen Biogas, aufbereitet werden. Im Wesentlichen umfasst dies die Abscheidung von CO₂ sowie die Trocknung des Gases. Die für die CO₂-Abscheidung zum Einsatz kommenden Verfahren umfassen sowohl adsorptive als auch absorptive Verfahren, zur Trocknung des Gases werden im Allgemeinen Glykol-basierte Verfahren eingesetzt.

Tabelle 4: Typische Gaszusammensetzung von Produktgas (nach [13])

Komponente		Anteil [Vol.-%]	Mittelwert [Vol.-%]
Wasserstoff	H ₂	6-19	12,5
Kohlenmonoxid	CO	9-21	16,3
Kohlendioxid	CO ₂	11-19	13,5
Methan	CH ₄	3-7	4,4
Langkettige KW	C ₂₊	0,5-2	1,2
Stickstoff	N ₂	42-60	52

3.3 Regelwerk zur Einspeisung von Biomethan in das Erdgasnetz

Grundsätzlich sind für die Einspeisung von Biogas in bestehende Erdgasnetze die Regelwerke des DVGW (Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches) bindend. Die entsprechenden Richtlinien sind im Laufe der letzten 10 Jahre sukzessive für die Anwendung auf Biogas erweitert worden.

Für den Einsatz von Biogas als Kraftstoff verpflichtet die zehnte Verordnung zur Durchführung des Bundesimmissionsschutzgesetzes (10. BImSchV; 08.12.2010) Biogas sowie Biogas-Erdgas-Mischprodukte zur Erfüllung der DIN 51624 (Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Erdgas- Anforderungen und Prüfverfahren). Diese regelt die Beschaffenheit und die Auszeichnung der Qualitäten von Kraft- und Brennstoffen.

Die Anforderungen der DIN 51624 sind dabei in einigen Punkten strenger als die des DVGW Arbeitsblattes 260, welches die Mindesteinspeisequalität in Gasnetze regelt. Nachfolgend sind die Anforderungen beider Regelwerke gegenübergestellt.



Tabelle 5: Unterschiedliche Anforderungen durch Nutzung als Kraftstoff
(nach [14], [15])

Eigenschaft	DVGW 260	DIN 51624
Methangehalt	abhängig vom def. Brennwert/ Wobbe-Index	min. 80 %
Methanzahl	nicht definiert	min. 70
Gesamtschwefel	30 mg/m ³	10 mg/kg
Partikel	technisch frei	Partikel >10µm sind effektiv aus dem Gas zu entfernen
Summe N ₂ und CO ₂	nicht definiert	15 %
Summengehalt > C ₂ -KW	nicht definiert	8,5 %

Der Hauptunterschied für den motorischen Einsatz ist die Forderung nach einer definierten Methanzahl, um eine Mindestklopfestigkeit zu garantieren. Darüber hinaus sind auch weitere Bestandteile, wie der Schwefelgehalt oder der Partikelgehalt reglementiert.

Für die Praxis bedeutet dies, dass Biogas für den Kraftstoffeinsatz über die Netzqualität hinaus aufbereitet werden muss.

4 Situation in Deutschland

4.1 Technisches Potential

Entscheidend für das Setzen zukünftiger Schwerpunkte ist eine Abschätzung des Potentials von Biomethan. Als Bezug soll das technische Potential, welches bereits limitierende Faktoren, wie die Verfügbarkeit, die Nachhaltigkeit oder technische Einschränkungen berücksichtigt, herangezogen werden. Das Rohstoffpotential sowie das daraus resultierende Biomethanpotential sind in Tabelle 6 dargestellt.

Die vollständige Nutzung der Rohstoffe würde einem maximalen Biomethanpotential von 1.115 Petajoule bzw. 31 Milliarden Kubikmeter entsprechen. Unter Berücksichtigung weiterer Einschränkungen, wie Wirtschaftlichkeit, rechtliche und politische Rahmenbedingungen oder andersartiger Biomassenutzung gilt derzeit eine Nutzung von 10 bis 20 Prozent des technisch verfügbaren Biomethans als realistisch. Die Erreichung des durch die Bundesregierung gesetzten Ziels der Einspeisung von sechs Milliarden Kubikmetern Biomethan im Jahr 2020 setzt eine etwa 20 prozentige Nutzung des errechneten Potentials voraus. Ausgehend von realistischen Anlagengrößen sind dafür rund 160 Bio-SNG-Anlagen (ca. 37,5 Millionen Kubikmeter pro Jahr und Anlage) oder 715 Biogasanlagen (ca. 8,4 Millionen Kubikmeter pro Anlage und Jahr) notwendig [10].



Tabelle 6: Maximales Biomethanpotential in Deutschland 2020 (nach [10])

	Rohstoffpotential [PJ/a]	Biomethanpotential [PJ/a]	
		via Biogas	via Bio-SNG
Holzartige Biomassen	560	-	364
Halmgutartige Biomassen	228	57	74
Feuchte Biomassen	130	130	-
Anbau von Biogassubstraten auf 1 Mio. ha; Frischmasseertrag von 50 t/(ha*a)	180	180	-
Zusätzlicher Anbau von Biogassubstraten auf weiteren 1 Mio. ha; Frischmasseertrag von 50 t/(ha*a)	180	180	-
Anbau von Kurzumtriebsholz auf 1 Mio. ha; Trockenmasseertrag von 10 t/(ha*a)	200	-	130
Summe	1478	547	568

4.2 Nutzung

Zur Bewertung des Potentials muss zwischen reinen Verstromungsanlagen und Anlagen zur Biomethaneinspeisung differenziert werden.

Derzeit werden in Deutschland etwa 95 Prozent des hergestellten Biogases direkt verstromt. Im Jahr 2011 erzeugten rund 7.000 Anlagen Biogas für eine installierte elektrische Leistung von 2.728 MW. Unter der Berücksichtigung einer 75-prozentigen Auslastung und einem durchschnittlichen Wirkungsgrad von 38 Prozent entspricht dies in etwa 8,2 Milliarden Kubikmetern Biogas bzw. etwa 4,7 Milliarden Kubikmetern Biomethan. Als Gründe hierfür sind zum einen die geringeren Qualitätsanforderungen, zum anderen die über langfristige Verträge durch das EEG gesicherten Abnahmegarantien anzuführen.

Die Einspeisung von Biogas erfolgt in Deutschland derzeit durch 55 Anlagen. Diese produzieren 0,27 Milliarden Kubikmeter Biomethan pro Jahr. Nach Schätzungen erhöht sich die Anlagenzahl bis Ende 2013 auf rund 130. Die Einspeisekapazität beläuft sich dann auf rund 0,67 Milliarden Kubikmeter pro Jahr. Ausgehend von den Zielen der Bundesregierung, bis 2020 jährlich sechs Milliarden Kubikmeter Erdgas durch Biogas zu substituieren, müssen 110 neue Anlagen mit der derzeitigen durchschnittlichen Aufbereitungskapazität pro Jahr in Betrieb genommen werden [16].

4.3 Fahrzeuge

Die Anzahl von Erdgasfahrzeugen nimmt in Deutschland stetig zu (vgl. Abbildung 5). Derzeit sind rund 90.000 Fahrzeuge mit Erdgasantrieb zugelassen. Diese Zahl beinhaltet Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge mit mono- und bivalentem Antrieb.

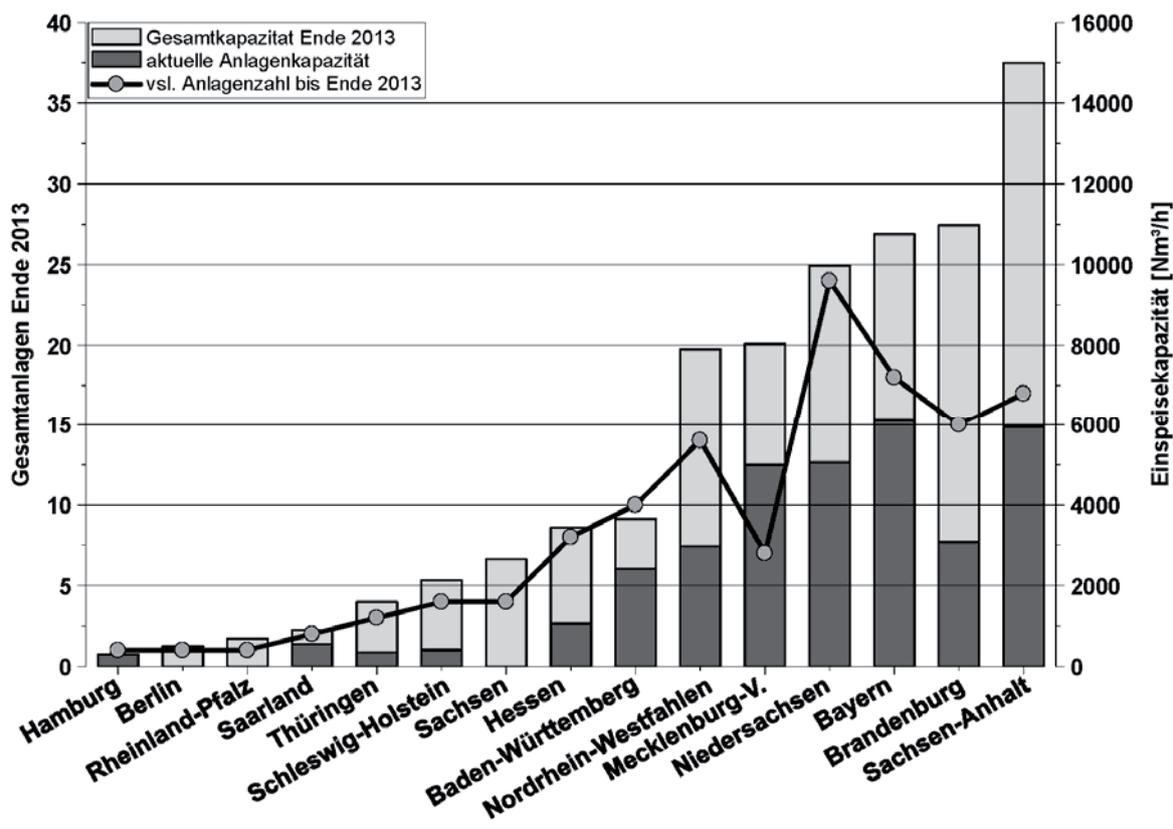


Abbildung 4: Biomethananlagen in Deutschland [17]

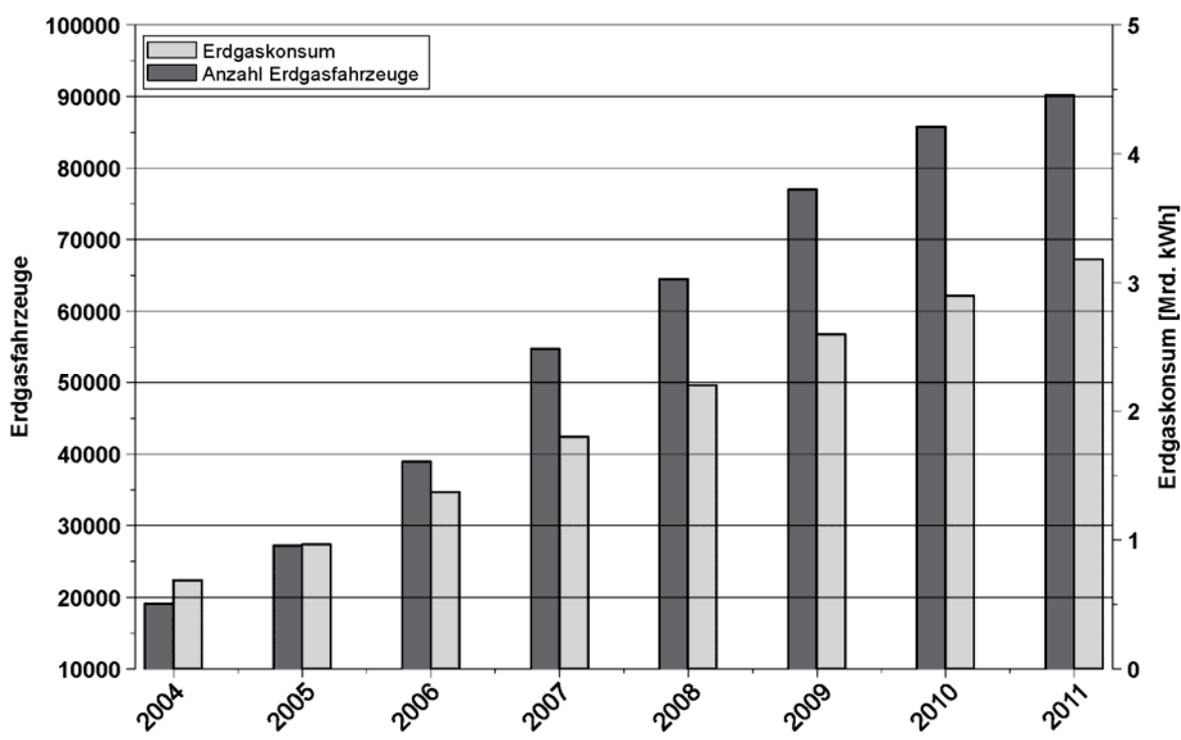


Abbildung 5: Bestand von Erdgasfahrzeugen und deren Erdgaskonsum ([18] und eigene Berechnungen)



Der Erdgaskonsum dieser Fahrzeuge belief sich im Jahr 2011 auf rund 3,2 Milliarden Kilowattstunden. Unter Betrachtung der gesamten Einspeisekapazität deutscher Anlagen können aktuell nur rund 85 Prozent des benötigten Kraftstoffs durch Biomethan bereitgestellt werden.

Unter Betrachtung der Ziele der Bundesregierung können im Jahr 2020 rund 1,7 Millionen Fahrzeuge ausschließlich durch Biomethan angetrieben werden. Diese Zahl erhöht sich entsprechend auf 8,5 Millionen Fahrzeuge, wenn der Biomethananteil im Erdgasnetz 20 Prozent erreicht. Der CO₂-Ausstoß verringert sich dann um 15 Prozent gegenüber fossilem Erdgas.

4.4 Öffentlicher Personennahverkehr (ÖPNV)

Eine zentrale Rolle kann Biomethan im ÖPNV zukommen. Das Potential kann durch folgende Rechnung dargestellt werden:

Der Busliniennahverkehr in Deutschland hat aktuell eine Beförderungsleistung von 39 Milliarden Personenkilometern pro Jahr. Ausgehend von einer durchschnittlichen Auslastung von 50 Prozent und einem Sitzplatzangebot von 42 Plätzen, ergeben sich 1,85 Milliarden Buskilometer pro Jahr. Bei einem durchschnittlichen Verbrauch von 50 Kilogramm Erdgas pro 100 Kilometer liegt der Jahresgesamtverbrauch bei rund 1,1 Milliarden Kubikmetern Erdgas, um den gesamten Omnibus-basierten ÖPNV zu betreiben. Nach derzeitigem Stand können rund 25 Prozent des Kraftstoffbedarfs durch Biomethan bereitgestellt werden. Bereits 2013 kann dieser Anteil auf rund 60 Prozent steigen.

Unter der Berücksichtigung der jeweiligen regionalen Situation ist es gesamten Landkreisen oder Verkehrsverbänden möglich, einen CO₂-neutralen und unabhängigen ÖPNV zu betreiben.

Auch die weiteren skizzierten Vorteile des Gaseinsatzes kommen gerade in Ballungsräumen zum Tragen. Hier muss der Fokus neben dem Kraftstoffverbrauch auch auf Emissions- und Geräuschminimierung gelegt werden. Erste Projekte dieser Art haben international ihre Wirksamkeit bereits unter Beweis gestellt, wie im nächsten Kapitel dargestellt wird.

5 Situation in Europa und weltweit

Die Biogasproduktion lässt in Europa bisher noch keine einheitliche Strategie erkennen (vgl. Abbildung 6).

Während in Deutschland auf Grund des EEGs die Erzeugung aus nachwachsenden Rohstoffen dominiert, wird in Ländern wie Großbritannien, Spanien, Frankreich oder Italien überwiegend Deponiegas genutzt.

Der Absatz von Erdgasfahrzeugen ist weltweit steigend (vgl. Abbildung 7). Dominierend sind die asiatischen und südamerikanischen Märkte. Der Marktanteil von Erdgasfahrzeugen beläuft sich in Argentinien bereits auf 15 Prozent, in Bolivien auf rund 12 Prozent. Vor allem in Nordamerika ist noch deutlicher Nachholbedarf zu erkennen.



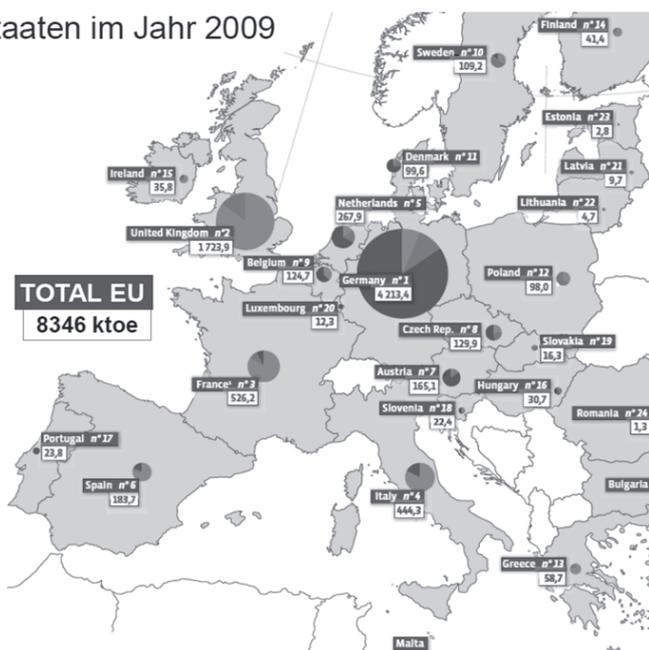
Biogasherstellung

Biogas-Produktion in den EU27-Staaten im Jahr 2009

Biogas-Produktion: 8,3 Mtoe

Benzinverbrauch: 87,0 Mtoe

- Deponiegas
- Gas aus Klärschlamm
- Nachwachsende Rohstoffe



1 Mtoe = 41,868 GJ

Abbildung 6: Biogasherstellung in Europa [19]

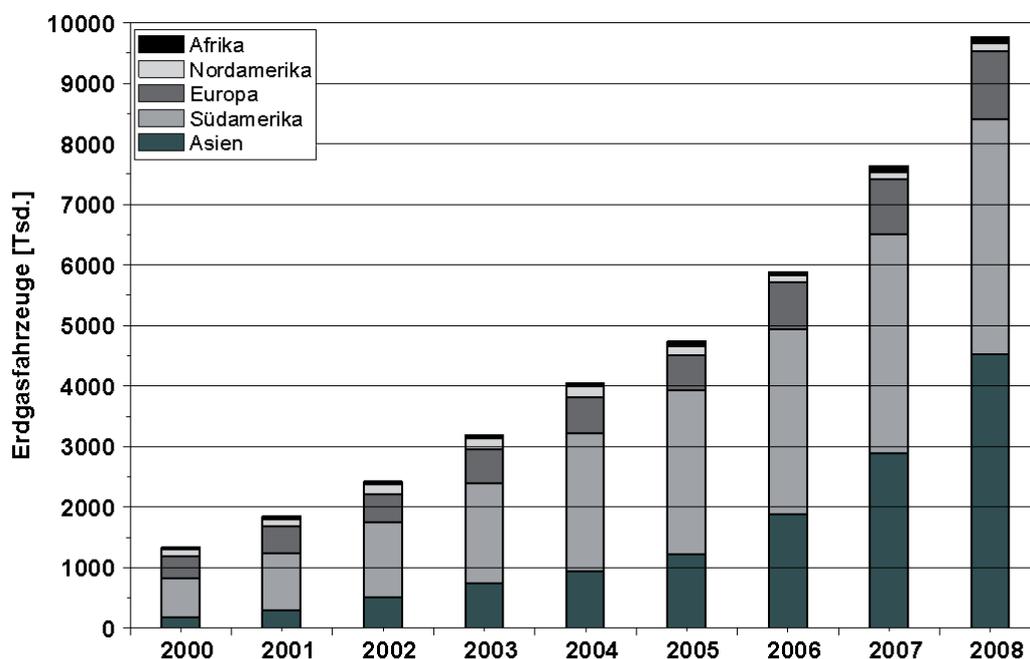


Abbildung 7: Absatz von Erdgasfahrzeugen weltweit (eigene Berechnungen nach [20])

In Europa zeigen verschiedene Projekte die Möglichkeiten von Biogas als Kraftstoff auf. Die schwedische Stadt Linköping nahm im Jahr 1996 eine Biomethananlage in Betrieb, die vornehmlich aus Schlacht- und organischen Industrieabfällen 7,7 Millionen Kubikmeter Biogas bzw. 4,7 Millionen Kubikmeter Biomethan herstellt. Betrieben werden damit 64 Stadtbusse sowie seit 2005 ein Zug. Der Umbau des Zuges von



Diesel auf Biogas stellt zum einen die preisgünstigste Alternative gegenüber Elektrifizierung oder Austausch des Zuges dar, zum anderen konnten die Emissionen von Euro 1 auf Euro 5-Niveau gesenkt werden.

Weitere Projekte zur Biogaserzeugung werden im Rahmen des EU-Projekts „biogasmax“ in verschiedenen europäischen Städten durchgeführt.

Insgesamt ist in den nächsten Jahren, auch unabhängig von politischen Maßnahmen, durch den größeren Absatz von Erdgasfahrzeugen sowie den langfristig steigenden Erdgaspreisen mit einem Anstieg der Biomethannachfrage zu rechnen.

6 Zusammenfassung

Zusammenfassend lassen sich folgende Punkte festhalten:

- Biomethan besitzt die gleichen motorischen Vor- und Nachteile wie Erdgas
- Der Anbauertrag pro Fläche ist bei Biomethan im Vergleich zu anderen alternativen Kraftstoffen maximal
- Bio-Synthesegas macht auch Hölzer nutzbar
- Biogasaufbereitung steht bereits jetzt zur Verfügung
- Erdgasnetze können als Transportnetze genutzt werden
- Die Nutzung von reinem Biogas kann bei entsprechendem Substrat ähnliche CO₂-Reduktionen erreichen wie regenerativ betriebene Elektromobilität
- Biogas als Kraftstoff ermöglicht den Einsatz konventioneller Ottomotoren
- Eine motorische Nutzung von Biogas kann die CH₄-Freisetzung reduzieren
- Die Biomethannutzung im Verkehrssektor ist aktuell noch nicht relevant, wobei jedoch ein Anstieg durch die Möglichkeit der Biokraftstoffquotenübertragung zu erwarten ist
- Der lokale Einsatz im ÖPNV kann Leuchtturmcharakter haben

Biomethan stellt aus technischer und ökologischer Sicht eine Alternative zu fossilem Erdgas dar, sofern die Prozesskette nachhaltig gestaltet ist. Die weitere Verbreitung ist jedoch stark von ökonomischen Aspekten geprägt und muss durch weitere Anreize von staatlicher Seite gefördert werden.

Literatur

- [1] <http://www.clever-tanken.de> (16.01.2012)
- [2] van Basshuysen, R., Schäfer, F.
Lexikon Motorentchnik, Vieweg, Wiesbaden, 2004
- [3] <http://www.erdgas-mobil.de/privatkunden/guenstig/foerderrechner/> (16.01.2012)
- [4] Richtlinie 2003/30/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor



- [5] Gerthsen, T.E. Chemie für den Maschinenbau 2, Universitätsverlag Karlsruhe, 2008.
- [6] Deutsche Energie-Agentur GmbH (Hrsg.) Erdgas und Biomethan im künftigen Kraftstoffmix, 2010.
- [7] Verordnung über den Zugang zu Gasversorgungsnetzen (Gasnetzzugangsverordnung - GasNZV), 2010
- [8] JRC/EUCAR/CONCAWE Well-to-wheel analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context., Report, 2007
- [9] DBFZ (Hrsg.) Erdgassubstitute aus Biomasse für die mobile Anwendung im zukünftigen Energiesystem, Endbericht zum Forschungsvorhaben FZK 22031005, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V., 2009
- [10] Graf, F. und Bajohr, S. Biogas - Erzeugung, Aufbereitung, Einspeisung, Oldenbourg Industrieverlag GmbH, München, 2011.
- [11] Kaltschmitt, M., Hartmann, H. und Hofbauer, H. Energie aus Biomasse, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2009.
- [12] Hoffmann, F. und Urban, W. Evaluierung der Möglichkeiten zur Einspeisung von Biogas in das Erdgasnetz, Institut für Energetik und Umwelt gGmbH, Leipzig, 2005
- [13] Watter, H. Nachhaltige Energiesysteme, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [14] Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V., DVGW G 260, Gasbeschaffenheit, 2008
- [15] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 51624, Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas Anforderungen und Prüfverfahren, 2008
- [16] <http://www.biogasportal.info/biogas-nutzung/biogasnutzung/> (16.01.2012)
- [17] <http://www.biogasportal.info/daten-und-fakten/biogasanlagen/> (16.01.2012)
- [18] Kraftfahrbundesamt (KBA), Zulassungsstatistik, 2004-2011
- [19] EurObserv'ER, Le baromètre du biogaz, 2008
- [20] <http://www.iangv.org/tools-resources/statistics.html> (16.01.2012)





Energiemanagement und Fahrbarkeit – Zielkonflikte im parallelhybriden Nutzfahrzeugantriebsstrang

Martin Ackerl

Kurzfassung

Auch im Nutzfahrzeug nehmen elektrisch-hybride Antriebe nach und nach Einzug. Einerseits bietet diese Art des Antriebsstranges in vielen Einsatzszenarien Verbrauchsvorteile, andererseits wird es möglich sein, mit dieser Technik zukünftige Abgasvorschriften einzuhalten. Gerade im Zulieferverkehr könnte es von Vorteil sein, z. B. eine Fußgängerzone rein elektrisch betrieben zu durchfahren. Die entwickelten hybriden Nutzfahrzeuge, im Besonderen hybride LKW, erweitern die Vielfalt der schon bestehenden Produktvarianten mit Standardantriebsstrang. Um in bestehende Antriebskonzepte integrierbar zu bleiben, handelt dieser Vortrag über ein Parallelhybrid-Nutzfahrzeug, welches einen Elektromotor mit jeweils einer Kupplung zwischen der Verbrennungskraftmaschine und dem Getriebe besitzt. Die Herausforderung liegt nun einerseits in einer modularen Betriebsstrategie, die unterschiedliche Hybridisierungsgrade für unterschiedlichste Einsatzzwecke unterstützt. Andererseits soll sich die Fahrbarkeit eines Hybridfahrzeugs kaum von der eines standardangetriebenen Nutzfahrzeugs unterscheiden.

Durch die Modularisierung der Betriebsstrategie in Energiemanagement und Fahrbarkeit sowie deren Integration in ein bestehendes Antriebskonzept ergeben sich neue Herausforderungen für die Entwicklung. Eine der Herausforderungen für die Fahrbarkeit liegt in der Simulation und Reduzierung der Schwingungen des Antriebsstrangs beim Übergang vom elektrischen in den verbrennungsmotorischen Fahrbetrieb. Es treten Schwingungen im Antriebsstrang durch Schließen der Kupplungen zwischen Elektromotor und Verbrennungsmotor bzw. Getriebe auf, welche sich auf das Fahrzeug und somit auf den Fahrkomfort auswirken. Aber auch beim Hochlauf der Verbrennungskraftmaschine, während des Startvorgangs, lassen sich Torsionschwingungen nicht vermeiden.

Da eben der Startvorgang des Verbrennungsmotors beim Vollhybridfahrzeug während der Fahrt öfter vorkommen kann, gewinnen die erwähnten Problematiken an Bedeutung für Fahrbarkeit und Komfort. Der Beitrag beschäftigt sich mit den Problematiken der Einbindung eines Integrierten Motor-Generators und einer modularen Hybridbetriebsstrategie in eine Standardantriebsstrangarchitektur. Aber auch der Einfluss des hybriden Antriebsstrangs auf den Fahrkomfort wird aufgezeigt. Denn durch das Starten des Verbrennungsmotors mit der elektrischen Antriebsmaschine ergeben sich neue Freiheitsgrade beim Hochlauf und Abstellen der Verbrennungskraftmaschine, welche für den Fahrkomfort von Bedeutung sind. Als Simulationsgrundlage dient eine Co-Simulationsumgebung welche es erlaubt, Kraftstoffverbrauchs- und Antriebsstrangschwingungsaussagen gleichermaßen zu treffen.



1 Einleitung

Die Hybridisierung von Fahrzeugen spielt heute eine große Rolle bei Personenkraftwagen (PKW). Das Konzept von zwei unabhängigen Antriebseinheiten und Energiespeichern birgt aber auch im Nutzfahrzeugsektor Vorteile. Jedoch hat man im Nutzfahrzeug teilweise andere Voraussetzungen und Anforderungen an einen hybriden Antriebsstrang. Aufgrund der Variantenvielfalt und hohen Laufleistungen von Lastkraftwagen (LKW) bleiben auch weiterhin Modularität, Skalierbarkeit und Robustheit unverzichtbare Begleiter in der Entwicklung neuartiger Antriebskonzepte [6] [4].

Die verschiedensten Hybridtopologien sind aus der Literatur [7] bekannt und finden in diversen Serien-PKW Anwendung [4]. Bei elektrohybriden Nutzfahrzeugen (HE-NFZ) ist man noch nicht im selben Stadium der Marktreife wie im PKW-Sektor, da teilweise unterschiedliche Probleme auftreten. Nahezu jedes Nutzfahrzeug dient einem bestimmten Einsatzzweck woraus hohe Variantenvielfalt und kleine Stückzahlen im Verhältnis zum PKW-Markt resultieren. Aus diesem Grund sollte sich die Hybridisierung in den heutigen modularen Antriebsstrang [6] im LKW gut integrieren. Am besten eignet sich für die dadurch entstehende größere Variantenvielfalt der elektrische Parallelhybrid in Form eines sogenannten Integrierten Motor-Generators (IMG). Abhängig vom Einsatzzweck eines entsprechenden Nutzfahrzeuges kann nun der Hybridisierungsgrad („Micro-Hybrid“ bis „Full-Hybrid“ [7]) angepasst werden, um die Gesamtkosten über die Lebensdauer zu minimieren.

Einer der Vorteile von Hybridisierung ist, dass man den Einsatz der Energiewandler kombinieren kann, um somit die Effizienz des Antriebsstrangs zu steigern. Wenn es sich nicht um ein sogenanntes „Plug-in“ System handelt, kommt die gesamte Energie für Antrieb und Versorgung von Nebenaggregaten vom Dieselmotorkraftstoff. Beim Hybridfahrzeug hat man nun die Möglichkeit durch einen zweiten Energiespeicher und zusätzlichen Energiewandler ineffiziente Betriebspunkte des Verbrennungsmotors zu meiden, einerseits durch Lastpunktanhebung oder durch rein elektrisches Fahren (abhängig vom Hybridisierungsgrad). Andererseits kann der Parallelhybrid das Fahrzeug ohne Wirkungsgradeinbußen durch mehrmaliges Energiewandeln über den mechanischen Antriebsstrang antreiben, im Gegensatz zum seriellen Hybrid oder leistungsverzweigten Hybrid. Doch diese Topologie bringt auch Nachteile mit sich, wie etwa dass auf Kupplungen nicht verzichtet werden kann. An- und Abkoppelvorgänge sind eine Herausforderung an die Regelungstechnik und Applikation hinsichtlich Fahrbarkeit. Dies ist ein Teil des Forschungsthemas.

Die am Markt befindlichen Hybridnutzfahrzeuge sind oftmals auf einen bestimmten Einsatzzweck beschränkt und dafür angepasst. Aus diesem Grund ist auch die Betriebsstrategie eines hybriden Nutzfahrzeugs auf seinen Einsatzzweck hin entwickelt. In diesem Beitrag wird darum auch auf die modulare Betriebsstrategie eingegangen, um möglichst viele Softwaremodule für diverse Hybridisierungsgrade und leichte Abwandlungen des Parallelhybriden Antriebsstrangs (z.B. kombinierter Hybrid) im Nutzfahrzeug wieder verwerten zu können. Dies ist aufgrund der eher geringen Stückzahlen nötig, um hohe Softwareentwicklungskosten zu vermeiden.



2 Betriebsstrategie

Um die Modularität eines Nutzfahrzeugantriebsstrangs beizubehalten, ist es nötig die Software der einzelnen Komponentensteuergeräte nicht zu verändern. Ein eigenes Steuergerät, auf dem die Betriebsstrategie implementiert und in die Kommunikationsstruktur des Fahrzeugs (z.B. CAN-Bus) integriert wird, ist daher zielführend. Abbildung 1 zeigt den schichtweisen Aufbau der Software der Hybrid Control Unit (HCU).

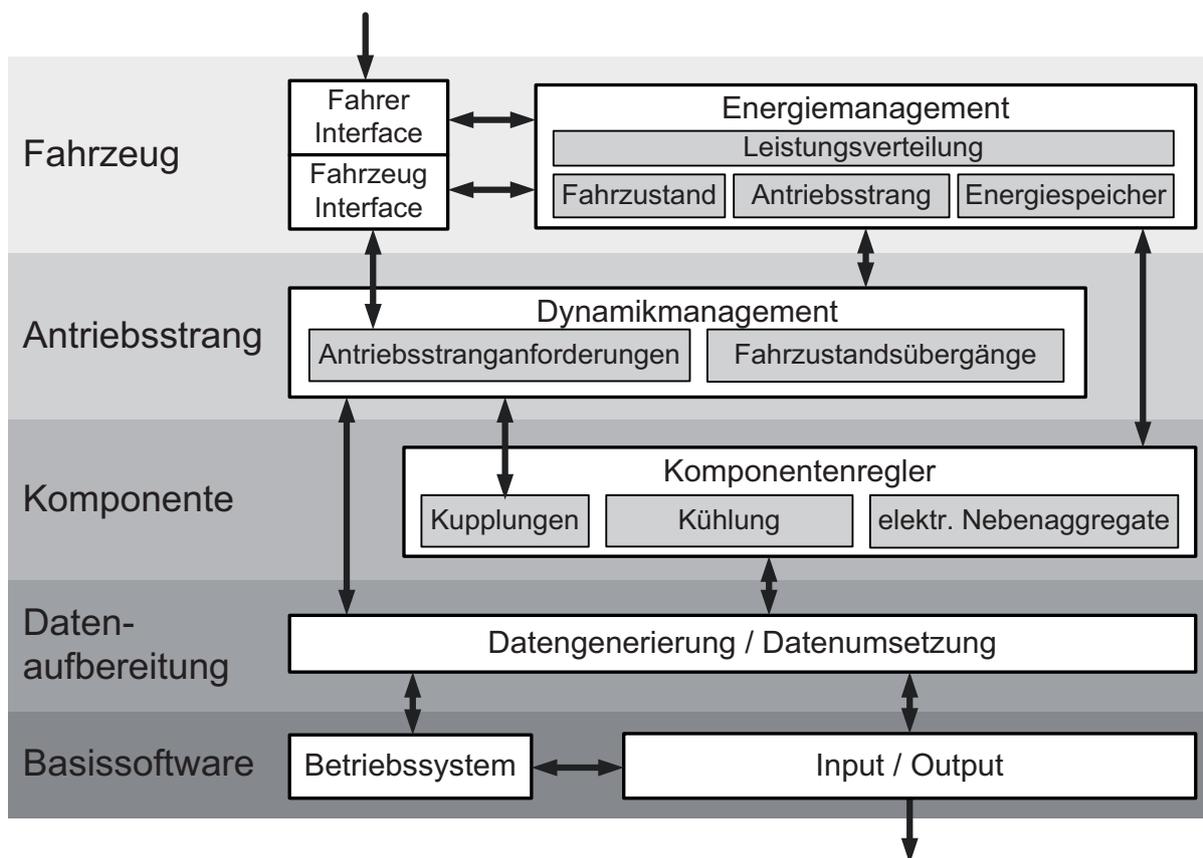


Abbildung 1: Software-Struktur der HCU

Die Forschungsarbeit beschäftigt sich mit den oberen beiden Schichten, dem Energiemanagement und dem Dynamikmanagement. Das Energiemanagement hat die Aufgabe den Kraftstoffverbrauch unter gegebenen Randbedingungen zu minimieren. Das Dynamikmanagement regelt die Übergänge zwischen den Fahrzuständen und ist somit hauptsächlich für die Fahrbarkeit zuständig. Diese beiden Softwareblöcke können aber nicht ganz unabhängig voneinander betrachtet werden, da das Energiemanagement auch Einfluss auf die Fahrbarkeit hat und umgekehrt das Dynamikmanagement auf den Kraftstoffverbrauch wirkt.

Die weiteren Blöcke in Abbildung 1 werden zur vollständigen Erklärung der Softwarestruktur beschrieben. Das Fahrerinterface hat die Aufgabe der Auswertung von Fahrereingaben, was die Umsetzung der Fahrpedalstellung in eine Leistungsanforderung beinhaltet. Das Fahrzeuginterface stellt die Schnittstelle zu den Kommunikationsbussystemen (z.B. CAN-Bus) dar und priorisiert die Anforderungen (z.B. Fahrdynamikregelungssysteme, Getriebesynchronisation, usw.).



Die direkte Verbindung zwischen Fahrzeuginterface und Antriebsstranganforderungen im Dynamikmanagement hat den Zweck, eventuelle Eingriffe für Fahrdynamikregelung oder Getriebesynchronisation ohne den Umweg über das Energiemanagement zu bewerkstelligen, da diese Anforderungen schnellstmöglich umgesetzt werden sollten. Aufgrund mehrerer Antriebseinheiten eines Hybridfahrzeugs können Anforderungen von diversen Steuergeräten nicht mehr direkt auf die Regler der Antriebskomponenten gesendet werden, da nur das Dynamikmanagement über die Information verfügt, welche Traktionsmaschine tatsächlich im Einsatz ist um die Vorgaben zu erfüllen.

Die dritte Schicht in *Abbildung 1* stellt die Komponentenebene dar welche die Komponentenregler beinhaltet. Ein Hybridfahrzeug benötigt zusätzliche Komponenten für die Temperierung der Leistungselektronik, der elektrischen Traktionsmaschine, Antriebe von Nebenaggregaten sowie der Batterie. Aufgrund der verschiedenen Temperaturniveaus der elektrischen Komponenten sind mehrere Kühlkreisläufe nötig [1]. Für solche Aktuatoren, für die kein eigenes Steuergerät nötig ist und die nur bei Hybridfahrzeugen Einsatz finden, wie z.B. Kühlmittelpumpen, zusätzliche Kupplungen, Lüfter und Ventile, ist es sinnvoll die Komponentenregler auf der HCU zu implementieren.

Die unteren beiden Schichten in *Abbildung 1* zählen zur Plattformsoftware und dienen dem Betrieb des Steuergeräts sowie der Kommunikation mit anderen Busteilnehmern (z.B. CAN-Bus) oder Ansteuerung von Aktuatoren (Leistungsausgänge am Steuergerät). Nähere Beschreibungen dieser Implementationsschichten befinden sich in [10].

3 Simulationsumgebung

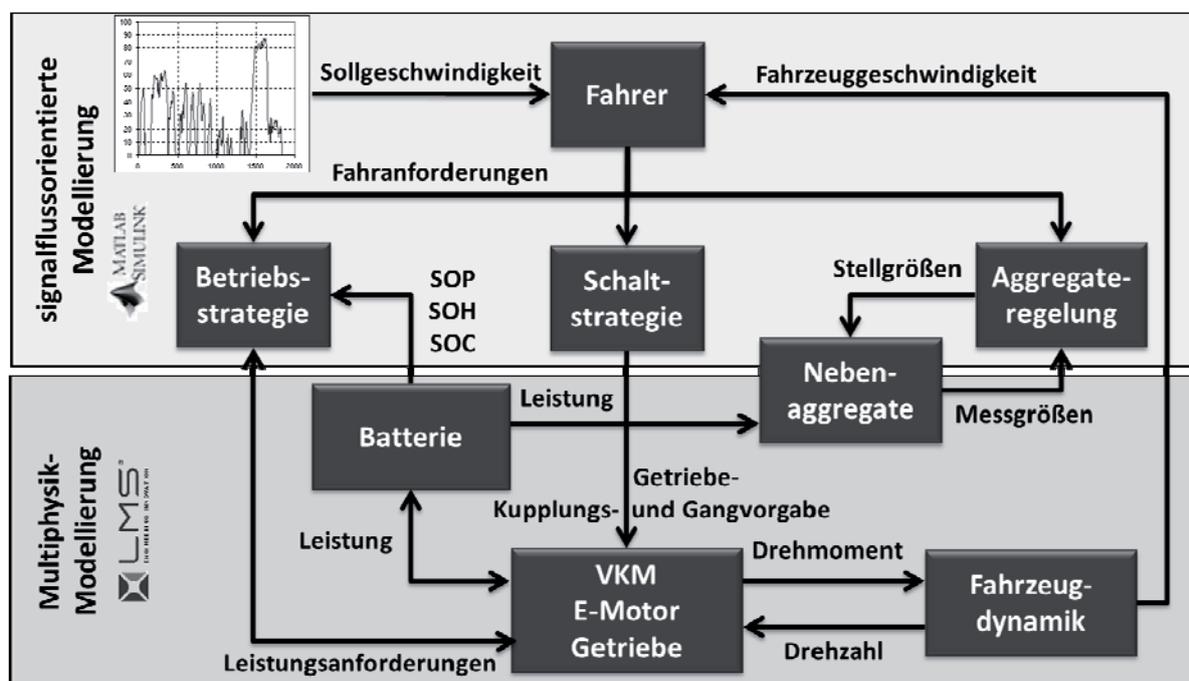


Abbildung 2: Co-Simulationsumgebung



Um die Betriebsstrategie und die Auswirkungen auf ein Fahrzeugmodell in einer Simulation darstellen zu können, wurde eine Co-Simulationsumgebung aufgebaut. Die signalflussorientierte Modellierung des Energiemanagements, des Dynamikmanagements sowie diverse Komponentenregler fand in MATLAB Simulink statt. Mit Komponentenregler sind nicht nur die in Abbildung 1 auf der HCU dargestellten Regler gemeint, sondern auch einfache Nachbildung von Funktion diverser Antriebsstrangsteuergeräte. Das Fahrzeugmodell sowie das Antriebsstrangmodell ist in einer Multi-Physik-Umgebung (LMS Imagine.Lab AMESim) aufgebaut, um mechanische und elektrische Fahrzeugkomponenten sowie einfache Mehrkörperdynamik (siehe Abbildung 4) darstellen zu können. Abbildung 3 zeigt eine schematische Darstellung der Co-Simulation mit MATLAB Simulink als Simulationsmaster. Diese Co-Simulationsumgebung bietet somit die Möglichkeit, Wechselwirkungen zwischen Betriebsstrategie und Fahrzeugverhalten darzustellen.

Durch die Trennung von Energiemanagement und Dynamikmanagement in der Softwarestruktur entstehen zwar Vorteile, wie etwa modulare Software, jedoch können sie nicht ganz unabhängig voneinander betrachtet werden. Einerseits hat das Dynamikmanagement Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, da Fahrzustände nicht beliebig schnell gewechselt werden können und andererseits ist es für den Fahrer nicht komfortabel wenn die Fahrzustände, aufgrund minimalen Kraftstoffverbrauchs, in sehr kurzen Abständen gewechselt werden. Somit ist auch zu berücksichtigen, dass das Energiemanagement die Fahrzustände nicht schneller wechselt als das Dynamikmanagement den Übergang durchführen kann. Zur Untersuchung der erwähnten Phänomene dient die Co-Simulation als wirksames Werkzeug.

4 Modulares Energiemanagement

Aufgrund des zweckgebundenen Einsatzes und somit der dadurch entstehenden Variantenvielfalt von Nutzfahrzeugen ergeben sich auch an das Energiemanagement die Anforderungen der Modularität und zielgerichteten Parametrisierbarkeit. Verschiedene Fahranforderungen erfordern verschiedene Hybridisierungsgrade von HE-NFZ, was die Variantenvielfalt weiter erhöht. Abhängig vom Hybridisierungsgrad können Fahrzeuge bestimmte Funktionalitäten, wie sie in der Tabelle 1 (in Anlehnung an [7]) ersichtlich sind, erfüllen.

Tabelle 1: Einteilung von Hybridisierungsgraden und deren Funktionalitäten

	Funktionalität
Micro-Hybrid	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stopp • Eingeschränkte Rekuperation
Mild-Hybrid	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stopp • Rekuperation • Boosten • Generatorbetrieb • Eingeschränktes E-Fahren bei niedrigen Geschwindigkeiten (Rangieren)
Full-Hybrid (Plug-In-Hybrid)	<ul style="list-style-type: none"> • Start/Stopp • Rekuperation • Boosten • Generatorbetrieb • E-Fahren für kurze Reichweiten • (Ext. Nachladung)



Tabelle 1 stellt nicht die gesamte Information aus [7] dar, da diese Daten nur teilweise für HE-NFZ gültig sind bzw. nicht vollständig von PKWs auf LKWs übertragen werden können (z.B. ist die Bordspannung eines LKWs 24V).

Um das Energiemanagement modular gestalten zu können, ist es sinnvoll sich auf einen „kleinsten gemeinsamen Nenner“ festzulegen. In diesem Fall sind es die Funktionalitäten, welche in der weiteren Folge als Fahrzustände bezeichnet werden. Je nach Einsatzzweck eines Nutzfahrzeugs müssen verschiedene Fahrzustände möglich sein, was sich wiederum auf den Hybridisierungsgrad auswirkt. Jedoch unterliegt jeder der Fahrzustände bestimmten Beschränkungen, die einerseits von Seiten des Antriebsstrangs, andererseits vom Einsatzzweck des HE-NFZs stammen können. Als Beispiel für eine Antriebsstrangbegrenzung seien das maximal übertragbare Drehmoment einer Kupplung oder der Ladezustand der Batterie erwähnt. Für ein Stadtlieferfahrzeug könnte z.B. die Maximalgeschwindigkeit für elektrisches Fahren begrenzend sein, unter der Voraussetzung, dass der Hybridisierungsgrad und die Leistungsfähigkeit der Batterie elektrisches Fahren zulässt.

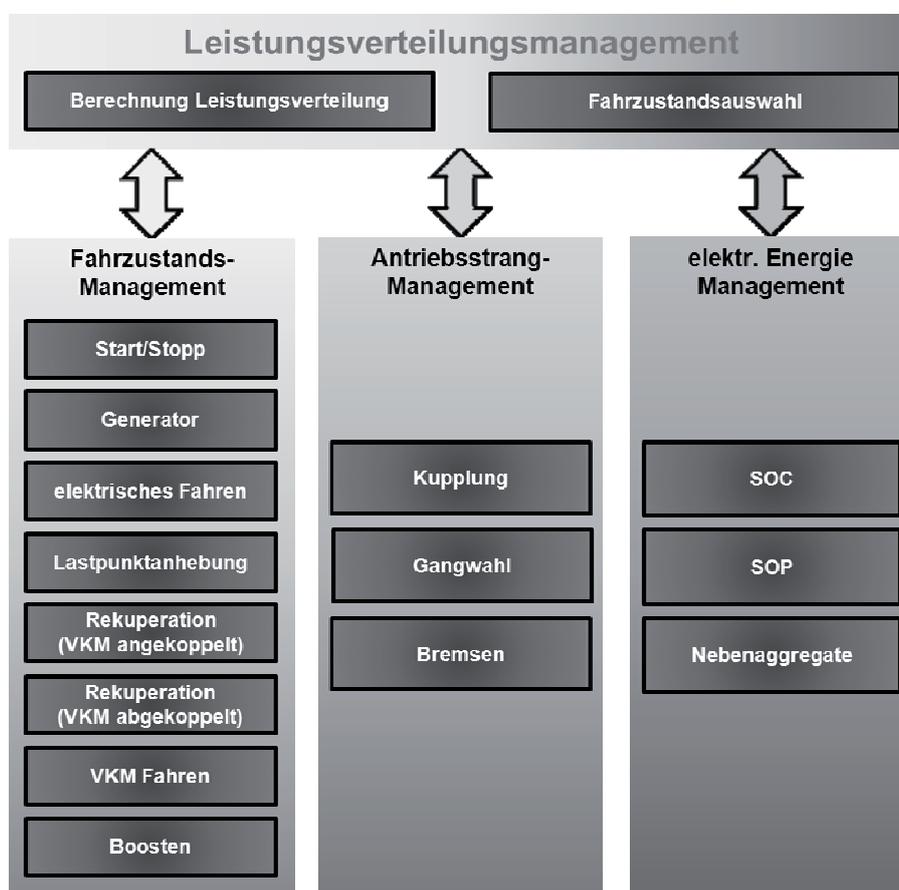


Abbildung 3: Energiemanagement

Abbildung 3 zeigt eine mögliche Implementierungsstruktur des Energiemanagements für ein Parallel-Vollhybridfahrzeug. Die Unterteilung in vier Untergruppen (Fahrzustand-Management, Antriebsstrang-Management, elektr. Energie-Management, Leistungsverteilung-Management) dient der Gliederung der Funktionen. Dies unterstützt die Übersichtlichkeit, um aufzuzeigen, welche Funktionen auf welche Fahrzeugbaugruppen Zugriff ausüben. Im Folgenden werden die Aufgaben der vier Teilstrukturen des Energiemanagements kurz beschrieben.



4.1 Leistungsverteilungsmanagement

Als zentrale Funktion dient das Leistungsverteilungsmanagement zur Berechnung des Leistungsverteilungsfaktors u (implizite Definition in (7)). Nach [5] gibt es unterschiedliche Methoden zur Ermittlung der Leistungsverteilung (Heuristische Strategien [8], Modellprädiktive Regelungen [3] uvm.). Er gibt an, wie hoch der Beitrag der Elektromotorleistung P_{emot} zur geforderten Leistung P_{req} sein soll um das Fahrzeug effizient zu betreiben. Zu erwähnen sei noch, dass der motorische Betrieb mit positivem und der generatorische Betrieb mit negativem Vorzeichen dargestellt werden. Um vom kontinuierlichen Leistungsverteilungsfaktor auf diskrete Fahrzustände umzurechnen, wird die Konvention in Tabelle 2 eingeführt, welche die Modularität unterstützt. Ebenfalls enthält das Leistungsverteilungsmanagement eine Logik die über den einzunehmenden Fahrzustand entscheidet. Diese ist nötig, da im Betrieb aufgrund von Beschränkungen nicht immer die optimale Leistungsverteilung eingenommen werden kann. Auf Basis der errechneten Leistungsverteilung und Beschränkungen entscheidet die Fahrzustandsauswahl den einzunehmenden Fahrzustand.

$$P_{emot} = P_{req} \cdot u \cdot \text{sgn}(P_{req}) \quad (7)$$

Der Leistungsverteilungsfaktor basiert im Simulationsmodell auf einer heuristischen Strategie, welche den Antriebsstrangwirkungsgrad, abhängig von der aktuellen Drehmomentanforderung und Drehzahl, maximiert. Dieser Ansatz wurde gewählt, da die Betriebsstrategie in einem Prototypenfahrzeug eingesetzt wird, zur Gewährleistung von Robustheit und einfacher Parametrierung sowie Applizierung. Nach [2] bringt diese Betriebsstrategie eine Kraftstoffersparnis von 11% bis 16%, je nach Fahrzyklus und Beladung.

4.2 Fahrzustandsmanagement

In Abbildung 3 zeigt die Gruppe Fahrzustandsmanagement mehr als die erwähnten fünf diskreten Fahrzustände (Tabelle 2). Diese zusätzlichen Fahrzustände und deren Beschränkungen bilden einen wichtigen Teil einer modularen Betriebsstrategie. Durch Beschränkungen, die sich z.B. aus Sicherheitsgründen oder Fahrbarkeit ergeben können, entstehen mehrere Fahrzustände im selben Wertebereich des Leistungsverteilungsfaktors (Tabelle 2). Als Beispiel sei der Generatorbetrieb erwähnt, der eine Form der Lastpunktanhebung darstellt, jedoch nur im Stillstand und bei Neutralstellung des automatisierten Schaltgetriebes (ASG) eingenommen werden darf.

Die Leistungsanforderungen für die Energiewandler stellt ebenfalls das Fahrzustandsmanagement für den entsprechend gewählten Fahrzustand bereit. Dabei müssen Beschränkungen der maximalen und minimalen Antriebsleistungen, des elektrischen Energiespeichers, der Antriebsstrangelemente (z.B. Kupplungen, Getriebe, usw.) sowie Fahrereingaben, (z.B. Motorstaubremse- oder Retarderbetätigung) usw. Beachtung finden. Dadurch und auch durch Optimierung des Energieverbrauchs können sich die Leistungsanforderungen an die Energiewandler schlagartig ändern. Dies ist aber im realen Fahrzeug nicht möglich und bringt das Dynamikmanagement und Fahrbarkeit (Kap. 5) ins Spiel.



Tabelle 2: Zuweisung kontinuierlicher Leistungsverteilung auf diskrete Fahrzustände

$u = 1$	elektrisches Fahren
$0 < u < 1$	Boosten
$u = 0$	verbrennungsmotorischer Betrieb
$-1 < u < 0$	Lastpunktanhebung
$u = -1$	Rekuperation

4.3 Elektrisches Energiemanagement

Für alle Fahrzustände mit Ausnahme des VKM-Fahrens und zur Berechnung der Leistungsverteilung ist der Zustand der Batterie eine wichtige Eingangsgröße zur Erfüllung des Fahrerwunsches. Die entsprechenden Größen werden im elektrischen Energiemanagement aufbereitet. Da die Leistungsfähigkeit des Energiespeichersystems (ESS) von sehr vielen Faktoren, wie State of Charge (SOC), State of Health (SOH), State of Power (SOP) und Temperatur abhängt, wurde dafür eine eigene Gruppierung eingeführt. Höchste Priorität für die Energieversorgung haben jedoch die elektrisch betriebenen Nebenaggregate, die für die Aufrechterhaltung eines sicheren Fahrbetriebs sorgen, z.B. Lenkunterstützung und Luftkompressor. Ebenso müssen SOC/SOP-Reserven im ESS für den Start der VKM zurückgestellt werden, um ein Entladen unterhalb des erlaubten SOC-Bereichs zu vermeiden.

4.4 Antriebsstrangmanagement

Um auf Einflüsse des Antriebsstrangs reagieren zu können, gibt es die Säule des Antriebsstrangmanagements. Einerseits errechnet es Steuersignale für Antriebsstrangkomponenten entsprechend dem aktuellen Fahrzustand, andererseits ist es auch zuständig für die Berechnung von rekuperierbarer Leistung im Verzögerungsfall. Aufgrund mehrerer Bremssysteme in einem LKW müssen verschiedene Rekuperationsstrategien in Betracht gezogen werden. Jedoch wird ein direkter Eingriff der Betriebsstrategie auf das Betriebsbremssystem aus Sicherheitsgründen unterlassen, sondern das errechnete Rekuperationspotential dem Bremssteuergerät zur Verfügung gestellt. Falls das Bremssteuergerät entscheidet, einen Teil oder das ganze Rekuperationspotential zu nutzen, findet es als Anforderung über das Fahrzeuginterface (*Abbildung 1*) Eingang.

5 Dynamikmanagement und Fahrbarkeit

Da das HE-NFZ aus Sicht dieser Arbeit nur eine zusätzliche Variante einer Nutzfahrzeugalette darstellt, ist es zielführend den Entwicklungs- und Adaptionaufwand in Grenzen zu halten. Da beim Nutzfahrzeug Motor- und Getriebekombinationen nahezu beliebig darstellbar sind, wäre es zu aufwendig Motorsteuerung und Schaltstrategie für Hybridvarianten neu zu entwickeln. Somit soll sich der zusätzliche elektrische Antrieb eines HE-NFZs nahezu nahtlos in bestehende Antriebskonfigurationen einfügen. Das bedeutet einerseits keine Änderungen in erprobter Steuergerätesoftware sowie keine Verschlechterungen hinsichtlich Fahrbarkeit im Vergleich zum konventionellen Antriebsstrang.



Bei einem Vollhybridfahrzeug hat man die Möglichkeit kurze Strecken rein elektrisch zu fahren, muss aber eventuell während der Fahrt die VKM starten. Im Folgenden wird speziell der Ankoppelvorgang der VKM während der Fahrt betrachtet, welcher ein ausschlaggebender Faktor für die Fahrbarkeit eines parallel-HE-NFZs ist. Dabei ist das Ziel die VKM mit dem Elektromotor durch Schließen der Kupplung K2 (siehe Abbildung 4) auf Startdrehzahl hoch zu schleppen, zu starten und Drehzahlgleichheit zwischen VKM und Elektromotor herzustellen. Dieses Szenario kann entweder im Zug-/Schubbetrieb oder während der Zugkraftunterbrechung durch die Schaltkupplung (K1 in Abbildung 4) beim Gangwechsel stattfinden. Jedoch muss man bei der letzteren Version berücksichtigen, dass während der Zugkraftunterbrechung Synchronisationsanforderungen des ASGs erfüllt werden müssen. Dabei darf keine zusätzliche Verzögerung während der Zugkraftunterbrechung eintreten, da das Getriebe die Schaltdrehzahl ohne Berücksichtigung des Startvorgangs der VKM durch den E-Motor berechnet. Bei zu langer Zugkraftunterbrechung oder nichtsynchrone Kuppeldrehzahl könnte das Fahrzeug ungewollt zum Stillstand kommen.

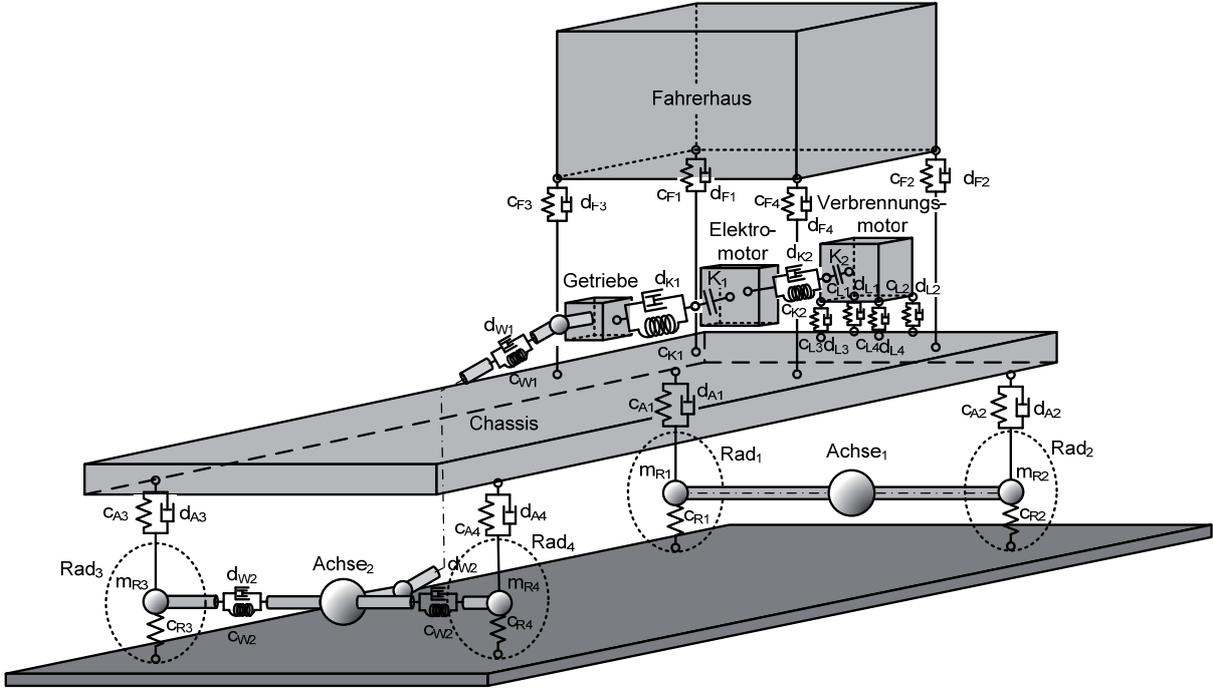


Abbildung 4: Multiphysik-Schwingungsmodell

Für die Bewertung der Fahrbarkeit wird der Vergleich zwischen Messdaten des Fahrzeugchassis-Längsrucks während eines Schaltvorgangs im Standardantriebsstrang und des simulierten Längsrucks γ_x (zeitliche Ableitung der Längsbeschleunigung a_x , siehe (8)) herangezogen.

$$\gamma_x = \frac{da_x}{dt} \tag{8}$$

Weitere komfortrelevante Größen, wie etwa Vertikalbeschleunigung, Nickgeschwindigkeit und Wankgeschwindigkeit werden erst in weiterführenden Untersuchungen betrachtet. Da das Fahrerhaus des LKWs ebenfalls eine eigene, hauptsächlich verti-

kal wirkende Federung und Dämpfung besitzt (Abbildung 4), ist es zielführend die Beschleunigungen und Rucke am Fahrersitzplatz zu simulieren. Jedoch ist das in dieser Arbeit noch nicht möglich, da Messdaten bzw. Vergleichsdaten zur Abstimmung der Fahrerhauslagerung des Simulationsmodells fehlen. Vorerst wird angenommen, dass ähnliche Aufbaubeschleunigungen und -rucke zwischen Mess- und Simulationsdaten eine ähnliche Fahrbarkeit des Hybridfahrzeugs bewirken. Der Längsruck als Komfortgröße ist ebenfalls in manchen Fahrerassistenzsystemen beschränkt, wie etwa beim Adaptive Cruise Control (ACC) mit 5 m/s^3 bei niedrigen Geschwindigkeiten [11].

Als Referenz für den Längsruck wird ein Schaltvorgang vom 6. Gang auf den 8. Gang bei einer gemessenen Vollastbeschleunigung herangezogen. Dieser Schaltvorgang findet bei niedriger Geschwindigkeit (ca. 30 km/h) statt, da elektrisches Fahren auch hauptsächlich in diesem Geschwindigkeitsbereich auftritt.

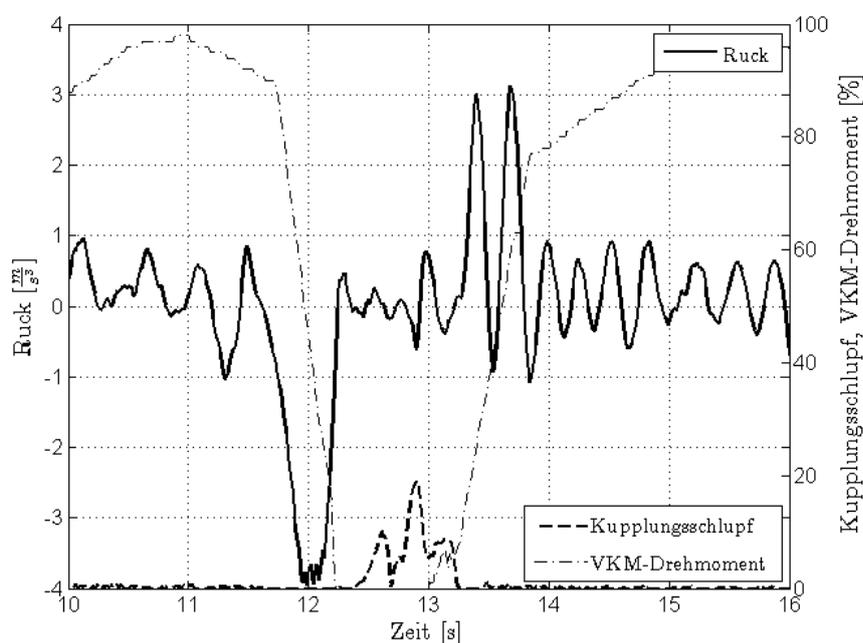


Abbildung 5: Gemessener Längsruck beim Schaltvorgang

Abbildung 5 zeigt den Ruckverlauf des erwähnten Schaltvorgangs, wobei der größte Ausschlag für den Aufsattelvorgang eine untergeordnete Rolle spielt. Dieser hohe negative Ruck entsteht durch die abrupte Rücknahme des Verbrennungsmotormoments bei der Momentenfreistellung des Antriebsstrangs. Für den Ankoppelvorgang der VKM durch den Elektromotor spielen die positiven Ausschläge des Rucks beim Beaufschlagen des Synchronisierungsmoments und beim Schließen der Kupplung (Kupplungsschlupf geht gegen null) eine wesentliche Rolle. Dieser Längsruck ist bei Schaltvorgängen mit niedrigen Geschwindigkeiten (bis 50 km/h) relativ konstant bei ca. 3 m/s^3 in der vermessenen Fahrzeugkonfiguration.

Die derzeitige VKM-Steuergerätesoftware erwartet den Fahrerwunsch als Drehmomentvorgabe. Ebenso gilt dies für die Ansteuerung des E-Motors bzw. Traktionsumrichters, wodurch es zielführend ist, die Anforderungen an die Energiewandler als Drehmomentvorgaben im Dynamikmanagement zu realisieren. Nur während des Ankoppelvorgangs wird auf Drehzahlregelung des Elektromotors umge-



schaltet, wobei die zu regelnde Drehzahl ω durch den Fahrerwunsch über ein einfaches Fahrzeuggängsdynamikmodell (9) errechnet wird.

$$\left(m_{ges} \cdot r_{dyn}^2 + I_{AS}\right) \cdot \dot{\omega} = M_A - M_W \quad (9)$$

Die Fahrzeuggesamtmasse m_{ges} , die Antriebsstrangträgheit I_{AS} (welches sich mit der Getriebeübersetzung ändert) und der dynamische Reifenradius r_{dyn} müssen parametrisiert werden. Das Widerstandmoment M_W wird während der Fahrt mit Drehmomentsteuerung abgeschätzt und während der Drehzahlregelung als konstant angenommen. Das Antriebsmoment M_A ergibt sich aus der Fahrpedalstellung und den aktuellen Getriebeübersetzungen.

5.1 Ankoppelvorgang mit Zugkraftunterbrechung

Ziel ist es nun, den Längsruck, beim Ankoppeln der VKM im selben Bereich wie bei einem Schaltvorgang zu halten oder es in der Zeit zwischen dem Eintreten der Zugkraftunterbrechung und dem Aufbringen des Synchronisationsmoments (in Sekunde 13, Abbildung 5) zu erledigen. Variante zwei ist sicher die komfortablere Möglichkeit, da der Antriebsstrang zum Chassis nur über die Motorlagerung (siehe Abbildung 4) gekoppelt ist. Jedoch ist die Zeit für den Ankoppelvorgang sehr kurz (ca. eine Sekunde) was eine sehr präzise Abstimmung und hohe Regelgeschwindigkeiten der beiden Antriebseinheiten sowie der Kupplungsaktuatoren erfordert. D.h. die Drehzahlen beim Schließen der Schaltkupplung sollen nahezu synchron sein, was sich ansonsten mit einem hohen Längsruck äußert (Abbildung 6).

Die Zugkraftunterbrechung in Abbildung 6 findet ihren Anfang bei ca. 10,5 s und endet bei ca. 11,4 s durch das Öffnen und Schließen der Kupplung K1. Sofort nach der Zugkraftunterbrechung muss die Kupplung K2 geschlossen werden um die VKM hochzuschleppen. Nach dem Startvorgang der VKM versuchen E-Motor und VKM ihre Drehzahl mit der Getriebeeingangsdrehzahl zu synchronisieren. Wenn die Kupplungen K1 oder K2 zu früh schließen, entstehen unkomfortable Längsrucke.

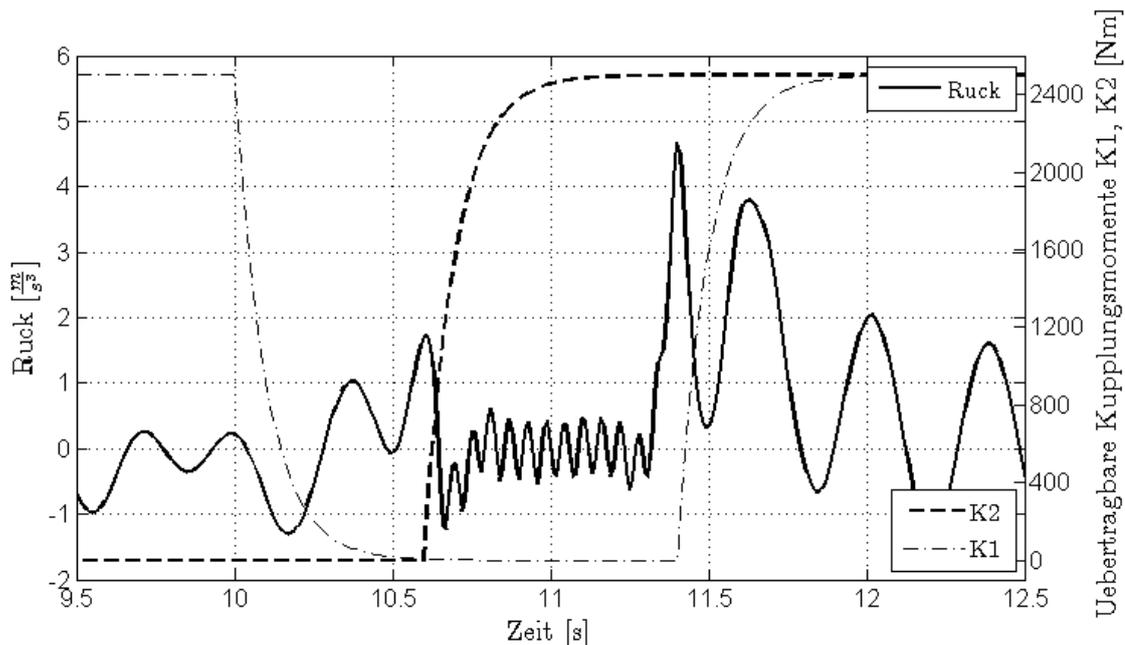


Abbildung 6: Simulierter Längsruck beim Ankoppelvorgang mit Zugkraftunterbrechung

Der in Abbildung 6 gezeigte Ankoppelvorgang hat einen hohen Ruck während des Schließvorgangs der Kupplung K1. Dieser entsteht durch die zu niedrige Kupplungseingangsdrehzahl im Verhältnis zur Getriebeeingangsdrehzahl nach dem Schaltvorgang. Die Dynamik der Aktuatoren unter der zusätzlichen Last des Hochschleppvorgangs lässt es nicht zu, Drehzahlsynchronität in der kurzen Zeit der Zugkraftunterbrechung herzustellen. Dieser Ruckausschlag ist nicht übermäßig groß, jedoch sind die nachfolgenden Ruckschwingungen kritisch zu betrachten. Je nach Getriebesteuerung müssen diese hohen Längsrucke nicht auftreten, wenn die Synchronisierung abgewartet wird und eventuell der darauffolgende Gang neu berechnet wird. Das kann bedeuten, dass der berechnete Gangsprung von 6 auf 8 verworfen und stattdessen auf den 7. Gang geschaltet wird.

Da es kein Signal vom Getriebe gibt, ob und wann der nächste Gangwechsel bevorsteht, ist der genaue Schaltzeitpunkt nicht bekannt. Falls das Getriebe länger nicht schaltet, kann es im elektrischen Fahrbetrieb zu einer zu tiefen Entladung des elektrischen Energiespeichers kommen. Abhilfe könnte eine von der Hybridbetriebsstrategie initiierte Schaltung sein. Da ein so ausgelöster Gangwechsel Effizienz- und Komforteinbußen mit sich bringen kann, wurde die nachfolgende Ankoppelstrategie ebenfalls untersucht.

5.2 Ankoppelvorgang ohne Zugkraftunterbrechung

Ein Ankoppelvorgang ohne Zugkraftunterbrechung erfordert eine genaue Abstimmung zwischen dem Anstieg des VKM-Moments, dem Schließverlauf der Kupplung K2 und der Regelungsgeschwindigkeit des Elektromotordrehmoments. Jedoch variieren die abzustimmenden Parameter in Abhängigkeit von der Gesamtfahrzeugmasse, um einen gleichbleibenden Längsruck zu erzielen (Abbildung 7 zeigt Längsruck bei gleicher Parametrisierung). Dem wird durch eine Parameteranpassung im Dynamikmanagement in Abhängigkeit der Beladung des Fahrzeugs Rechnung getragen.

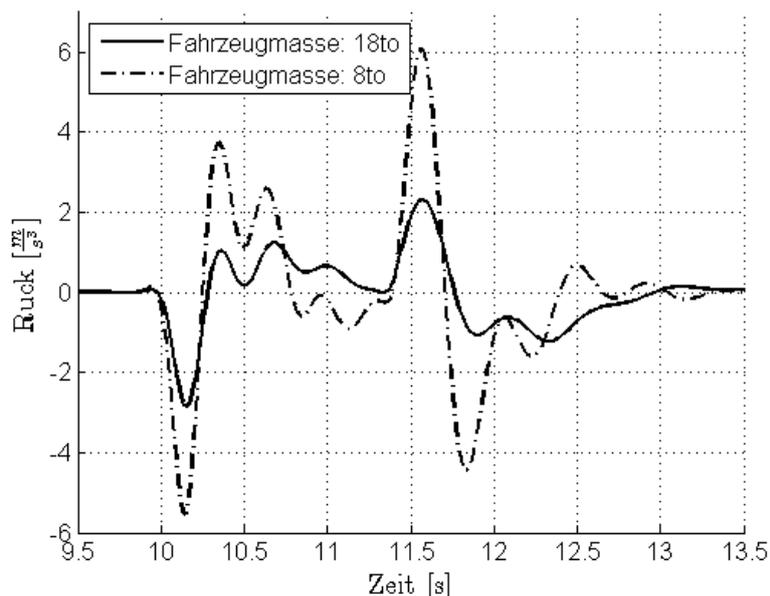


Abbildung 7: Simulierter Längsruckvergleich bei unterschiedlichen Fahrzeugmassen ohne Zugkraftunterbrechung

Abbildung 8 zeigt einen Ankoppelvorgang bei konstanter Geschwindigkeit, wobei der Elektromotor drehzahl geregelt und die VKM drehmomentgesteuert ist. Der Ankoppelvorgang beginnt bei 10 s und wird in zwei Schritten absolviert. Zuerst wird die Kupplung bis zu einem vorgegebenen Reibmoment angestellt bis ungefähr Drehzahlgleichheit hergestellt ist und anschließend vollständig geschlossen. Diese beiden Stufen des Schließvorgangs spiegeln sich im Minimum und Maximum des Ruckverlaufs wider (Abbildung 8).

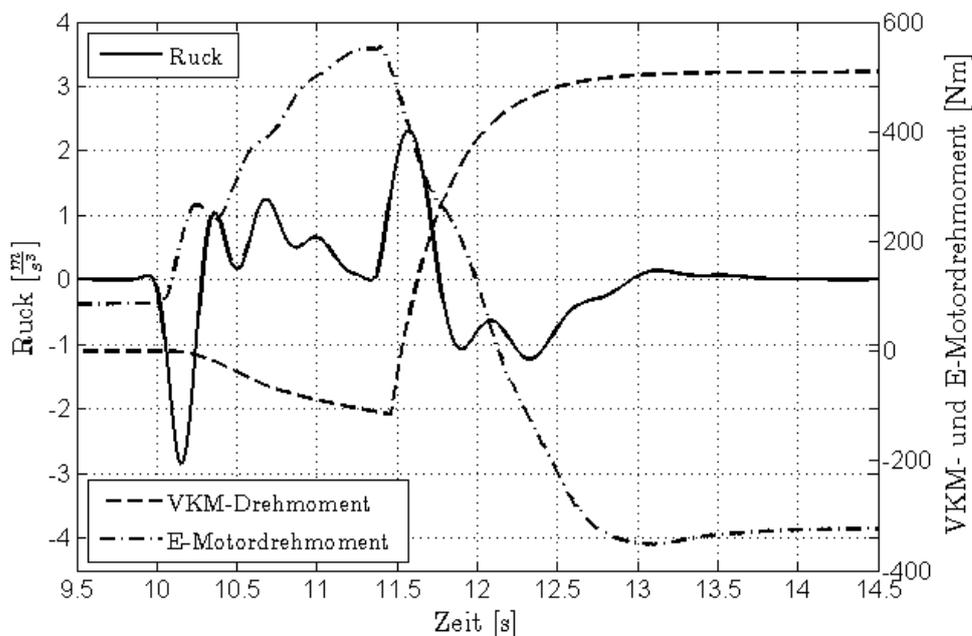


Abbildung 8: Simulierter Längsruck beim Ankoppelvorgang ohne Zugkraftunterbrechung



Zu beachten ist jedoch, dass die angestellte Kupplung nicht zu lange im Schlupfbereich betrieben werden kann, aufgrund der entstehenden Abwärme [9] (Gleichung (10)).

$$Q_V = \int_{t_0}^{t_E} M_K \cdot \Delta\omega_K \cdot dt \quad (10)$$

Q_V ... Verlustarbeit
 M_K ... übertragenes Kupplungsmoment
 $\Delta\omega_K$... Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsdrehzahl
 t_0 - t_E ... Anstellzeit

Um die Länge des hybriden Antriebsaggregats zu minimieren kann die Kupplung K2 im Rotor der elektrischen Traktionsmaschine untergebracht werden, mit dem Nachteil einer schlechten Wärmeabfuhr.

Das Dynamikmanagement muss das Getriebe veranlassen keine Schaltvorgänge zu initiieren bevor der Ankoppelvorgang nicht abgeschlossen ist, um nicht durch Getriebeanforderungen unterbrochen zu werden.

6 Zusammenfassung

Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der Hybridisierung mittelschwerer Nutzfahrzeuge. Im Besonderen geht es um die Integration einer Betriebsstrategie in eine bestehende Steuergeräte-, Software- und Kommunikationsarchitektur von Nutzfahrzeugantriebssträngen. Je nach Einsatzzweck und geforderter Fahrleistung eines Nutzfahrzeugs ergibt sich ein Hybridisierungsgrad. Eine entwickelte Betriebsstrategie soll nun so modular sein, dass sie möglichst viele Hybridisierungsvarianten bedienen kann. In diesem Beitrag wurde ein Softwarekonzept für eine modulare Betriebsstrategie vorgestellt, welche Energiemanagement und Fahrbarkeit trennt. Diese Trennung erlaubt Energiemanagement und Fahrbarkeit einzeln zu entwickeln und zu optimieren. Schlussendlich zählt jedoch das Zusammenspiel der beiden Softwarekomponenten. D.h. die Fahrbarkeit eines Hybridnutzfahrzeugs soll sich kaum von einem Standardnutzfahrzeug unterscheiden, aber das Energiemanagement soll seinen Beitrag zur Kraftstoffeinsparung leisten. Dies wird mit einer Co-Simulation zwischen einem signalflussorientierten und einem Multiphysik-Programm untersucht.

In dem Beitrag wird auch auf die Probleme bei der Integration eines Motor-Generators in einen Standardantriebsstrang eingegangen. Insbesondere bei einem Vollhybridfahrzeug, welches den Verbrennungsmotor während der Fahrt starten muss, gibt es Herausforderungen hinsichtlich der Fahrbarkeit zu lösen. Um auf den standardmäßigen Elektrostarter verzichten zu können, muss das Fahrzeug mit dem integrierten Motor-Generator gestartet werden. Dieser Vorgang muss mit einer Hybridbetriebsstrategie bewerkstelligt werden, die sich nahtlos in die vorhandene Software- und Steuergerätearchitektur einfügt.

Der Beitrag zeigt zwei Möglichkeiten auf, wie ein Startvorgang des Verbrennungsmotors verlaufen kann und deren Auswirkungen auf die Fahrbarkeit. Eine Möglichkeit ist



den Verbrennungsmotor während der Zugkraftunterbrechung bei einem Schaltvorgang zu starten. Da die Zugkraftunterbrechungsdauer vom Getriebesteuergerät vorgegeben wird, sind Probleme aber auch Lösungen aufgezeigt. Die zweite Möglichkeit ist den Verbrennungsmotor im Betrieb ohne Zugkraftunterbrechung auf Startdrehzahl zu bringen. Dadurch ergeben sich andere Einflüsse auf die Fahrbarkeit als bei der vorher erwähnten Strategie. Auch hier wird eine Möglichkeit vorgestellt den Fahrkomfort nicht zu stark einzuschränken.

Literatur

- [1] M. Ackerl und K. Prenninger, Energymanagement and Thermal Simulation of Hybrid Commercial Vehicles, Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management, Braunschweig, Deutschland, 2010.
- [2] M. Ackerl, Layout an Energy Management of a Hybrid Commercial Vehicle, EAWD'11 European All-Wheel Drive Congress Graz, Graz, Österreich, 2011.
- [3] M. Back und S. Terwen, Prädiktive Regelung mit Dynamischer Programmierung für nichtlineare Systeme erster Ordnung, Automatisierungstechnik, vol. 51, Dezember, 2003.
- [4] S. Cornel, Alternative Antriebe für Automobile. Springer Verlag, 2008.
- [5] L. Guzzella und A. Sciarretta, Vehicle Propulsion Systems. Springer Verlag, 2005.
- [6] E. Hoepke, B. Stefan, W. Appel, H. Brähler, U. Dahlhaus, T. Esch, S. Kopp und B. Rhein, Nutzfahrzeugtechnik. Vieweg + Teubner, 2008.
- [7] P. Hofmann, Hybridfahrzeuge. Springer Wien NewYork, 2010.
- [8] J. von Grundherr zu Altenthan und Weiyherhaus, Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung, Technische Universität München Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2010.
- [9] W. Klement, Fahrzeuggetriebe. Hanser, 2011.
- [10] J. Schäuffele und T. Zurawka, Automotive Software Engineering. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2010.
- [11] H. Winner, S. Hakuli und G. Wolf, Handbuch Fahrerassistenzsysteme Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.





Machbarkeitsstudie eines mit Methan betriebenen Nullemissionsfahrzeugs

Sebastian Stenger¹, Steffi Köhler², Anna-Theresia Nasch³, Reinhard Leithner¹,
Stephan Scholl², Peter Eilts³

Kurzfassung

In dieser Studie soll die technische Machbarkeit einer fahrzeuginternen Abscheidung von CO₂ untersucht werden. Dabei werden zwei verschiedene Hauptkonzepte hybrider Antriebssysteme mit Batterien und Reichweitenverlängerung (Range Extendern) vorgestellt. Das erste Konzept nutzt als Range Extender einen Verbrennungsmotor, aus dessen Abgas CO₂ durch chemische oder physikalische Methoden abgetrennt wird. Im zweiten Konzept ist eine keramische Hochtemperatur-Brennstoffzelle (SOFC) als Range Extender vorgesehen. Das CO₂ und eventuell restliches Brenngas kann bei einer SOFC einfach durch Kondensation des Wasserdampfs des Anodenabgases der Brennstoffzelle abgeschieden werden. Nach erfolgter Abscheidung verbleibt das CO₂ entweder im Adsorptionsmittel chemisch gebunden oder wird nach der Desorption oder der Wasserdampfkondensation verdichtet und in einem Druckbehälter an Bord gespeichert. Anschließend wird das beladene Adsorptionsmedium (z.B. Kalziumkarbonat) bzw. das CO₂ als Gas an der Tankstelle übergeben. Das Kalziumkarbonat kann zentral kalziniert werden. CO₂ kann zur Erzeugung von Methan in SOECs (Solid Oxide Electrolysis Cells) mit Überschussstrom eingesetzt oder deponiert werden.

Abkürzungen (auch Indices)

CaOCD	CaO und zentrale CO ₂ -Desorption durch CaCO ₃ -Kalzinierung
VKM	Verbrennungskraftmaschine
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
PCCC	CO ₂ -Abscheidung <u>nach</u> Verbrennung
PEM-BZ	Protonenleitende Membran Brennstoffzelle
PRCCC	CO ₂ -Abscheidung <u>vor</u> Verbrennung
DKL	Dampfkreislauf
SVKM	Standard Verbrennungskraftmaschine
SOFC	Solid Oxide Fuel Cell
SOEC	Solid Oxide Electrolysis Cell
ZCSOB	CO ₂ -Abscheidung durch Zeolithe onboard

¹ Institut für Wärme- und Brennstofftechnik, Technische Universität Braunschweig

² Institut für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik, Technische Universität Braunschweig

³ Institut für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität Braunschweig



Symbole

H_u	Heizwert	[kJ/kg]
ΔH_r	Reaktionsenthalpie	[kJ/kmol]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
M	Molare Masse	[kg/kmol]
P	Leistung	[kW]
S	Kraftstoffeinsparung	[%]
s	Strecke	[m]
t	Zeit	[s]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
V	Volumen	[m ³]
w_{CO_2}	Spezifischer CO ₂ -Ausstoß	[kg CO ₂ /kg CH ₄]

Griechische Buchstaben

η	Wirkungsgrad	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]

Indices

BP	Bestpunkt
F	Brennstoff

1 Einleitung

In Deutschland werden gegenwärtig 17 % des CO₂-Ausstoßes durch den Straßenverkehr erzeugt [14]. Elektrofahrzeuge mit Batterieantrieb oder mit Wasserstoff betriebene Brennstoffzellenautos (PEM-BZ) können diese Emissionen mindern, sind aber beschränkt durch die erzielbare Reichweite und ihre Infrastruktur-Anforderungen. Um diese Nachteile zu vermeiden, sollten Elektrofahrzeuge mit Range Extendern ausgestattet sein, die die vorhandene Brennstoffversorgungsinfrastruktur nutzen können wie z.B. das fossil verfügbare und auch regenerativ herstellbare Erdgas bzw. Methan. Das entstehende CO₂ sollte abgeschieden und gespeichert oder wieder verwendet werden.

1.1 Hybrid- und Range Extender-Konzepte

Hybridfahrzeuge ohne CO₂-Speicherung sind bereits weit entwickelt und kommerziell verfügbar (z.B. Toyota Prius oder Opel Ampera). Die zurzeit verfügbaren Hybridfahrzeuge nutzen konventionelle Verbrennungsmotoren mit einem zusätzlichen Generator und Elektromotor, sowie Batterien als Energiespeicher. Boretti [6] hat Kraftstoffeffizienz und Abgasemissionen eines Vollhybridfahrzeugs (Toyota Prius) und eines Teilhybrid-Modells (Honda Civic) mit Fahrzeugen mit konventionellen Verbrennungskraftmaschinen verglichen. Dabei konnte gezeigt werden, dass insbesondere für kleine Fahrtgeschwindigkeiten durch Hybridisierung signifikante Kraftstoffeinsparungen möglich sind. Die Gründe hierfür sind:



- Betrieb des Verbrennungsmotors bei serieller Hybridisierung, geeignetem Batteriemanagement und ausreichender, abgestimmter Motor- und Batteriegröße in verbrauchsgünstigeren Bereichen des Kennfelds
- Nahezu konstanter Wirkungsgrad des Elektromotors über den gesamten Geschwindigkeitsbereich
- Speicherung und Wiederverwendung von Bremsenergie
- Bereitstellung von Beschleunigungsenergie durch die Batterie

Die Hybridisierung kann auch auf verschiedene Arten, z.B. seriell oder parallel etc. erfolgen, was, abhängig von der Betriebsweise, unterschiedliche Auswirkungen auf den Verbrauch hat, wie in Canders [8] und Lindenkamp [25] gezeigt wird. Wird ein Batteriefahrzeug zur Vergrößerung seiner Reichweite mit einem relativ leistungsschwachen Verbrennungsmotor ausgestattet, so spricht man von einem Range Extender. Solche Konzepte sind in der Regel als serielle Hybride ausgeführt.

In dieser Studie werden zwei Range Extender-Konzepte betrachtet:

- Verbrennungskraftmaschine wie bisher üblich
- SOFC [20], als neue Alternative

Im Gegensatz zu den sonst in Fahrzeugen üblicherweise eingesetzten PEM-Brennstoffzellen benötigt eine SOFC keinen Wasserstoff und somit auch keine neue Infrastruktur. Die SOFC kann stattdessen durch interne Reformierung das Wasserstoff- und CO-haltige Brenngas selbst erzeugen und daher handelsübliche Kraftstoffe (z.B. Methan oder Diesel) verwenden. Als Reformierungsmittel wird zweckmäßigerweise rückgeführtes Anodenabgas verwendet. Auf diese Art erreichen SOFC-Systeme Wirkungsgrade von ca. 60%. Ein weiterer Grund, eine SOFC zu verwenden, und für unseren Fall entscheidend, ist die einfache Möglichkeit, das CO₂ aus dem Anodenabgas durch die Kondensation des Wasserdampfs abzuscheiden.

Gegen den Einsatz von SOFCs sprechen das noch immer niedrige Leistungsgewicht, das jedoch durch verbesserte SOFC-Stacks [20] und verbesserte Systemintegration [21] erhöht werden könnte, die niedrige Marktreife, entsprechend hohe Kosten und die lange Aufheizzeit von 10 bis 30 Minuten im Kaltstart ([16], [36]). Allerdings ist der Nachteil der langen Aufheizzeit bei einem Hybridantrieb durch die Größe der Batterie relativ leicht zu kompensieren; diese wird so groß gewählt, dass das Fahrzeug so lange fahren kann, bis die SOFC gestartet ist. Wird das Fahrzeug mit zu tief entladener Batterie abgestellt, läuft die SOFC weiter bzw. wird ein Startvorgang zu Ende geführt und die SOFC erst abgestellt, wenn die Batterie wieder voll geladen ist. Wird zwischendurch gefahren, erfolgt die Stromversorgung durch die ohnehin laufende SOFC.



1.2 CO₂ – Abscheidekonzepte

Es sind drei Konzepte zur Abscheidung von CO₂ allgemein bekannt [19]:

a. CO₂-Abscheidung nach Vergasung bzw. Reformierung (PRCCC)

Dieses Konzept wird z.B. bei der Herstellung von Wasserstoff aus Methan durch Dampfreformierung angewendet.

b. CO₂-Abscheidung nach der Verbrennung (PCCC)

Hierbei wird CO₂ aus dem Abgas einer Anlage oder z.B. einer VKM, welches bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit Luft entsteht, abgeschieden. Dieses Abgas besteht im Wesentlichen aus N₂, CO₂ und Wasserdampf.

c. Oxyfuel Verbrennung

Oxyfuel Verbrennung bedeutet Verbrennung mit reinem Sauerstoff. Das Abgas der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit reinem Sauerstoff besteht aus CO₂ und Wasserdampf. Letzterer kann kondensiert werden, wobei nahezu reines CO₂ übrig bleibt.

Da die SOFC-Membran nur Sauerstoffionen leitet, erlaubt sie automatisch dieses Abscheidekonzept, ohne wie sonst nötig aufwändig Sauerstoff herstellen zu müssen. Das Kathodenabgas besteht aus sauerstoffarmer Luft und das Anodenabgas eines Kohlenwasserstoffbrenngases besteht aus CO₂, Wasserdampf und nicht umgesetztem Brenngas. Es genügt also, den Wasserdampf im Anodenabgas zu kondensieren, wobei CO₂ und das restliche Brenngas (meist CO) übrig bleiben als Rest. Es gibt relativ einfache Möglichkeiten den Restbrenngasgehalt zu reduzieren, z.B. eine kaskadierte Bauweise [21] oder eine Wassergas-Shiftreaktion mit Rückführung des Wasserstoffs in das zugeführte Methan. Es ist zu beachten, dass das restliche Brenngas nicht mit dem Restsauerstoff des Kathodenabgases verbrannt werden darf, denn dadurch wird auch der Stickstoff zugemischt und die einfache CO₂-Abscheidung durch Wasserdampf-Kondensation ist nicht mehr möglich.

1.3 Untersuchte Fälle

Aus der Kombination von VKM mit und ohne DKL und ohne und mit 2 verschiedenen CO₂-Abscheidemöglichkeiten ergeben sich sechs Fälle. Zusammen mit der SOFC sind es sieben. Sähe man für VKM und CO₂-Abscheidung in einem CaO-Adsorptionsreaktor mit Nutzung der Adsorptionswärme getrennte DKLs vor, wären es noch mehr.

Alle Optionen sind in Abbildung 1 dargestellt. Die Ergebnisse zu Kraftstoffeinsparung und -verbrauch, sowie CO₂-Ausstoß bzw. -Einsparung sind in Tabelle 4 zusammengefasst. Rest-CO₂-Emissionen werden vernachlässigt. Das SOFC-Konzept wird im Abschnitt 3 detaillierter erläutert, weil es sich als die aussichtsreichste Variante herausgestellt hat.

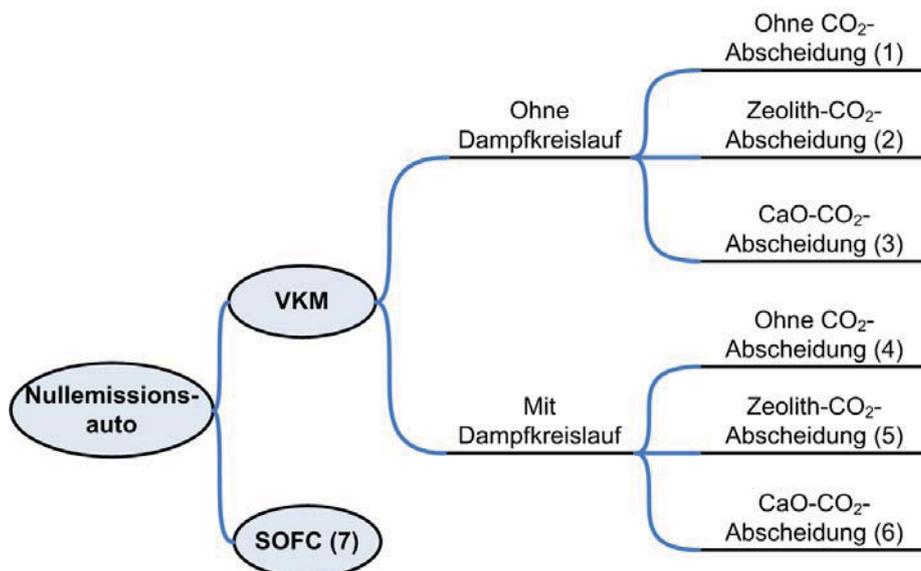


Abbildung 1: Übersicht der untersuchten Fälle

1.4 Allgemeine Randbedingungen

Der Vergleich erfolgt in dieser Studie bei konstanter Leistung von 20 kW, entsprechend einer Geschwindigkeit von ca. 120 km/h. Es wird von einem kleinen Stadtfahrzeug ausgegangen dessen Range Extender so dimensioniert ist, dass er bei 20 kW im Bestpunkt betrieben wird. Das Verhalten in realen Fahrzyklen wird in zukünftigen Studien betrachtet werden.

Als Brennstoff wird in allen Fällen reines Methan eingesetzt. Aus der Reaktionsgleichung (1)



können die massenspezifischen CO₂-Emissionen durch Einsetzen der entsprechenden molaren Massen der reagierenden Verbindungen berechnet werden:

$$w_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CH}_4}} = \frac{44}{16} = 2,75 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kg CH}_4} \quad (2)$$

Abbildung 2 zeigt die Konfigurationen aller verbrennungsmotorischen Kreisläufe zusammengefasst in einem Blockschaltbild.

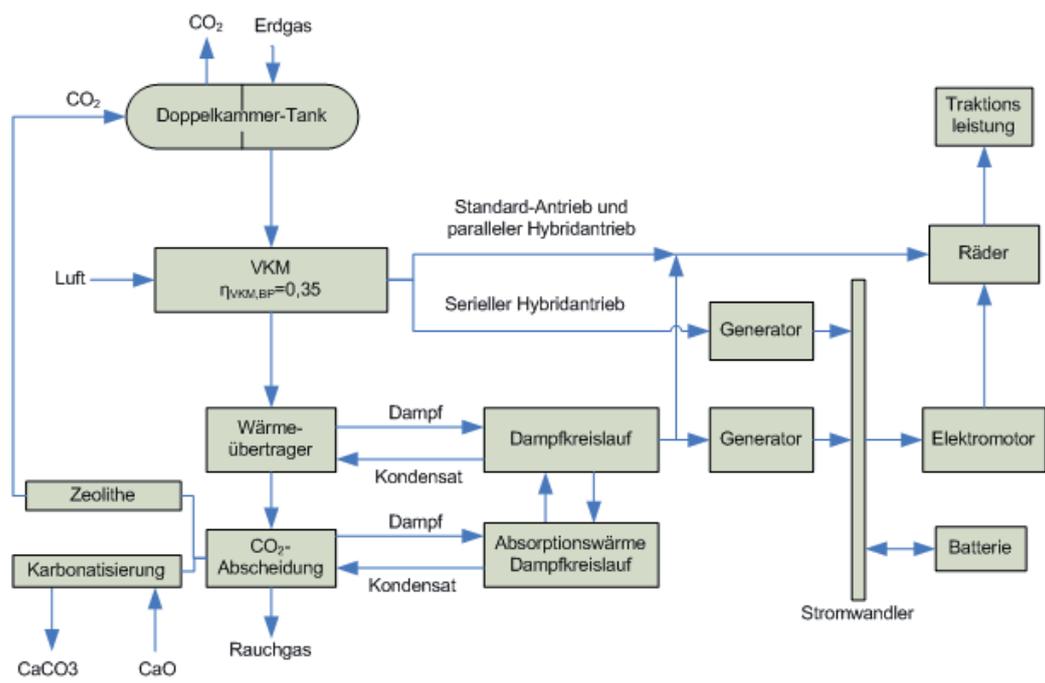


Abbildung 2: Verbrennungsmotor mit optionaler Nutzung der Abwärme des Motors und der Abwärme der CO₂-Adsorption durch einen Wasser-Dampf-Kreislauf bei einer CO₂-Abtrennung durch Zeolithe oder CaO

Die allgemeinen Randbedingungen sind in Tabelle 1 zusammengefasst:

Tabelle 1: Allgemeine Randbedingungen

Symbol	Bedeutung	Zahlenwert
P	Antriebsaggregatleistung	20 kW
H_u	Heizwert Methan	50,01 MJ/kg
w_{CO_2}	Spezifischer CO ₂ -Ausstoß Methan	2,75 $\frac{kgCO_2}{kgCH_4}$

2 Konzepte mit Verbrennungskraftmaschinen und CO₂-Abscheidung

2.1 Standard-Verbrennungskraftmaschine (SVKM)

Der konventionelle Verbrennungsmotor, der direkt das Fahrzeug antreibt, ohne Wärmerückgewinnung und ohne CO₂-Abscheidung entspricht dem heutigen Stand der Technik. Der Wirkungsgrad eines Erdgasmotors der genannten Leistungsklasse wird im Bestpunkt mit $\eta_{VKM, BP} = 35\%$ abgeschätzt [26]. Für diesen Fall kann der Kraftstoffverbrauch und der CO₂-Ausstoß mit folgenden Gleichungen bestimmt werden:



$$\dot{m}_{F,SVKM,BP} = \frac{P}{H_u \cdot \eta_{VKM,BP}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{CO_2,SVKM} = \dot{m}_{F,SVKM} \cdot w_{CO_2} \quad (4)$$

Daraus ergibt sich ein Kraftstoffverbrauch von 4,11 kg/h. Dieser Kraftstoffverbrauch und der dazugehörige CO₂-Ausstoß von 11,31 kg/h werden als Referenzwerte für die Bestimmung des Kraftstoffmehrverbrauchs bzw. der Einsparung der untersuchten Mobilitätskonzepte verwendet.

2.2 Verbrennungskraftmaschine mit Dampfkreislauf (VKMDKL)

Die Abgastemperatur eines Erdgasmotors liegt je nach Betriebsbedingungen zwischen 490 °C und 545 °C [26], was auf ein hohes Potential zur Wärmerückgewinnung hinweist. Daher könnte die Abgaswärme durch einen nachgeschalteten Dampfprozess genutzt werden, um den Wirkungsgrad des Antriebssystems zu verbessern und dadurch Kraftstoff einzusparen. Bereits 1986 bezifferte Held [15] das theoretisch mögliche Kraftstoffeinsparpotential im stationären Betrieb mit 15 %. Ambros [1] hält 5 bis 8 % Einsparung mit dieser Technik für möglich. In weiteren Studien ([5], [18], [29], [30]) werden ähnliche Einsparpotentiale erwartet. Die Abwärme des Hauptwasserkühlers des Verbrennungsmotors könnte ebenfalls verwendet werden, ist aber aufgrund des geringen Temperaturniveaus (ca. 100 °C) weniger interessant. Nach einer weiteren Studie von Badami [2] wird der Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses mit 6 % abgeschätzt. Damit kann der resultierende Kraftstoffverbrauch wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_{F,VKMDKL} = \frac{P}{H_u \cdot (\eta_{VKM,BP} + \eta_{DKL} \cdot (1 - \eta_{VKM,BP}))} \quad (5)$$

Es ergeben sich ein Kraftstoffverbrauch von 3,70 kg/h und eine CO₂-Emission von 10,18 kg CO₂/h. Kraftstoffeinsparung und CO₂-Emissionsenkung ergeben sich aus folgendem Zusammenhang:

$$S_{VKMDKL} = 1 - \frac{\dot{m}_{F,VKMDKL,BP}}{\dot{m}_{F,SVKM,BP}} = 1 - \frac{\eta_{VKM,BP}}{\eta_{VKM,BP} + \eta_{DKL} \cdot (1 - \eta_{VKM,BP})} \quad (6)$$

Damit ergibt eine theoretische Kraftstoffeinsparung im Bestpunkt von ca. 10%.

Wird zur CO₂-Abscheidung ein Festbettreaktor mit CaO verwendet, wird bei der Adsorption und Bildung von CaCO₃ Wärme bei Temperaturen bis 600°C freigesetzt. Diese Wärme kann insbesondere, wenn schon ein Wasserdampfkreislauf vorhanden ist, in einen solchen eingebunden werden. Der Kraftstoffbedarf ändert sich dadurch nach folgender Gleichung



$$\dot{m}_{F,VKMDKL} = \frac{P}{H_u \cdot \left(\eta_{VKM,BP} + \eta_{DKL} \cdot \left(1 - \eta_{VKM,BP} + \frac{\Delta H_r}{H_u} \cdot \frac{w_{CO_2}}{M_{CO_2}} \right) \right)} \quad (7)$$

2.3 CO₂-Abscheidung nach einer Verbrennungskraftmaschine

Für VKM sind nur die Verfahren zur CO₂-Abscheidung nach der Verbrennung sinnvoll einsetzbar ([37], [23], [24]). Nach eingehender Betrachtung wurden dazu zwei Möglichkeiten für diese Studie ausgewählt:

- Verwendung geeigneter Zeolithe zur CO₂-Abscheidung und CO₂-Speicherung onboard (ZCSOB) in einem Doppelkammer-Methan-CO₂-Tank und
- Verwendung von CaO, Speicherung von CO₂ als CaCO₃ onboard, sowie zentrale CO₂-Desorption durch Kalzinierung des entstandenen CaCO₃ (CaOCD).

Da diese Methoden im Prinzip oder wie zumindest bei der Kalzinierung aus der Praxis bekannt sind und sie sich im Laufe der Untersuchungen als wenig vorteilhaft herausgestellt haben, wird auf Details verzichtet und nur auf Literatur verwiesen ([24], [33]).

3 SOFC mit CO₂-Abscheidung

Solid Oxide Fuel Cells stehen im Interesse vieler Forschungsgruppen aufgrund ihres hohen Systemwirkungsgrades (ca. 60 %), der Möglichkeit zur CO₂-Abscheidung durch Wasserdampfkondensation und der Fähigkeit zur Nutzung der bestehenden Infrastruktur durch die mögliche einfache Reformierung von Kohlenwasserstoffen. Allerdings ist das Leistungsgewicht der SOFC derzeit etwa viermal kleiner als das eines Verbrennungsmotors (siehe Tabelle 2). Die Fa. Delphi hat das Potential eines SOFC/Batterie-Hybridfahrzeugs untersucht [7]. Tabelle 2 zeigt die für 2012 angestrebten charakteristischen Größen. Die letzte Spalte zeigt die Daten für ein Elektrofahrzeug mit einer SOFC, die allerdings eine für einen üblichen Range Extender viel zu kleine Leistung aufweist.

Es ist offensichtlich, dass die SOFC alleine das geringste Leistungsgewicht und die höchsten spezifischen Kosten besitzt.



Tabelle 2 : Erwartete Kennwerte für 2012 von Fahrzeugtypen nach Delphi [7]

	VKM	APU	Batterie	Range Extender SOFC
	Gas	SOFC	Li-Ion	System
Leistung [kW]	80	5	80	85
Gewicht [kg]	200	50	157	207
Leistungsgewicht [kW/kg]	0,40	0,09	0,51	0,40
Spezifische Kosten [\$/kW]	35	200	60	68
Antriebssystemkosten [\$/]	2800	1000	4800	5800

3.1 Prozessbeschreibung

Ein Nullemissionsfahrzeug unter Verwendung einer SOFC als Range Extender und CO₂-Abscheidung durch Wasserdampfkondensation wurde bereits in [19] vorgestellt. Die theoretische Machbarkeit des vorgestellten Konzepts wurde in verschiedenen Studien betrachtet ([4], [28] und [32]).

Abbildung 3 zeigt ein vereinfachtes Beispiel eines SOFC/Batterie-Hybridfahrzeuges mit CO₂-Abscheidung.

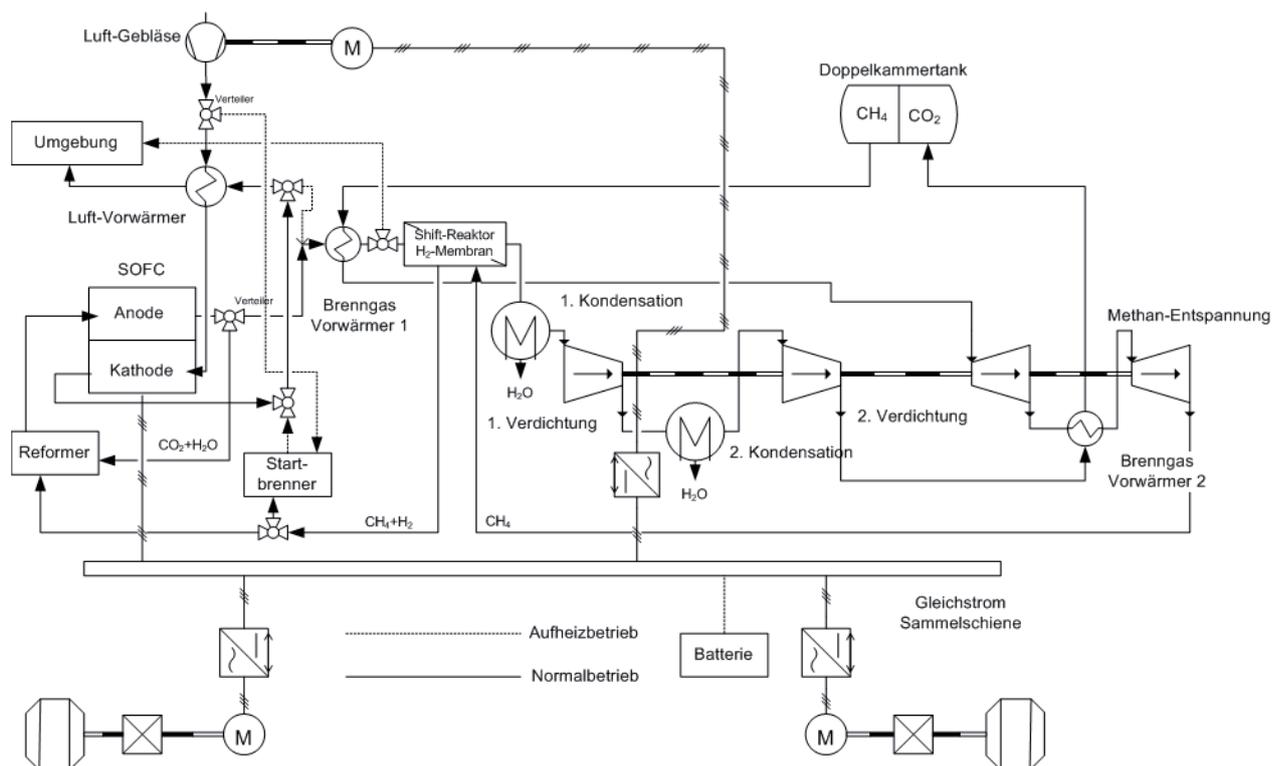


Abbildung 3: SOFC/Batterie-Hybridfahrzeug mit CO₂-Abscheidung

Im Aufheizbetrieb wird die durch das Luftgebläse angesaugte Luft auf Startbrenner und Kathode aufgeteilt. Durch Methanverbrennung im Startbrenner wird ein etwa 900 °C heißes Abgas erzeugt, das zur Aufheizung der Kathodenluft in den Luftvorwärmer geleitet wird. Die SOFC wird mittels der heißen Kathodenluft auf Betriebstemperatur aufgeheizt. Das Vorwärmen des Methans muss im Aufheizbetrieb durch einen Teil des Kathoden- und Startbrennerabgases erfolgen. Nach dem Brennstoff-Vorwärmer wird dieses Abgas in die Umgebung geleitet. Der Reformer muss durch Wärmeleitung im System auf die erforderliche Betriebstemperatur gebracht werden (ca.



800 °C). Die CO₂-Abscheidung während des Aufheizbetriebs wird vernachlässigt. Nach Aufheizen der SOFC auf Betriebstemperatur wechselt das System in den normalen SOFC-Betriebsmodus [10]. Während des Anfahrens der SOFC muss die gesamte Traktionsleistung von der Batterie erbracht werden.

Im Normalbetrieb wird das Methan durch das Anodenabgas der SOFC vorgewärmt und in zwei Expansionsmaschinen entspannt, wobei zwischen den zwei Expansionsmaschinen die Kompressionswärme des zweiten CO₂-Verdichters zugeführt wird. Anschließend wird das Methan mit zurückgeführtem Anodenabgas reformiert, bevor es in die Anode eintritt. Nach der Vorwärmung des Methans passiert das Anodenabgas einen Shift-Reaktor ([27], [22]), in dem restliches CO mit dem enthaltenen Wasserdampf zu CO₂ und H₂ umgesetzt wird. Der Wasserstoff wird in einem Membranreaktor unter Verwendung von Methan als Spülgas abgetrennt ([3], [22]). Der größte Teil des Wassers wird im ersten Kondensator für das Anodenabgas abgeschieden. Danach wird das Anodenabgas in einer ersten Kompressionsstufe auf 10 bar verdichtet. Eine zweite Kondensation des Anodenabgases dient der weiteren Wasserdampfabscheidung, bevor das CO₂ auf seinen Enddruck von 200 bar verdichtet wird. Die zweistufige Verdichtung geschieht aus drei Gründen. Zum einen zur Begrenzung der maximalen Gastemperatur, zum anderen zur Verbesserung der Bedingungen für die Wasserdampfkondensation und zudem ist eine einstufige Verdichtung von 1 auf 200 bar technisch nicht realisierbar. Das Methan wird vor allem auch aus Gründen des Wärmemanagements ebenfalls in zwei Stufen expandiert. Die Abwärme des zweiten CO₂-Verdichters wird zur Zwischenerwärmung des Methans genutzt. Die Expansionsleistung des Methans liefert annähernd die erforderliche Verdichterleistung für das CO₂.

3.2 Wasserdampfkondensation

Das Kondensationsverhalten des Wasserdampfes wurde für dieses System auch mit der institutseigenen Software Enbipro berechnet. Eine exemplarische Abgaszusammensetzung nach SOFC, Shift-Reaktor, H₂-Abtrennungsmembran und zwei Kondensationsstufen ist in Tabelle 3 zusammengefasst. Das Abgas wird auf 10 bar nach der ersten und auf 200 bar nach der zweiten Stufe komprimiert. Der CO-Anteil wird nach der fast vollständigen Umsetzung des CO im Shift-Reaktor zu nahezu null angenommen und der Wasserstoffanteil wird bei vollständiger Wasserstoffrückgewinnung ebenfalls zu null angenommen. Dies wird dadurch begünstigt, dass das chemische Gleichgewicht durch die Wasserstoffabtrennung auf die Produktseite verschoben wird (Reaktivextraktion). Mendes [27] hat einen solchen Shift-Reaktor untersucht und eine vollständige Umsetzung des CO zu Wasserstoff und CO₂ und eine nahezu vollständige Abtrennung des H₂ erreicht. Das Ausgangsgemisch bestand dabei aus 4,7 % CO, 34,8 % H₂O, 28,7 % H₂ und 10 % CO₂. Bei stöchiometrischer Umsetzung entsteht dabei ein Gemisch aus 32,8 % CO₂ und 67,2 % H₂O.

Als Eingangsbedingung für das Anodenabgas und dessen Kondensation wurden dabei eine Temperatur von 400 K und eine Abkühlung auf 323 K in der ersten Kondensation angenommen. Durch die erste Kompression erwärmt sich das CO₂ auf 541 K und wird in der zweiten Kondensation auf 300 K heruntergekühlt.



Tabelle 3: Gaszusammensetzung in Massenanteilen

	Abgas SOFC nach Shiftreaktor	Nach Kondensation bei 1 bar und 323 K	Nach Kondensation bei 10 bar und 300 K
CO ₂	0.328	0.946	0.999
H ₂ O	0.672	0.054	0.001

Es wird deutlich, dass der Wasseranteil nach der zweiten Kondensation nur etwa 0,1 wt. % beträgt. Ein kleiner Teil des CO₂ geht über das Kondensatwasser an die Umwelt.

4 Speicherung von Methan und CO₂ und dezentrale Methanproduktion an den Tankstellen

Im SOFC-Konzept und bei der Abscheidung des CO₂ mit Zeolithen soll das CO₂ in überkritischem Zustand gespeichert werden. Daher sind in beiden Fällen die Entspannung von Methan und die Kompression von CO₂ notwendig.

4.1 Speicherung von Methan und CO₂ in einem Doppelkammertank

Methan und CO₂ sollen bei einem Druck von ca. 200 bar [11] in zwei Kammern desselben Tanks gespeichert und durch eine flexible Membran getrennt werden (siehe Abbildung 3 und 4). Während des Fahrens wird Methan verbraucht und CO₂ im Tank eingespeichert. An der Tankstelle wird der Tank mit Methan befüllt und gleichzeitig das CO₂ abgegeben. In der Tankstelle wird also im Prinzip der gleiche Zweikammertank verwendet wie in den Fahrzeugen, nur entsprechend größer.

Für die Machbarkeit des Konzepts ist es wichtig, dass das komprimierte CO₂ ein kleineres oder höchstens gleiches Volumen wie das Methan einnimmt. Aufgrund der hohen Drücke ist es nicht zulässig, das CO₂ und Methan als ideale Gase zu behandeln. Beide Gase sind bei 200 bar in überkritischem Zustand. CO₂ hat bei 20 °C und 200 bar eine Dichte von 937 kg/m³ [35] und Erdgas etwa 330 kg/m³ [38]. Das CO₂-Volumen nach vollständiger Methanverbrennung ergibt sich wie folgt:

$$V_{CO_2} = w_{CO_2} \cdot \frac{\rho_{CH_4}}{\rho_{CO_2}} \cdot V_{CH_4} = 0,968 \cdot V_{CH_4} \quad (8)$$

Das heißt, dass das Volumen des CO₂ im Tank nach vollständigem Verbrauch des Methans trotz der fast dreimal größeren Masse immer noch kleiner wäre als das Volumen des Erdgases war. Dieser Effekt wird zu einem geringfügig sinkenden Druck im Tank führen.

4.2 Methan-Entspannung und CO₂-Kompression

In dem Zeolith-Konzept (Abbildung 2) verlässt das CO₂ den Desorber mit einer Temperatur von etwa 200 °C aufgrund der notwendigen Desorptionstemperatur und muss daher gekühlt werden (z. B. mit Methan oder einem Teilluftstrom).



Beim SOFC-Konzept besteht das Anodenabgas spätestens nach der Shift-Reaktion und der Abtrennung des Wasserstoffs im Wesentlichen aus CO_2 und Wasserdampf und muss heruntergekühlt werden, um den Wasserdampf auszukondensieren.

In beiden Fällen sind wegen des Wärmemanagements und des hohen Druckverhältnisses mindestens je zwei Stufen zur Verdichtung von CO_2 und Entspannung von Methan notwendig, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben.

Wie bereits erwähnt liefert mit einem geeigneten Wärmemanagement (Aufheizen des Methans vor der Entspannung und Kühlung des CO_2 vor jeder Kompressionsstufe) die Expansion des Methans in etwa die Kompressionsenergie für das CO_2 .

4.3 Dezentrale Methan-Produktion an den Tankstellen

Die Umkehrung des SOFC-Prozesses ist als Solid Oxide Electrolysis Cell (SOEC) bekannt. Dieser Prozess ermöglicht durch Einsatz von überschüssiger elektrischer Energie (z.B. aus Wind- oder Photovoltaikanlagen) die Umwandlung des an der Tankstelle abgegebenen CO_2 mit Wasserdampf zu Methan, das entweder ins Erdgasnetz eingespeist oder an der Tankstelle wieder verkauft werden kann [34].

Wasserstofftankstellen, die in Elektrolyseuren mit überschüssigem Strom Wasserstoff erzeugen sind heute bereits kommerziell verfügbar [17]. Für den SOEC-Prozess spricht die ca. dreimal höhere Speicherdichte von Methan gegenüber Wasserstoff und die vorhandene Erdgasinfrastruktur samt sehr großer Speicherkapazität (70-Tage-Vorrat). Als interessantes Nebenprodukt entsteht bei der Hochtemperaturelektrolyse Sauerstoff, der in Oxyfuel-Feuerungen ebenfalls zur CO_2 -Abtrennung eingesetzt oder einer anderen Anwendung zugeführt werden könnte. Das Schema eines solchen SOFC/SOEC Kreislaufs ist in Abbildung 4 dargestellt.

Der vorgestellte SOFC-SOEC Prozess würde mehrere Probleme gleichzeitig lösen

- a. Minderung des CO_2 -Ausstoßes des Verkehrssektors
- b. Speichermöglichkeit für die Schwankungen regenerativ erzeugten Stroms
- c. Potentielle Minderung des CO_2 -Ausstoßes von konventionellen Kraftwerken, durch Produktion von Sauerstoff für Oxyfuel-Verbrennungen

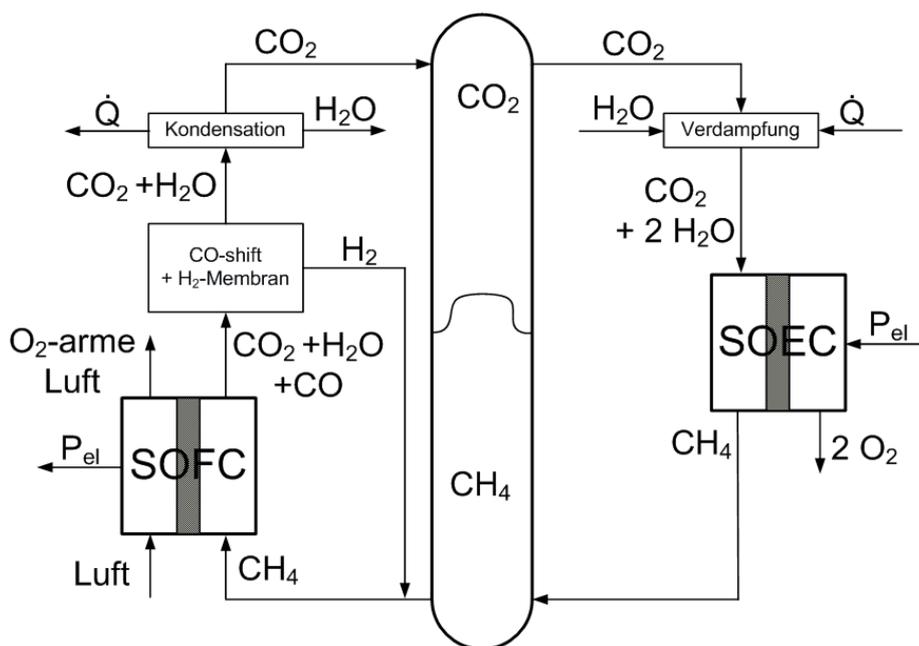


Abbildung 4: SOFC-SOEC Energiespeicher

5 Vergleich der verschiedenen Konzepte und Schlussfolgerungen

Die untersuchten Fahrzeugkonzepte haben jeweils verschiedene Vor- und Nachteile. In diesem Abschnitt sollen Vor- und Nachteile verglichen werden um das am besten geeignete Konzept zu identifizieren. Als Vergleichskriterien dienen dabei im Wesentlichen die Energieeffizienz und die Praxistauglichkeit.

Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse, welche mit den vorgestellten Gleichungen ermittelt wurden. Dabei wird noch von folgenden zwei weiteren Annahmen ausgegangen:

- Die gesamte Wärme für den Betrieb der CO_2 -Abscheidung mit Zeolith kann durch Abgaswärme gedeckt werden
- Die freiwerdende Adsorptionswärme im Fall 3 wird ungenutzt an die Umgebung abgegeben.



Tabelle 4 : Kraftstoffverbrauch, CO₂-Emissionen und Einsparungen (FS)

Energiequelle	N r.	CO ₂ -Abscheidung	Wirkungsgrad [%]		m _F [kg/h]	CO ₂ [kg/h]	FS [%]
			VKM	DKL			
VKM-BP	1	-	35	-	4,11	11,31	-
VKM-BP	2	Zeolithe	35	-	4,11	(11,31)	-
VKM-BP	3	CaO	35		4,11	(11,31)	-
VKMDKL-BP	4	-	35	6	3,7	10,18	10
VKMDKL-BP	5	Zeolith/DKL	35	3	3,9	(10,7)	5,3
VKMDKL-BP	6	CaO/DKL	35	6	3,6	(9,86)	12,9
SOFC-NEFZ	7	Wasserdampf-kondensation	60	-	2,4	(6,6)	41

Der Kraftstoffverbrauch des SOFC-Konzepts wird mit Gleichung 3 berechnet, wobei anstelle des Verbrennungsmotor-Wirkungsgrads ein SOFC-Wirkungsgrad von $\eta_{SOFC} = 60\%$ ([31], [32]) angenommen wird. In der Spalte CO₂ von Tabelle 4 sind die Werte in Klammern die CO₂-Ausstöße, die durch die CO₂-Abscheideeinrichtungen vermieden werden. Es wird klar, dass das SOFC-Konzept trotz CO₂-Abscheidung die größten Brenngaseinsparungen bringt. Das ist damit zu begründen, dass dies das einzige Konzept ist, das thermodynamisch nicht durch den Carnot-Wirkungsgrad limitiert ist.

Die VKM mit DKL und CO₂-Abscheidung mit CaO hat ein vielversprechendes Kraftstoffeinsparpotential aber einige deutliche Nachteile. CO₂ wird als Feststoff gebunden, was das Nachladen mit frischem Calciumoxid kompliziert macht. Es hat außerdem die höchsten Infrastrukturanforderungen, da große Mengen Karbonat und Calciumoxid transportiert werden müssen. Dies führt zu zusätzlichen Emissionen und verschlechtert den globalen Wirkungsgrad des Konzepts. Die Kalzinierung benötigt zudem Wärme auf einem höheren Temperaturniveau als die Karbonatisierung. Faktisch würde bei Anwendung des Carbonat-Konzepts daher mehr Energie verbraucht als im Fahrzeug zurückgewonnen werden kann.

Um das Problem des Feststoffhandlings zu vermeiden, bietet sich die Regeneration des Abscheidemediums im Fahrzeug an. Dafür wurde die Adsorption mit Zeolithen betrachtet. Die CO₂-Aufnahmekapazität erwies sich in ersten durchgeführten Untersuchungen als vielversprechend. Als nachteilig stellte sich jedoch die gleichzeitige Adsorption von Wasser heraus, wodurch im Fahrzeug eine selektive Desorption von Wasser und CO₂ erfolgen muss. Das sich daraus ergebende Anlagenlayout erwies sich als komplex, da vier verschiedene Prozesse in mindestens vier sich abwechselnden Reaktoren parallel ablaufen müssen. Diese sind die CO₂-Desorption, Wasserdampf-Desorption, CO₂-Adsorption und Kühlung. Kompliziert wird das Verfahren dadurch, dass jeder dieser Prozesse auf einem anderen Temperaturniveau stattfindet. Außerdem ist die Frage der erreichbaren Zyklenstabilität noch ungeklärt.

Das vorteilhafteste Konzept scheint daher das SOFC/Batterie Hybridfahrzeug. Das vorgestellte Antriebssystem erlaubt durch effiziente Nutzung der Abwärme den ohnehin schon hohen Wirkungsgrad der SOFC noch weiter zu erhöhen. Die Abwärme wird zur internen Reformierung des Brennstoffes und zur Vorwärmung von Luft bzw. Brenngas verwendet, was zu hohen Systemwirkungsgraden und damit großen



Kraftstoffeinsparungen führt. Im Gegensatz zu den CO₂-Abscheideverfahren durch Karbonatisierung oder Zeolith-Adsorption erfolgt die CO₂-Abtrennung rein physikalisch durch Wasserdampfkondensation, was Degradationsrisiken ausschließt. Die Anforderungen an die Infrastruktur sind vergleichsweise gering aufgrund der hohen Brennstoffflexibilität der SOFC (vorzugsweise Erdgas) und der Möglichkeit der Übergabe des CO₂ in überkritischem Zustand an der Tankstelle. Der ökologische und wirtschaftliche Nutzen des Konzepts lässt sich zudem durch die Methan- und Sauerstoffherstellung in einer SOEC mit Überschussstrom an der Tankstelle noch deutlich ausweiten. Methan und damit Überschussstrom ist im großen Umfang in einer vorhandenen Infrastruktur speicherbar und der Sauerstoff könnte für die CO₂-Abscheidung in Kraftwerken eingesetzt werden.

Danksagung

Wir danken der Technischen Universität Braunschweig für die Bereitstellung der finanziellen Mittel zur Durchführung dieser Studie.

Literatur

- [1] Ambros, P. Verdampfer zur Abwärmenutzung im Fahrzeug, MTZ Motortechnische Zeitschrift 01/2011 – Vol. 72
- [2] Badami, M. Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine cycle with a reciprocating steam engine, Energy 34 (2009) 1315-1324
- [3] Baker, B.S. Fuel Cell System, U. S. Patent 4,532,192, 1985
- [4] Beber, F. Untersuchung eines Null-Emissionsautos basierend auf einer Solid Oxide Fuel Cell (SOFC), Studienarbeit, Technische Universität Braunschweig, 2007
- [5] Bock, M. Entwurf der Kopplung eines Dampfmotorteils mit einem Verbrennungsmotor auf einer gemeinsamen Kurbelwelle, Studienarbeit, Technische Universität Braunschweig, 1998
- [6] Borretti, A. Comparison of fuel economies of high efficiency diesel and hydrogen engines powering a compact car with a flywheel based kinetic energy recovery system, International Journal of Hydrogen Energy 35 (2010) 8417-8424
- [7] Botti, J.J. Electric Vehicle Range Extension Using an SOFC APU, Advanced Hybrid Vehicle Powertrains, 2005
- [8] Canders, W.-R. Simulation und Vergleich von Antriebsstrangstrukturen für Hybridfahrzeuge, "Trends in der elektrischen Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge", Haus der Technik Fachbuch 121, expert Verlag.-ISBN 978-3-8169-3100-3, 2012
- [9] Clemens, H. Das Amovis Abwärmenutzungskonzept: 15 Jahre Erfahrung mit Mikrodampfprozessen, Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Haus der Technik Fachbuch.-ISBN 978-3-8169-2820-1, 2008



- [10] Chen, S., Schlitzberger, C., Leithner, R. Control strategy of the startup of a propane SOFC system with integrated fuel reformation using recycled anode off-gas, 9th EUROPEAN SOFC FORUM Proceedings Lucerne, Switzerland, 2010
- [11] CNG-Behälter, High Tech für Speicherung, Transport und Antrieb
http://www.mcs-international-gmbh.de/downloads/mcs_cng01_ger.pdf
- [12] Dildey, A. Die PEM-Brennstoffzelle als alternativer PKW-Antrieb, Diss. Technische Universität Braunschweig, 2005.-ISBN 3-8322-4669-X
- [13] EU Guideline 91/441/EWG, 26.06.1991
- [14] Gniffke, P. Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen 1990-2007 (Arbeitsstand: 12.11.2008), Umweltbundesamt Dessau, 2008
- [15] Held, W. Untersuchungen über die Verdampfungskühlung an Nutzfahrzeugen, Diss. TU Braunschweig 1986
- [16] Hauth, M. Entwicklungsstand innovativer SOFC Systeme zur dezentralen Energiebereitstellung, 11. Symposium Energieinnovation, Graz/Austria, 2010
- [17] http://www.hydrogenics.com/assets/pdfs/Fueling%20Station_English.pdf
- [18] Hübner, H. Auslegung und Entwurf des Dampfkolbens und –zylinders eines kombinierten Verbrennungs- und Dampfmotors, Studienarbeit, Technische Universität Braunschweig, 1998
- [19] Leithner, R. Energy Conversion Processes with intrinsic CO₂-Separation, Society for Mining and Exploration: Annual Meeting 2004, Denver Colorado USA
- [20] Leithner, R. Nullemissionsauto und Nullemissionsstromaggregat, Deutsche Patentanmeldung 10 2004 018 493.3
- [21] Leithner, R. Struktur eines SOFC-Stapels, Deutsche Patentanmeldung 10 2004 015 660
- [22] Leithner, R., Schlitzberger C.: Verfahren zum Betrieb und Konstruktion einer SOFC mit integrierten Wärmetauschern, integrierter Reformierung oder Vergasung, integrierter Anodenabgasrückführung, integrierter Wärmeauskopplung, kombinierter Gasvorwärmung und Restgasabtrennung und –rückführung sowie CO₂-Abscheidung, Deutsche Patentanmeldung 10 2008 047 000, Zusatz zu 10 2007 015 079
- [23] Leithner, R.: Nullemissionsfahrzeug mit Nutzung der Karbonat- und Hydratationswärme, German Patent Application 10 2010 025 377
- [24] Leithner, R., Strelow, M. Separation of CO₂ in Coal Fired Power Plants without efficiency losses?!, ICEPE-Conference Frankfurt a. M., 2011
- [25] Lindenkamp, N. Strategien zur Reduzierung der NO_x- und Partikelemissionen eines Dieselhybridfahrzeuges, Diss., Technische Universität Braunschweig
- [26] MAN-Erdgasmotor 70 kW, E 0836 E312, Technisches Datenblatt, 2006
- [27] Mendes, D. Experimental and modeling studies on the low-temperature water-gas shift reaction in a dense Pd-Ag packed-bed membrane reactor, Chemical Engineering Science 66 (2011) 2356-2367



- [28] Müller, A. Null-Emissionsauto, Studienarbeit, Technische Universität Braunschweig, 2006
- [29] Müller, J. Auslegung des Dampfmotorteils für einen kombinierten Verbrennungs- und Dampfmotor, Studienarbeit, Technische Universität Braunschweig, 1998
- [30] Müller, J. Planung eines Versuchsstands für einen kombinierten Verbrennungs- und Dampfmotor, Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig, 1999
- [31] Park, S. K. An integrated power generation system combining solid oxide fuel cell and Oxyfuel combustion for high performance and CO₂-capture, Applied Energy 88 (2011) pp. 1187-1196
- [32] Schlitzberger, C., Leithner, R., Zindler, H.: Development and Simulation of an Innovative Planar Stack Design combining a Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) with an allothermal Steam Reformer, ASME Journal of Fuel Cell Science and Technology Nr. 6, 2009
- [33] Ranjani, V. S. Adsorption of CO₂ on Zeolites at moderate temperatures, Energy & Fuels 19, pp. 1153-1159, 2005
- [34] Rieke, S. Regenerative Vollversorgung – Von der Vision zur Praxis, Hannover 04.04.2011, Solar Fuel GmbH
- [35] VDI-Wärmeatlas, Springer-Verlag, 10. Auflage.-ISBN 3-540-25504-4
- [36] Yamaguchi, T. Demonstration of the Rapid Start-Up Operation of Cathode-Supported SOFCs using a microtubular LSM-Support, Journal of the Electrochemical Society 155, pp. 1141-1144, 2008
- [37] Wang, M. Post Combustion CO₂ capture with chemical Adsorption: A state-of-the-art review, Chemical engineering research and design 89 pp. 1609-1624, 2011
- [38] Widia, B.S. Variation of density with composition for natural gas mixtures in the supercritical region, Master Thesis, Texas A&M University, 2003





Die Autoren

Herausgeber

Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Helmut Tschöke
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Axel Munack
Johann Heinrich von Thünen-Institut (vTI)

Prof. Dr. habil. Jürgen Krahl
Technologietransferzentrum Automotive
der Hochschule Coburg (TAC)

Autoren und Co-Autoren

Martin Ackerl
Technische Universität Graz

Marco Adam
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Dr.-Ing. Frank Altenschmidt
Daimler AG Stuttgart

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Universität Stuttgart

Dipl.-Ing. Daniel Beisel
Universität Braunschweig

Dipl.-Ing. Tobias Breuninger
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Dipl.-Ing. Andreas Broda
Technische Universität Braunschweig

Dr. Raimund Brunner
Fraunhoferinstitut für Physikalische
Messtechnik (IPM), Freiburg

Stephen Busch
Karlsruhe Institute of Technology

Prof. Dr. Peter Eilts
Technische Universität Braunschweig

Dr. Christian Gerhart
AlzChem Trostberg AG

Henning Heikes
Robert Bosch GmbH

Dipl.-Ing. Martin Hese
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Alexander Heubuch
TU München

Dipl. Wi.-Ing. René Hosse
Technische Universität Braunschweig

Dr. Eberhart Jacob
E. Jacob Emissionskonzepte Motoren,
Krailling

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg

Steffi Köhler
Technische Universität Braunschweig



Fabian Köpple
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Dr. Oliver Kröcher
Paul Scherrer Institut (PSI), Schweiz

Dr.-Ing. Andreas Kufferath
Robert Bosch GmbH Stuttgart

Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner
Technische Universität Braunschweig

David Maak
Technische Universität Braunschweig

Dipl.-Ing. Anna-Theresia Nasch
Technische Universität Braunschweig

Daniel Peitz
Paul Scherrer Institut (PSI), Schweiz

Prof.-Dr. Thomas Sattelmayer
TU München

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Dipl.-Chem Lasse Schmidt
Johann Heinrich von Thünen-Institut

Prof. Dr. Stephan Scholl
Technische Universität Braunschweig

Dr. Bernd Schulz
NIGU Chemie GmbH

Florian Schulz
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Christian Schwenger
Karlsruhe Institute of Technology

Rainer Sourell
Technische Universität Braunschweig

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Karlsruhe Institute of Technology

Sebastian Stenger
Technische Universität Braunschweig

Dipl.-Ing. Tobias Trzebiatowski
Robert Bosch GmbH

Plamen Toshev
TU München

Prof. Dr. Georg Wachtmeister
TU München

Martin Zornemann
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg



