

Experimentelle Untersuchung eines heterogen-stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahrens

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. (FH) Timo Klingemann
geb. am 09. Dezember 1980 in Hamburg

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf
Prüfungsvorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters

Promotionskolloquium am 04. April 2013

Erschienen in der AutoUni – Schriftenreihe

„Experimentelle Untersuchung eines heterogen-stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahrens“

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. (FH) Timo Klingemann
geboren am 09. Dezember 1980 in Hamburg

2013

Um Gold zu finden
muss man viele Steine umdrehen.

(unbekannter Autor)

Geheimhaltung

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen. Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Schriftliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht. Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Gifhorn, den 16. Februar 2013

Timo Klingemann

Abstract

Due to different reasons the dominance of the internal combustion engine for the long distance mobility of the individual passenger will be kept in the medium term. Even though particularly the diesel engine made a great development in comfort, dynamics and acoustics, future emission laws require a continuous improvement of the diesel combustion. According to current knowledge the reduction of nitrogen oxide emissions needs complex exhaust gas aftertreatment like a NO_x storage catalytic converter or a selective catalytic reduction system. These systems have inherent disadvantages like the reduction of efficiency due to necessary regeneration or additional operating fluids and high costs. The three-way catalytic converter known from the spark ignition engine could be a cost-effective and robust alternative solution. However, in this case a stoichiometric air fuel ratio is essential.

The stoichiometric diesel combustion has not been examined in all details yet. Thus, part of this dissertation focuses on the characterisation of the specific thermodynamics. As inherent to the functional principle of the stoichiometric combustion the process temperature is high and the combustion is incomplete. Consequently carbon monoxide and particulate matter emissions as well as the fuel consumption are higher than known from the lean diesel combustion. Furthermore measurements of the particulate matter size distribution show increasing particle diameters compared to the lean combustion. However within this work it is shown that by using the stoichiometric combustion the diesel particulate filter can generally be regenerated without additional application.

Increasing the charge motion by using a fully variable valve train and modified piston bowl geometries indicate positive effects on fuel consumption and soot emissions. Varying the injection nozzle geometry particularly the soot emission can be reduced significantly. Exhaust gas recirculation enables decreased combustion temperatures and therefore lower fuel consumption. Based on the above information the nitrogen oxide reduction and the increase of fuel consumption in different driving cycles, i.e. NEDC, FTP75, US06 and ADAC, is determined. It is shown that the nitrogen oxide emissions can be reduced up to 60%.

key words: diesel engine combustion, nitrogen oxide, stoichiometry, three-way catalyst

Kurzfassung

Individuelle Langstreckenmobilität erfordert nach derzeitigem Kenntnisstand mittelfristig weiterhin Verbrennungsmotoren. Dies ist insbesondere den nach wie vor ungelösten Herausforderungen bei der Entwicklung alternativer Antriebskonzepte geschuldet. Trotz einer deutlichen Zunahme der Fahrzeugmasse und einer stetigen Verschärfung der Emissionsgrenzwerte konnte in den vergangenen Jahren der Kraftstoffverbrauch bei steigendem Komfort kontinuierlich gesenkt werden. Da beim Dieselmotor die innermotorische Emissionsoptimierung an ihre Grenzen stößt, sind zukünftig insbesondere für die Reduzierung der Stickoxidemissionen außermotorische Maßnahmen wie beispielsweise ein NO_x -Speicherkatalysator oder ein SCR-Katalysator-System notwendig. Diese Systeme erfordern eine wirkungsgradverringende Regeneration bzw. einen zusätzlichen Betriebsstoff und haben ein begrenztes Konvertierungsvermögen bei gleichzeitig hohen Produktionskosten. Ein alternativer Ansatz zur außermotorischen Stickoxidreduzierung ist, den beim Ottomotor bewährten und günstigen Dreiwegekatalysator auch für dieselmotorische Brennverfahren zu verwenden. Zur Erzielung hoher Schadstoffkonvertierungsraten ist dafür zwingend ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Gemisch erforderlich.

In der vorliegenden Arbeit werden für das grundsätzliche Verständnis des weitgehend unerforschten heterogen-stöchiometrischen Brennverfahrens die thermodynamischen Besonderheiten erläutert und im Motorversuch die wesentlichen Verfahrensunterschiede (Wirkungsgrad, Emissionen, Verbrennungsakustik) im Vergleich zum konventionellen dieselmotorischen Brennverfahren aufgezeigt. Bedingt durch eine unvollständige Verbrennung sowie eine hohe Prozesstemperatur ergeben sich erhöhte Kohlenmonoxid- und Rußemissionen sowie ein höherer Kraftstoffverbrauch. Messungen der Partikelgrößenverteilung im Rohabgas des stöchiometrischen Brennverfahrens zeigen eine Verschiebung der Verteilungskurve zu größeren Partikeldurchmessern. Weiter kann gezeigt werden, dass die Regeneration eines Dieselpartikelfilters im stöchiometrischen Betrieb grundsätzlich ohne applikative Maßnahmen möglich ist.

Mithilfe eines vollvariablen Ventiltriebs sowie zweier alternativer Kolbenmuldengeometrien wird die Sensibilität des Brennverfahrens experimentell untersucht. Angesichts der großen Bedeutung des Kraftstoffinjektors für die Güte der Gemischbildung und Verbrennung werden verschiedene Einspritzdüsengeometrien in Kombination mit den untersuchten Kolbenmuldengeometrien bewertet. Dabei kann teilweise eine drastische Reduzierung der Rußemissionen und eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs erzielt werden. Mithilfe von Abgasrückführung wird die Prozesstemperatur reduziert und der Kraftstoffverbrauch deutlich verringert. Auf den gewonnenen Erkenntnissen aufbauend wird eine semi-simulative Betrachtung zum Stickoxidreduzierungspotential sowie zum zu erwartenden Kraftstoffmeherverbrauch bei Anwendung der stöchiometrischen Verbrennung in den Fahrzyklen NEFZ, FTP75, US06 und ADAC durchgeführt. In Abhängigkeit des berücksichtigten Kennfeldbereichs sinken die Stickoxidemissionen um bis zu 60%.

Schlüsselworte: Dieselmotor, Stickoxide, Brennverfahren, Stöchiometrie, Dreiwegekatalysator

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Zielsetzung	3
3	Kenntnisstand	5
3.1	Dieselmotorisches Brennverfahren	6
3.2	Ottomotorisches Brennverfahren	9
3.3	Kombinierte Brennverfahren	10
3.4	Emissionen	12
3.4.1	Stickoxide	12
3.4.2	Partikel	13
3.4.3	Kohlenmonoxid	15
3.4.4	Kohlenwasserstoffe	17
3.5	Emissionsreduzierung	18
3.5.1	Innermotorische Maßnahmen	18
3.5.2	Abgasnachbehandlung	21
3.6	Stöchiometrische Verbrennung	26
4	Versuchsaggregate, Messtechnik und Auswertemethoden	33
4.1	Versuchsaggregate	33
4.2	Messtechnik	34
4.3	Auswertemethoden	35
5	Experimentelle Untersuchungen	41
5.1	Funktion eines Dreiwegekatalysators	47
5.2	Darstellbarer Kennfeldbereich	51
5.3	Vergleich mit dem konventionellen Diesel-Brennverfahren	52
5.3.1	Rohemissionen	52
5.3.2	Wirkungsgrad	56
5.3.3	Stabilität der Verbrennung	62
5.3.4	Akustik	62
5.4	Sensibilitätsuntersuchungen zur Gemischbildung	65
5.4.1	Vollvariabler Ventiltrieb	67
5.4.2	Bauteilevariation	72
5.4.3	Abgasrückführung	88
5.5	Partikelfilterregeneration	93
5.6	Kennfeldausweitung	97
5.6.1	Lastreduzierung	97
5.6.2	Vorhalt für dynamischen Betrieb	109
5.7	Relevanz für verschiedene Fahrzyklen	111
6	Zusammenfassung und Ausblick	119

Literaturverzeichnis	123
Abkürzungsverzeichnis	133
Verzeichnis chemischer Elemente	137
Symbolverzeichnis	139
Anhang	143
A Technische Daten der Versuchsaggregate	145
B Prüfstands Aufbau EZ400	147
C Prüfstands Aufbau EZ500	151
D Prüfstands Aufbau VM1600	153
E Ergänzende Versuchsergebnisse	155
F Fahrzyklen	169

Kapitel 1

Einleitung

Der Individualverkehr besitzt in sämtlichen Industrieländern einen hohen Stellenwert, zudem wächst dessen Bedeutung in zahlreichen Entwicklungs- und Schwellenländern. In jüngerer Vergangenheit gab es und aktuell gibt es öffentlich geführte Diskussionen zum Thema Elektromobilität. Dabei setzt sich zunehmend die Überzeugung durch, dass vor dem flächendeckenden Einsatz von Batterie- und Brennstoffzellenfahrzeugen umfangreiche technologische, wirtschaftliche und infrastrukturelle Herausforderungen stehen. Eine detaillierte Voraussage der zukünftigen Zulassungszahlen erscheint angesichts der zahlreichen Randbedingungen (**Abbildung 1.1**) kaum möglich, jedoch ist mittelfristig nicht mit einer umfassenden Substitution von Verbrennungsmotoren durch alternative Antriebskonzepte zu rechnen, z. B. [Junker 2011, Lubbadeh 2011, Bargende 2010, Sorger et al. 2011, Gruden 2008, Indra 2011]. Daher ist (neben der Erforschung und Entwicklung alternativer Antriebstechnologien) die kontinuierliche Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors erforderlich. Bei der Entwicklung

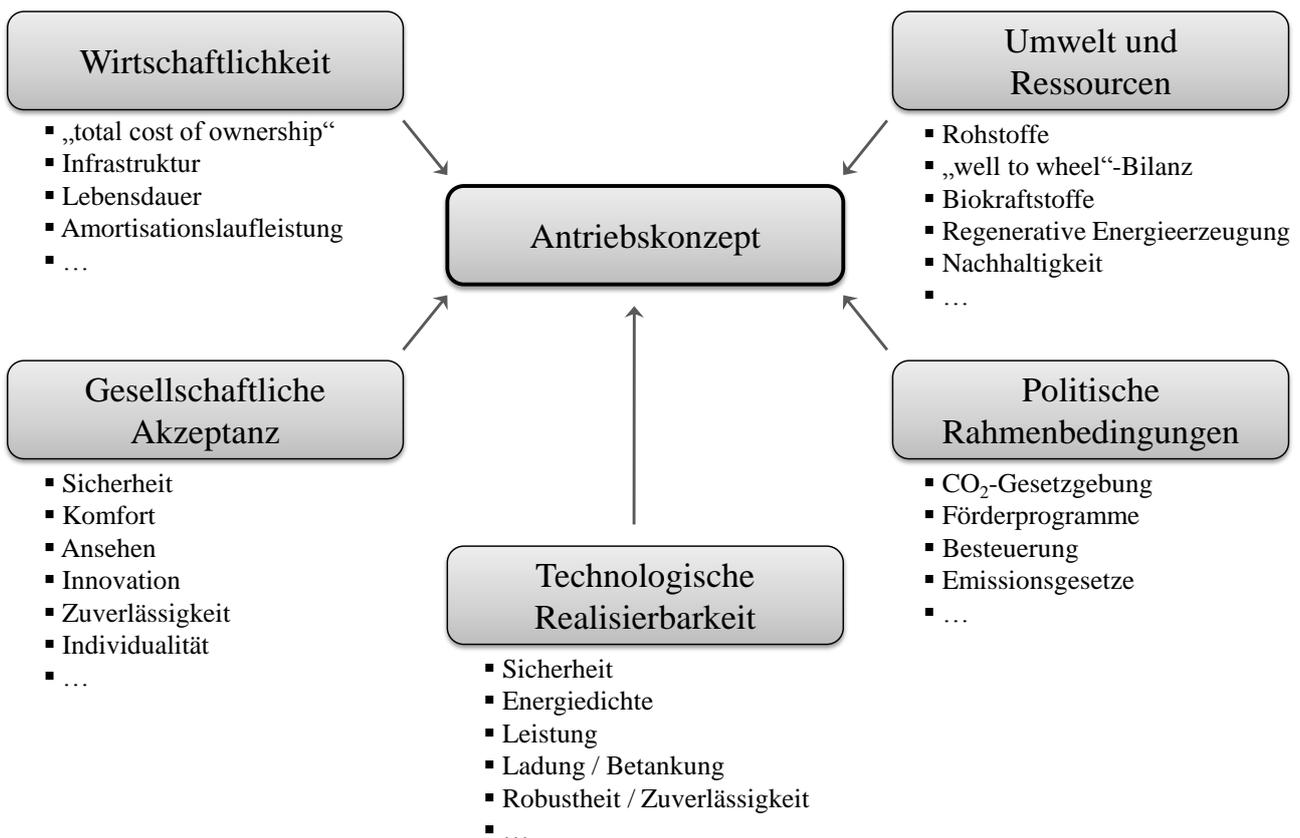


Abbildung 1.1: Randbedingungen für die Entwicklung von Antriebskonzepten

von Dieselmotoren sind die Minimierung des Stickoxidausstoßes und des Kraftstoffverbrauchs *die* zentralen Herausforderungen. Obwohl die Partikelemissionen durch den Einsatz eines Dieselpartikelfilters sehr wirksam reduziert werden können, zielt die Entwicklung auch darauf ab, möglichst geringe Rohpartikelemissionen darzustellen, um den Kraftstoffmehrverbrauch durch die Regenerationsphasen des Dieselpartikelfilters so gering wie möglich zu halten.

Zur Reduzierung der Stickoxidemissionen wird heute vor allem die Abgasrückführung als innermotorische Maßnahme sowie ggf. ein SCR-Katalysator oder ein NO_x-Speicherkatalysator als Abgasnachbehandlungskomponente eingesetzt. Der Anwendung von Abgasrückführung sind allerdings Grenzen gesetzt, so dass die NO_x-Emissionen nicht beliebig reduziert werden können. Gleiches gilt auch für die Katalysatorkonzepte, die zudem aufwändig und teuer sind. Der hohe Systemaufwand des Dieselmotors führt ohnehin zu erhöhten Kosten im Vergleich zum Ottomotor, so dass der Einsatz kostengünstiger Systeme und Technologien zur Schadstoffreduzierung eine hohe Priorität hat.

Mit dem Dreiwegekatalysator ist vom Ottomotor ein vergleichsweise kostengünstiges und zuverlässiges Bauteil zur Stickoxidreduzierung bekannt, dessen Funktion allerdings ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Gemisch ($\lambda = 1.0$) voraussetzt. Grundsätzlich lassen sich mit dem Dreiwegekatalysator auch im dieselmotorischen Betrieb die Stickoxidemissionen drastisch reduzieren. Dem Vorteil geringer NO_x-Emissionen stehen jedoch die Nachteile eines erhöhten Kraftstoffverbrauchs und hoher Rußemissionen gegenüber. Im Gegensatz zum Ottomotor ergibt sich beim Dieselmotor nicht zwangsläufig die Notwendigkeit einer Anwendung der stöchiometrischen Verbrennung im gesamten Betriebsbereich, da die Stickoxidemissionen im Teillastbereich in der Regel innermotorisch ausreichend vermindert werden können. Auf eine Androsselung (wie vom Ottomotor bekannt) sollte aus energetischen Gründen verzichtet werden. Ein möglicher Einsatz der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung ist folglich im oberen Bereich des Motorkennfelds sinnvoll, zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei hoher Momentenanforderung.

Kapitel 2

Zielsetzung

Zur Sicherstellung der Langstreckenmobilität, bei der hohe Energiedichten des eingesetzten Energieträgers unabdingbar sind, wird der Dieselmotor mittelfristig eine große Bedeutung für den Individual- und Transportverkehr behalten. Der bekannte Zielkonflikt zwischen Stickoxidemissionen und Partikelemissionen konnte durch den Einsatz des Dieselpartikelfilters etwas entschärft werden. Dennoch ist die wirkungsgrad- und kostengünstige Stickoxidreduzierung eine der zentralen Herausforderungen für die Entwicklung kommender Dieselmotorgenerationen. Die Verwendung eines Dreiwegekatalysators bei stöchiometrischer Gemischbildung stellt eine einfache und kostengünstige Alternative zu den bislang eingesetzten Stickoxidreduzierungssystemen dar.

Mit der Anwendung der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung ergeben sich allerdings vielfältige grundsätzliche Fragen, die im Rahmen dieser Arbeit an verschiedenen Versuchsaggregaten beantwortet werden sollen.

Unter der „stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung“ wird die Verbrennung eines heterogenen, global stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Gemischs verstanden, das durch Selbstzündung entflammt.

Zum besseren Verständnis soll auf die Funktionalität des Dreiwegekatalysators bei Beaufschlagung mit dieselmotorischem Abgas ebenso eingegangen werden, wie auf die Emissionen und den Wirkungsgrad der Verbrennung. Auch die Verbrennungscharakteristik hinsichtlich ihrer Stabilität und die Akustik sollen im Fokus der Betrachtungen liegen. Weiter soll auf Basis des gewählten Versuchsträgers als Status quo das darstellbare Motorkennfeld bestimmt werden.

Die Automobilindustrie unternimmt enorme Anstrengungen, den Kohlendioxidausstoß bei stetig sinkenden Emissionsgrenzwerten weiter zu reduzieren. Daher ist ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit, Möglichkeiten zur Minimierung des Kraftstoffmeherverbrauchs und der Rußemissionen bei stöchiometrischer dieselmotorischer Verbrennung aufzuzeigen. Es ist zu erwarten, dass ein Teil des vorhandenen Kraftstoffmeherverbrauchs im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren aus physikalischen und chemischen Gründen unvermeidbar ist. Gleichwohl ist auch zu erwarten, dass auf die stöchiometrische dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung angepasste Motorbauteile zu einer Verbesserung der Emissionen, des Wirkungsgrads bzw. der Akustik beitragen können. Daher soll der Einfluss verschiedener Kolbenmulden und Einspritzdüsen erprobt und bewertet werden. Die Kombination aus heterogener Gemischbildung und geringem Sauerstoffpartialdruck in der Ausbrandphase legt die Vermutung nahe, dass die Gasbewegung im Brennraum eine besonders hohe Bedeutung hat. Daher soll mit einem vollvariablen Ventiltrieb die Sensibilität der stöchiometrischen Verbrennung auf eine Variation der Ladungsbewegung untersucht werden.

Bei aller wissenschaftlichen Charakterisierung und Bewertung des Brennverfahrens darf die Anwendbarkeit nicht außer Acht gelassen werden. Es ist daher eine Betrachtung zur Relevanz der stöchiometrischen Verbrennung für aktuelle Fahrzyklen vorzunehmen und das Potential zur Stickoxidreduzierung ebenso zu quantifizieren, wie der zu erwartende Kraftstoffmeherverbrauch. Dazu soll ein Simulationsprogramm erstellt werden, das auf Basis von Rollenprüfstandsmessungen eines Serienfahrzeugs im konventionellen dieselmotorischen Betrieb mit Luftüberschuss diesbezüglich eine Abschätzung erlaubt.

Ziel der Arbeit ist es, einen wissenschaftlichen Beitrag zum Verständnis der weitgehend unerforschten heterogen-stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung zu leisten.

Kapitel 3

Kenntnisstand

Da die vorliegende Arbeit Untersuchungen zur verfahrenstechnischen Annäherung des diesel- und des ottomotorischen Brennverfahrens¹ beinhaltet, erfolgt eingangs eine Erläuterung der physikalischen und chemischen Vorgänge im Dieselmotor und darauf aufbauend die Erläuterung der wesentlichen Unterschiede zum ottomotorischen Verfahren. Ferner wird ein Überblick über kombinierte Brennverfahren gegeben.

Abbildung 3.1 enthält eine Übersicht der bekannten Brennverfahren; kombinierte Brennverfahren werden hier mit der Bezeichnung „HCCI“ dargestellt. Von herausragender Bedeutung für diese Arbeit ist der stöchiometrische Dieselmotor mit den drei charakteristischen Merkmalen: stöchiometrisches globales Verbrennungsluftverhältnis, heterogene Gemischbildung² und Selbstzündung. Da bei sämtlichen Verfahren zur Erzeugung

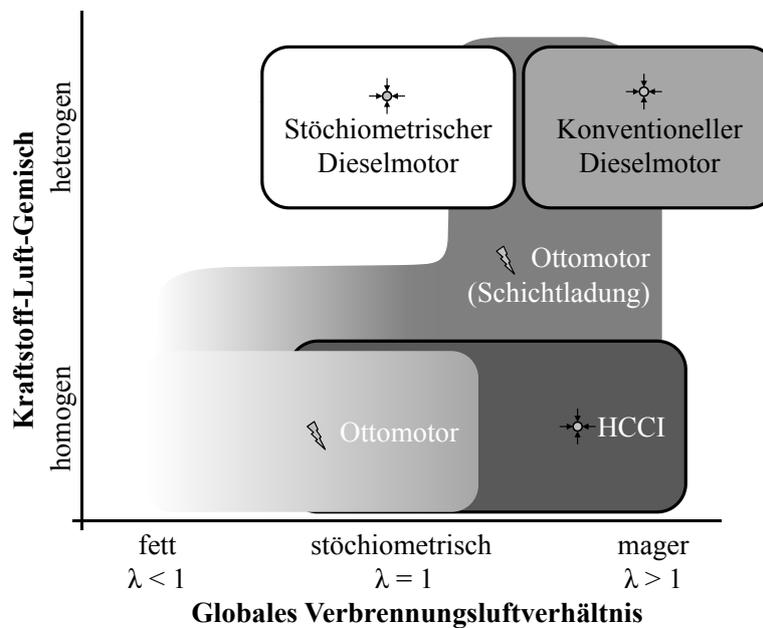


Abbildung 3.1: Einordnung der Brennverfahren

mechanischer Arbeit (üblicherweise flüssige) Kohlenwasserstoffe verbrannt werden, findet eine Schadstoffbildung statt, deren wesentliche Komponenten anschließend erläutert werden. Es wird dabei auf die Wirkung dieser Komponenten auf den Menschen und die Umwelt sowie insbesondere auf deren Entstehungsmechanismen eingegangen, ehe Möglichkeiten zur Schadstoffreduzierung aufgezeigt werden.

¹Brennverfahren: das Zusammenwirken von Kraftstoffeinspritzung, Brennraumgeometrie und Ladungsbewegung bei einer definierten Art der Zündung

²Heterogenes Gemisch: Das Gemisch im Brennraum weist Zonen mit stark unterschiedlichen Kraftstoff-Luft-Verhältnissen auf: $\lambda_{\text{lokal}} \neq \lambda_{\text{global}}$. Im Gegensatz dazu ist beim *homogenen* Gemisch das Kraftstoff-Luft-Verhältnis ortsunabhängig gleich: $\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{global}}$.

Schließlich erfolgt eine theoretische Betrachtung der stöchiometrischen Verbrennung und ihrer Besonderheiten, die Kern dieser Arbeit ist.

3.1 Dieselmotorisches Brennverfahren

Die Untersuchungen werden an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung (DI) durchgeführt. Typisch für den konventionellen DI-Dieselmotor sind die *Qualitätsregelung*³ sowie die Entflammung eines *heterogenen* Kraftstoff-Luft-Gemischs durch eine *Selbstzündung*.

In diesem Kapitel werden daher die verschiedenen – weitgehend parallel ablaufenden – Prozesse der dieselmotorischen Verbrennung detailliert erläutert. Auf die Erklärung der Gemischbildung folgen die Erläuterung des Zündverzugs sowie der Entflammung und Verbrennung.

Gemischbildung

Die Gemischbildung umfasst die Vorgänge Kraftstoffeinspritzung, Einspritzstrahlausbreitung, Kraftstoffzerstäubung und -verdampfung bis zum Vorhandensein eines lokal zündfähigen Kraftstoff-Luft-Gemischs. Die Gemischbildung bildet das Fundament für die weiteren Vorgänge Entflammung und Verbrennung und hat damit einen maßgeblichen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses und die Schadstoffentstehung. Insbesondere für Brennverfahren mit geringem oder keinem Luftüberschuss – wie z. B. die stöchiometrische dieselmotorische Verbrennung – erhält die Gemischbildung *die* zentrale Bedeutung bei der Optimierung des Brennverfahrens. Die erforderliche Zeit für die Gemischbildung ist betriebspunktabhängig und liegt im Millisekundenbereich.

In der Praxis wird zur Beschreibung der Güte der Einspritzung oftmals auf einen mittleren Tropfendurchmesser zurückgegriffen: Das statistische Mittel der Tropfengröße wird mit dem Sauter-Durchmesser (SMD) charakterisiert, der den der mittleren Oberfläche des gesamten Tropfenkollektivs entsprechenden Tropfendurchmesser angibt [Joos 2006, Mollenhauer und Tschöke 2007]. Wegen der inversen Abhängigkeit des SMD vom Einspritzdruck zielen zahlreiche Forschungsarbeiten darauf ab, den Einspritzdruck über die heute bei Pkw-Anwendungen in Serie befindlichen ca. 2000 bar zu erhöhen. Hierfür eignen sich insbesondere Injektoren mit hydraulischer Übersetzung, die Einspritzdrücke von bis zu 4000 bar bereitstellen können [Wagner et al. 2006, Ziegler 2004, Dohle et al. 2004, Fischer 2009]. Allerdings ist die Erhöhung des Einspritzdrucks für eine gegebene Düse und ein gegebenes Brennverfahren nicht zwangsläufig ein Garant für eine verbesserte Gemischbildung [Krome 2004]. Neben der weiteren Erhöhung des maximal darstellbaren Einspritzdrucks könnte daher der Einspritzverlaufsformung eine besondere Bedeutung zukommen [Predelli et al. 2010].

Nach der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum umfasst die Gemischbildung im einzelnen, vgl. z. B. [Mollenhauer und Tschöke 2007, Urlaub 1994]:

- Aufbruch des Strahlkerns („Primäraufbruch“),
- Aerodynamische Strahlzerteilung („Sekundäraufbruch“),
- Tropfenkollision und
- Tropfenverdampfung.

Diese Phasen werden nachfolgend erläutert.

AUFBRUCH DES STRAHLKERNS: Der *Primäraufbruch*, d. h. das Zerteilen des kompakten Einspritzstrahls in Tropfenkollektive und Einzeltropfen, basiert im wesentlichen auf der Turbulenz und Kavitationseffekten in der Düsenbohrung. Das „Atomisieren“ des Kraftstoffs ist bedeutend, jedoch werden während des Nadelöffnungs-

³*Qualitätsregelung*: die Regelung des an der Kurbelwelle vorhandenen Drehmoments erfolgt allein durch die Variation der Einspritzmasse; das Verbrennungsluftverhältnis wird mit steigender Last kleiner

und Schließvorgangs auch andere Zerfallsmechanismen durchlaufen, vgl. [Lefebvre 1989, Busch 2001, Stahl 2008]. Die Wirkung der *Kavitation* auf die Gemischbildung beruht nach [Busch 2001, Stahl 2008] vor allem auf der durch Kavitationsblasen in der Düsenlochbohrung hervorgerufenen Einschnürung der Strömung mit der Folge einer Turbulenzerhöhung. Demnach spielt der „aktive“ Einfluss der Kavitation durch Implosion von Kavitationsbläschen mit der resultierenden Störung der Strahloberfläche eine untergeordnete Rolle. Folglich resultiert die Verbesserung der Gemischbildung durch Kavitation vor allem daraus, dass die Geschwindigkeitserhöhung der turbulenten Strömung im Düsenloch eine stärker ausgeprägte aerodynamische Wechselwirkung beim Sekundärzerfall nach sich zieht. Allerdings beschreibt [Blessing 2004] zusätzlich Kavitationsblasen, die beim Zerfall „Querstörungen“ verursachen und dadurch den Strahlrand aufbrechen. [Henle 2006] spricht zusätzlich von einer möglichen „Disintegration“ (Auffächerung) des Sprays, die zu einer verringerten Eindringtiefe führen könne. Ein Nachteil der Kavitation ist vor allem der potentiell höhere Verschleiß im Düsennadelbereich durch Druckspitzen und hohe Strömungsgeschwindigkeiten. Detaillierte Betrachtungen zur Kavitation finden sich auch in [Leick 2008, Baumgarten 2003, Ruiz und Chigiart 1985, Schneider 2003]. Eine geringere Kavitationsneigung wird über eine positive Konizität der Düsenlochbohrung ($d_{\text{ausßen}} < d_{\text{innen}}$) erzielt. Die vorherrschende Entwicklungstendenz geht in Richtung kavitationsarmer Einspritzdüsen zur Erzielung einer laminaren Düsenlochströmung. Abhängig vom Brennverfahren sind kavitierende Spritzlöcher allerdings durchaus sinnvoll. Dies gilt insbesondere dann, wenn die freie Einspritzstrahllänge durch den Kolbenmuldendurchmesser begrenzt ist.

Ein weiterer Freiheitsgrad der Düsenauslegung ist die Verrundung⁴ der inneren Düsenlochkante. Diese bewirkt, dass der Verschleiß der Bohrung über der Lebensdauer vorweggenommen wird und ermöglicht gleichzeitig eine Anpassung des hydraulischen Durchflusses während des Fertigungsprozesses [Leick 2008, Stahl 2008].

AERODYNAMISCHE STRAHLZERTEILUNG: Mit *Sekundäraufbruch* wird die Phase der Gemischbildung bezeichnet, wenn aerodynamische Kräfte maßgeblich an der weiteren Strahlzerteilung beteiligt sind. Hohe Differenzgeschwindigkeiten zwischen der Strahloberfläche und dem Gas im Brennraum verursachen Schubspannungen, die eine weitere Zerteilung der Tropfen und Tropfenkollektive nach sich ziehen, wenn diese die Wirkung der Oberflächenspannung übertreffen. Die aerodynamische Strahlzerteilung verstärkt sich wegen der höheren Gasdichte mit steigendem Brennraumdruck. Verglichen mit dem Primärzerfall ist bei Hochdruckeinspritzsystemen der aerodynamische Strahlzerfall in der Regel von geringerer Bedeutung, jedoch unterstützt ein ausgeprägter Primärzerfall den Sekundärzerfall, vgl. [Merker et al. 2006, Mollenhauer und Tschöke 2007].

TROPFENKOLLISION: Besonders im Düsennahbereich kollidieren wegen der hohen Kraftstoffkonzentration Kraftstofftröpfchen miteinander. In der Regel führt die Tropfenkollision zu einer Verringerung des mittleren Tropfendurchmessers durch Zerplatzen bzw. Abspaltung kleinerer Tröpfchen, möglich ist aber auch eine Koaleszenz⁵ [Aumann et al. 2002]. Die Tropfenkollision zählt zum Sekundäraufbruch.

TROPFENVERDAMPFUNG: Der Einspritzstrahl tritt als ein dicht gepacktes Kollektiv kleiner Kraftstofftröpfchen in den Brennraum ein. Relativ zum Strahlkern werden die Außenbereiche durch aerodynamische Kräfte stärker verzögert [Heywood 1988], so dass verdichtete, heiße Luft in den Strahl eindringt („Air Entrainment“). Konvektion und thermische Strahlung heizen die Tröpfchen auf und führen schließlich zu deren Verdampfung. Neben der Tröpfchengröße und -verteilung sind das Siedeverhalten des Kraftstoffs, die Gastemperatur und der -druck sowie die Strömungsgeschwindigkeit wichtige den Verdampfungsprozess beeinflussende Parameter. Primärer und sekundärer Strahlzerfall sowie die Verdampfung des Kraftstoffs laufen teilweise synchron ab und dauern während des Einspritzvorgangs und darüber hinaus an.

⁴in der Regel wird diese hydroerosiv mit einem geeigneten Medium vorgenommen [Osswald 2006]

⁵Koaleszenz: Vereinigung

Noch während der Gemischbildung findet beim klassischen Dieselmotorenverfahren die Entflammung der ersten Kraftstoffmoleküle statt.

Zündverzögerung und Entflammung

Die Selbstzündung des eingespritzten Kraftstoffs tritt nach dem *Zündverzögerung* ein. Dieser wird in der Literatur zumeist als der zeitliche Verzögerung zwischen der Einbringung der ersten Kraftstoffmoleküle in den Brennraum und dem ersten messbaren Druckanstieg [Heywood 1988, Pischinger et al. 2001, Mollenhauer und Tschöke 2007, Merker et al. 2006, Braess und Seiffert 2001] definiert.

Der Zündverzögerung lässt sich in einen physikalischen und einen chemischen Anteil unterteilen. Der physikalische Zündverzögerung ist durch die Zerstäubung und Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffs bis zum Vorhandensein eines lokal brennbaren Verbrennungsluftverhältnisses gekennzeichnet. Die chemische Zündverzögerungszeit (Induktionszeit) umfasst die Bildung zündfähiger Radikale⁶, wie z. B. das Hydroxyl-Radikal OH [Warnatz et al. 1997]. Eine eindeutige Trennung von physikalischem und chemischem Zündverzögerung ist wegen der simultan ablaufenden Prozesse kaum möglich. Maßgeblichen Einfluss auf die Länge des Zündverzögerung haben, neben den thermodynamischen Randbedingungen Druck und Temperatur im Brennraum, u. a. die Cetanzahl⁷ sowie das Siedeverhalten des Kraftstoffs. Weiter sind die Einspritzung und die Ladungsbewegung im Brennraum von großer Bedeutung für die Gemischbildung und damit für den Zündverzögerung. Ausführliche Untersuchungen dieser und weiterer Randbedingungen untergeordneter Bedeutung sind z. B. [Pischinger et al. 2001] zu entnehmen. Die Bildung von OH-, O- und H-Radikalen aus Wasserdampf und Sauerstoff ist Grundvoraussetzung für die Zündung. Sie erfordert die Erwärmung einer genügend großen Gasmasse auf eine ausreichend hohe Temperatur⁸. Demnach findet die Zündung in trockener Luft weniger sicher statt als in feuchter, weil der erforderliche Wasserstoff für die Bildung von OH- und H-Radikalen allein über den Kraftstoff zur Verfügung steht und die Konzentration damit geringer ist [Specht 2003]. Eine stabile Zündung setzt zudem voraus, dass die Kettenverzweigungsreaktionen die Rekombination⁹ von Radikalen überkompensieren und der Reaktionswärmestrom größer als der Verlustwärmestrom durch thermische Strahlung ist, was bei Verwendung eines Kraftstoffs mit ausreichend hoher Cetanzahl und einem Einspritzzeitpunkt im Bereich des Zünd-OT im Dieselmotor praktisch immer der Fall ist¹⁰, vgl. [Warnatz et al. 1997, Merker et al. 2006].

Die Selbstzündung beginnt im Randbereich der Einspritzstrahlen bei lokalen Verbrennungsluftverhältnissen $0.5 < \lambda < 0.8$. Die Zündung führt zu einer drastischen Temperaturerhöhung im Brennraum, in deren Verlauf die Verdampfungs- und Zündvorgänge des restlichen Kraftstoffs beschleunigt ablaufen [Merker et al. 2006, Pischinger et al. 2001]. Die Selbstzündung ist in Anbetracht der Vielzahl an Elementarreaktionen während des chemischen Zündverzögerung (insbesondere für mehrkomponentige Kraftstoffe wie Diesel) komplex, da sie temperaturabhängig über verschiedene reaktionskinetische Mechanismen erfolgt¹¹.

In Abhängigkeit der genannten Einflussfaktoren erfolgt der Selbstzündungsprozess einstufig (hohe Temperatur) oder mehrstufig (niedrige Temperatur)¹². Der einstufige Selbstzündungsprozess ist charakterisiert durch

⁶Radikal: reaktionsfreudiges Atom oder Molekül mit wenigstens einem ungepaarten Elektron

⁷Cetanzahl: Die Cetanzahl beschreibt die Zündwilligkeit des Kraftstoffs. Sie wird über die Ermittlung der Zündverzögerungszeit in einem genormten Prüfmotor (EN ISO 5165, CFR-Prüfverfahren) mit den Vergleichskraftstoffen Cetan (Hexadecan: C₁₆H₃₄) und α -Methylnaphthalin (C₁₁H₁₀) ermittelt. Per Definition gilt: Cetan: CZ = 100 und α -Methylnaphthalin: CZ = 0. Alternativ erfolgt die Cetanzahlbestimmung im BASF-Motor [Lange et al. oJ].

⁸Die Zündgrenzen sind unter anderem abhängig vom Druck, *ein* Absolutwert kann daher nicht angegeben werden, vgl. [Warnatz et al. 1997].

⁹Rekombination: aus den ungepaarten Elektronen der Radikale entsteht ein weniger reaktives Elektronenpaar

¹⁰wenn erforderlich, wird die Selbstzündung mit einem elektrischen Glühstift unterstützt

¹¹Zur Ermittlung des Selbstzündungsprozesses werden die chemischen Elemente und der chemische Zündverzögerung als Funktion der Temperatur in einem homogenen Reaktor (z. B. Stoßwellenrohr) bestimmt.

¹²dazwischen liegt der Bereich des „negative temperature coefficient“ (NTC), bei dem eine Erhöhung der Temperatur zu einer Verlängerung der Zündverzögerungszeit führt [Pischinger et al. 2001]

den Zerfall von Alkenen¹³ in Alkylradikale. Beim mehrstufigen Selbstzündungsprozess dagegen findet vor der Hauptzündung bereits eine partielle Umsetzung von Kraftstoffmolekülen statt, die sowohl exotherm als auch endotherm ablaufen kann („Vorzündungen“). Bei dieser „kalten Flamme“ werden nach [Pischinger et al. 2001] bis zu 15 % der Gesamtenergie umgesetzt. Charakteristisch für die kalte Flamme ist die Entstehung von Formaldehyd CH_2O , das während der „blauen Flamme“ detonativ zu CO und im weiteren Verbrennungsablauf zu CO_2 oxidiert. Weitere Details zur Chemie des Selbstzündungsvorgangs finden sich z. B. in [Warnatz et al. 1997, Pischinger et al. 2001].

Verbrennung

Der zeitliche Verlauf der Energieumsetzung wird in drei Phasen unterteilt [Braess und Seiffert 2001, Merker et al. 2006, van Basshuysen und Schäfer 2005, Mollenhauer und Tschöke 2007]:

- Vorgemischte Verbrennung,
- Diffusionsverbrennung und
- Ausbrand

In der ersten Phase wird der während des Zündverzugs zündfähig aufbereitete Kraftstoff nahezu isochor umgesetzt. Die Geschwindigkeit der Gemischaufbereitung ist chemisch – d. h. durch das Erreichen der Zünd-Initialbedingungen – und physikalisch – d. h. durch die dazu notwendige Tröpfchenaufbereitung – kontrolliert. Die Geschwindigkeit und Härte¹⁴ der Verbrennung wird von der chemisch gebundenen Energie im Gemisch bestimmt. Stickoxidemissionen und Akustik des Brennverfahrens hängen maßgeblich von dieser mit „vorgemischte Verbrennung“¹⁵ bezeichneten Phase ab.

In der zweiten Verbrennungsphase, der „Diffusionsverbrennung“, beschleunigen sich die chemischen Prozesse dank der hohen Temperatur im Brennraum. Geschwindigkeitslimitierend ist die Vermischung von Luft- und Kraftstoffmolekülen durch Diffusionsvorgänge („mischungskontrolliert“), weshalb die zweite Verbrennungsphase langsamer abläuft als die „vorgemischte Verbrennung“. Die inhomogene Gemischverteilung führt dazu, dass Kraftstoff in Brennraumzonen mit lokalem Sauerstoffmangel verbrennt, was wiederum hohe Rußbildungs-raten verursacht.

Der „Ausbrand“ als dritte Phase der Energieumsetzung ist durch die Abwärtsbewegung des Kolbens geprägt. Die Expansion des Gases zieht eine Druck- und Temperaturabnahme nach sich. Ebenso nehmen der Sauerstoffpartialdruck¹⁶ und die Ladungsbewegung ab und führen zu einer langsamen Umsetzung des zuletzt aufbereiteten Gemischs, weshalb die Reaktionskinetik dominant für die Geschwindigkeit dieser letzten Verbrennungsphase ist. Die Höhe des Kraftstoffverbrauchs und der Rußemission hängt maßgeblich von der letzten Phase der Energieumsetzung ab. Unter günstigen Voraussetzungen oxidiert ein Großteil der während der Diffusionsverbrennung entstandenen Partikel [Hopp 2001, Schmerbeck 2008].

3.2 Ottomotorisches Brennverfahren

Neben dem kompressionsgezündeten Dieselmotorenverfahren wird bei Pkw häufig das Ottomotorenverfahren eingesetzt. Folgende Gemischbildungsverfahren sind zu unterscheiden:

- *Saugrohreinspritzung*; wird zunehmend durch Direkteinspritzung substituiert
- *Direkteinspritzung mit Schichtladung*; luft-, wand- und strahlgeführte Verfahren; Ausführungen zu Serienanwendungen z. B. in [Pott und Stiebels 2003]

¹³ältere Bezeichnung: Olefine

¹⁴charakterisierbar z. B. durch den Zylinderdruckgradienten $dp/d\phi$

¹⁵auch „Premix-Peak“

¹⁶Sauerstoffpartialdruck: ist der Druck, den der Sauerstoff in einem idealen Gasgemisch eines bestimmten Volumens ausübt (Dalton'sches Gesetz). Der Begriff wird hier als Synonym für die lokale Sauerstoffkonzentration verwendet, vgl. [Lautenschläger et al. 2005].

- *Homogene Direkteinspritzung*

Angesichts der zunehmenden Verbreitung und ihrer hohen Potentiale wird nachfolgend lediglich die homogene Direkteinspritzung näher betrachtet. Hierbei wird der Kraftstoff unter hohem Druck (derzeit $p < 250$ bar) direkt in den Brennraum eingespritzt. Im Unterschied zum Dieselmotor wird das im Brennraum verteilte, homogene Kraftstoff-Luft-Gemisch im Bereich des oberen Totpunkts durch einen Funken an einer elektrischen Zündkerze kontrolliert entzündet (*Fremdzündung*). Die Homogenität des Gemischs wird durch die Verwendung eines im Vergleich zum Dieselmotor leichter siedenden Ottokraftstoffs und einen sehr frühen Einspritzzeitpunkt realisiert. Eine Selbstzündung des Kraftstoffs ist nicht gewünscht, weil abnormale Verbrennungserscheinungen wie *Vorentflammungen* oder *klopfende Verbrennung* sehr steile Druckgradienten und unzulässig hohe Zylinderdrücke verursachen und zu Schäden des Aggregats führen können. Daher ist das geometrische Verdichtungsverhältnis um einige Einheiten geringer als beim Dieselmotor. Nach der Einleitung der Verbrennung durch den Zündfunken breitet sich ausgehend von der Zündkerze eine instationäre, zerklüftete Flammenfront näherungsweise hemisphärisch¹⁷ im Brennraum aus. Im Unterschied zur dieselmotorischen Verbrennung läuft die ottomotorische homogene Verbrennung bei niedrigen Druckerhöhungen rein vorgemischt ab. Aus der Ladungsbewegung und dem Restgasgehalt¹⁸ im Zylinder resultieren Gemischinhomogenitäten, die in Kombination mit dem im Vergleich zum Dieselmotor zündunwilligen¹⁹ Benzin zu den für Ottomotoren typischen zyklischen Schwankungen führen. Trotz der Verwendung des leicht siedenden Ottokraftstoffs führt der frühe Einspritzzeitpunkt zu Strahl-Wand-Interaktionen [Popiolek 2007] und in der Folge zu einer unvollständigen Verbrennung. Die unverbrannten Bestandteile H_2 , CO und HC enthalten eine nicht zu vernachlässigende Wärmeenergie und sind damit einer der Gründe für den im Vergleich zum Dieselmotor schlechteren Wirkungsgrad des Ottomotors. Darüber hinaus sind die notwendige Limitierung des Verdichtungsverhältnisses und die für die *Quantitätsregelung* erforderliche Drosselung der Ansaugluft im Teillastbetrieb sowie das stöchiometrische Kraftstoff-Luft-Gemisch ausschlaggebend für den Wirkungsgradnachteil des Verfahrens im Vergleich zum Dieselmotor [van Basshuysen 2007, Szengel et al. 2007, Golloch 2005].

Allerdings bietet die stöchiometrische Gemischbildung günstige Voraussetzungen für eine wirkungsvolle und kostengünstige Abgasnachbehandlung durch den Dreiwegekatalysator.

3.3 Kombinierte Brennverfahren

Die Vorteile des diesel- und des ottomotorischen Brennverfahrens miteinander zu kombinieren, ist das Ziel der „kombinierten Brennverfahren“. Hierbei verwischen die Grenzen hinsichtlich der Verfahrensmerkmale Zündung, Lastregelung und Homogenisierungsgrad zunehmend [Au et al. 2001, Kashdan et al. 2009, Christensen und Johansson 2000, Steiger et al. 2008]. Idealerweise ließe sich das homogene Gemisch des Ottomotors bei einem thermodynamisch günstigen Verdichtungsverhältnis kontrolliert selbstzünden. Hiermit ließen sich vergleichsweise geringere Schadstoffemissionen bei niedrigem Kraftstoffverbrauch realisieren.

Als vielversprechendes, derzeit allerdings noch nicht unter allen Betriebsbedingungen darstellbares, kombiniertes Brennverfahren gilt das HCCI-Verfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition), bei dem ein vollständig homogenisiertes Gemisch durch eine kontrollierte Selbstzündung entzündet. Auch beim CAI- oder PCCI-Verfahren (Controlled Auto Ignition, Premixed Charge Compression Ignition) wird durch die Reduzierung des Sauerstoffgehalts in der Verbrennungsluft (vgl. Kapitel 3.5.1) und die Absenkung des effektiven Ver-

¹⁷hemisphärisch: halbkugelförmig

¹⁸ergibt sich zwangsläufig durch unvollständiges Ausschleichen der Verbrennungsgase und Ventilüberschneidung; vgl. Kapitel 3.5.1: Abgasrückführung

¹⁹Zündunwilligkeit: Klopfestigkeit; wird mit der Oktanzahl (in der Regel Research-Oktan-Zahl ROZ) charakterisiert und mit den Kraftstoffen n-Heptan ($OZ = 0$) und Iso-Oktan ($OZ = 100$) in einem Prüfmotor mit variablem Verdichtungsverhältnis ermittelt [van Basshuysen 2007].

dichtungsverhältnisses dieser Weg beschränkt [Johansson 2004, Schäflein 2005, van Basshuysen 2007, Brauer 2011].

Die mangelnde Verfahrensstabilität unter allen Betriebsbedingungen, respektive im gesamten Motorkennfeld, die unbefriedigende Akustik sowie erhöhte Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen sind der Grund dafür, dass diese Verfahren in Serienfahrzeugen bislang noch nicht zur Anwendung kommen [Schloz 2003, Brauer 2011].

Dagegen wurden teilhomogene Brennverfahren bereits in Serienfahrzeuge transferiert [Schmerbeck 2008]. Bei diesen Verfahren wird bei ausreichend langer Gemischbildungszeit ein Teil des Kraftstoff-Luft-Gemischs weitgehend homogen aufbereitet und nach erfolgter Selbstzündung vorgemischt verbrannt. Die Reduzierung lokal fetter Verbrennungszonen führt in Kombination mit einer reduzierten Verbrennungstemperatur zu einer verminderten Ruß- und Stickoxidemission. Im Gegensatz zu den meisten vollhomogenen Brennverfahren wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht. Eine Verlängerung des Zündverzugs wird auch bei den teilhomogenen Verfahren durch eine Verringerung der Sauerstoffkonzentration in der Verbrennungsluft erreicht. Je nach dem Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum wird zwischen der frühen und der späten Teilhomogenisierung unterschieden. Details zu den veröffentlichten Verfahren sowie zu deren Vor- und Nachteilen sind z. B. in [Haas 2007, Schmerbeck 2008] beschrieben.

3.4 Emissionen

Bei der realen (d. h. unvollständigen und unvollkommenen)²⁰ Verbrennung eines aus Wasserstoff und Kohlenstoff bestehenden Kraftstoffs werden zusätzlich zu den Komponenten der idealen Verbrennung (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) die Schadstoffe

- Stickoxide NO_x ,
- Ruß bzw. Partikel PM,
- Kohlenmonoxid CO,
- Kohlenwasserstoffe HC

sowie weitere, nicht limitierte Schadstoffe erzeugt und ausgestoßen, siehe z. B. [Urlaub 1994].

Kohlendioxid (CO_2) wird nicht als Schadstoff deklariert, da es für Mensch und Tier keine direkte Gefahr darstellt und ein natürlicher Bestandteil der Erdatmosphäre ist [Bosch 2002b]. Als klimaschädliches Treibhausgas ist CO_2 für die Umwelt jedoch relevant. Weil Kohlendioxidausstoß und Kraftstoffverbrauch sich proportional zueinander verhalten, ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs eine der zentralen Aufgaben der Automobilindustrie. Zukünftig wird der Fahrzeughersteller bei einem zu hohen Flotten- CO_2 -Ausstoß mit Strafzahlungen belegt. Erläuterungen hierzu finden sich in [EU 2012a].

3.4.1 Stickoxide

Stickoxide (NO_x) sind chemische Verbindungen aus Stickstoff und Sauerstoff, die während einer endothermen Reaktion bei hohen Temperaturen gebildet werden [Mollenhauer und Tschöke 2007]. Die bedeutendsten Stickoxide sind Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2). NO ist ein farb- und geruchloses Gas, das sich unter atmosphärischen Bedingungen bei ausreichend langen Verweilzeiten in das für den Menschen und die Umwelt gefährliche NO_2 umwandelt. Dieses ist ein stechend riechendes, rotbraunes und giftiges Gas, das beim Menschen Schleimhautreizungen hervorruft. Stickoxide verursachen sauren Regen und tragen zur bodennahen Ozon-Bildung bei [Bosch 2002b].

Da die heute allgemein und auch in dieser Arbeit eingesetzten Kraftstoffe keinen nennenswerten Stickstoffanteil haben, werden im folgenden ausschließlich die Entstehungsprozesse für Stickoxide aus dem Luftstickstoff betrachtet. Folgende drei Entstehungsmechanismen sind für Verbrennungsmotoren von Bedeutung, siehe u. a. [Cerbe und Hoffmann 2002, Merker und Stiesch 1999, Stone 1999].

1. Thermisches NO entsteht lokal bei Temperaturen ab ca. 1500 K nach dem Zeldovich-Mechanismus²¹ (Reaktionen 3.1 und 3.2) [Merker und Schwarz 2009]:



Für die erste Reaktion ist eine hohe Aktivierungsenergie notwendig, weshalb der Bildungsmechanismus als „thermisch“ bezeichnet wird. Für lokale Temperaturen um $T \approx 1800 \text{ K}$ läuft die erste Reaktion beispielsweise um sieben bis acht Zehnerpotenzen langsamer ab als die zweite und dritte Reaktion. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit wird von einer kinetisch kontrollierten Reaktion gesprochen, bei welcher der chemische Gleichgewichtszustand nicht erreicht werden kann [Merker et al. 2006].

²⁰Vollständige/vollkommene Verbrennung: eine motorische Verbrennung ist *vollständig*, wenn die zugeführte Energie $m_K \cdot H_u$ vollständig umgesetzt wird und als Reaktionsprodukte neben N_2 lediglich CO_2 und H_2O vorliegen; *vollkommen* ist die Verbrennung, wenn der chemische Gleichgewichtszustand erreicht wird, d. h. Hin- und Rückreaktionen mit gleicher Geschwindigkeit ablaufen [Merker und Schwarz 2009]

²¹Erweiterung 1970 von Lavoie [Merker und Schwarz 2009] (Reaktion 3.3)

2. Prompt-NO²² ist der zweite wesentliche Bildungsmechanismus [Merker und Schwarz 2009]. Wesentlich für die Prompt-NO Bildung ist das CH-Radikal, das mit dem molekularen Luftstickstoff nach Reaktion 3.4 zunächst zu Blausäure HCN und dann sofort zu Stickstoffmonoxid weiterreagiert:



Prompt-NO wird mit steigender Temperatur zwar ebenfalls vermehrt gebildet, weist jedoch eine geringere Konzentrationsspreizung über der Temperatur als thermisch gebildetes NO auf.

3. Bildung von Stickoxiden über Lachgas N₂O: Während dieser druckabhängige Mechanismus für nicht aufgeladene Diesel- und konventionelle Ottomotoren von untergeordnetem Einfluss ist, gewinnt er an Bedeutung, wenn die Bildung von CH-Radikalen für die Prompt-NO Bildung durch hohe Luftverhältniszahlen und die thermische NO-Bildung durch niedrige Brennraumtemperaturen verlangsamt wird, also beispielsweise bei der homogenen Kompressionszündung [Schloz 2003]:



M stellt hierbei ein Molekül dar, das die sofortige Bildung von NO verhindert [Warnatz et al. 1997, Schloz 2003]. Distickstoffoxid (N₂O) tritt als starkes Treibhausgas in Erscheinung; sein Global Warming Potential (GWP) ist rund 300 Mal höher als das des Kohlendioxids [Riedel und Janiak 2011]. Für den in dieser Arbeit untersuchten stöchiometrischen Betrieb hat die Bildung von Stickoxiden über N₂O keine nennenswerte Bedeutung.

Die Stickoxidbildung nimmt allgemein bei langen Verweilzeiten (niedrigen Drehzahlen), hohen Temperaturen und hohen Sauerstoffpartialdrücken zu. Bei der motorischen Verbrennung werden bei hohen Mitteldrücken etwa 90 % der Stickoxide über den thermischen Reaktionsweg gebildet, der Rest entsteht hauptsächlich über die Prompt-NO Bildung [van Basshuysen und Schäfer 2005]. Maximale Stickoxidemissionen treten bei geringer Überstöchiometrie auf, obwohl bei $\lambda \approx 0.9$ die höchste Verbrennungstemperatur erreicht wird und diese mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis abnimmt. Das Sauerstoffangebot überkompensiert jedoch in diesem Bereich den Einfluss der Temperatur [Mollenhauer und Tschöke 2007]. Durch Oxidation des Stickstoffmonoxids mit atomarem oder molekularem Sauerstoff im Brennraum bzw. auf der Strecke zwischen Auslassventil und Abgasanalysegerät entsteht Stickstoffdioxid. Unter atmosphärischen Bedingungen liegt das Gleichgewicht vollständig auf Seiten des NO₂ [Funk 2001]. Für die stöchiometrische Verbrennung liegt die innermotorische Entstehung von Stickstoffdioxid im Bereich weniger Prozentpunkte der gesamten Stickoxidemissionen.

3.4.2 Partikel

Gemäß EU-Richtlinie 88/77/EWG sind unter dem Begriff Partikelmasse die „festen und flüssigen Abgasbestandteile zu verstehen, die auf einem teflonbeschichteten Filter, dem Abgas isokinetisch²³ entnommen, mit gefilterter Umgebungsluft verdünnt und auf $\vartheta \leq 51.7^\circ\text{C}$ abgekühlt“, abgeschieden werden. Die Bestimmung der Masse erfolgt nach exakter Konditionierung (Temperatur, Feuchte) des Filterpapiers durch Wägung.

Dieselpartikel²⁴ bestehen zu ungefähr 95 % aus organischen Bestandteilen, wie Ruß sowie polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) und zu ca. 5 % aus anorganischen Bestandteilen, wie Asche, Metallabrieb und Wasser [Merker et al. 2006].

²²erstmalig 1979 von Fenimore beschrieben

²³isokinetisch: geschwindigkeitskonstant

²⁴es wird differenziert zwischen Nanopartikeln (< 50 nm), ultrafeinen Partikeln (< 100 nm), feinen Partikeln (< 2500 nm) und groben Partikeln (> 2500 nm); Nanopartikel und ultrafeine Partikel sind besonders lungengängig und daher potentiell besonders gesundheitsschädlich [Tschöke 2010]

Die Bildungsmechanismen sind bislang nicht vollständig erforscht. **Abbildung 3.2** zeigt schematisch die Rußentstehung über *Ethin*²⁵ (Acetylen C₂H₂), das in Verbrennungszonen lokalen Sauerstoffmangels entsteht. Das Ethin reagiert mit CH oder CH₂ zu C₃H₃ und bildet durch Rekombination und Umlagerung einen ersten *Benzolring* (C₆H₆) aus [Merker et al. 2006, Beck 2003]. Ein auf dem HACA-Mechanismus [Hu 2001] beruhender Wachstumsprozess führt zur Entstehung weiterer Benzolringe, aus denen unter Wasserstoffabspaltung PAK entstehen, die sich nach Kondensation und Bildung von ca. 1...2 nm großen *Rußkernen* im weiteren Verlauf zu *Rußprimärteilchen* mit 20...30 nm Durchmesser zusammenballen. Verschiedene Stoffe lagern sich an die Rußprimärteilchen an und agglomerieren schließlich zu kettenförmigen Strukturen. Sobald die Rußkerne eine dreidimensionale Struktur annehmen, wird von *Rußpartikeln* gesprochen [Merker et al. 2006, Pischinger et al. 2002, Schloz 2003]. Die Partikel weisen typischerweise überwiegend eine Größe zwischen 50 nm und

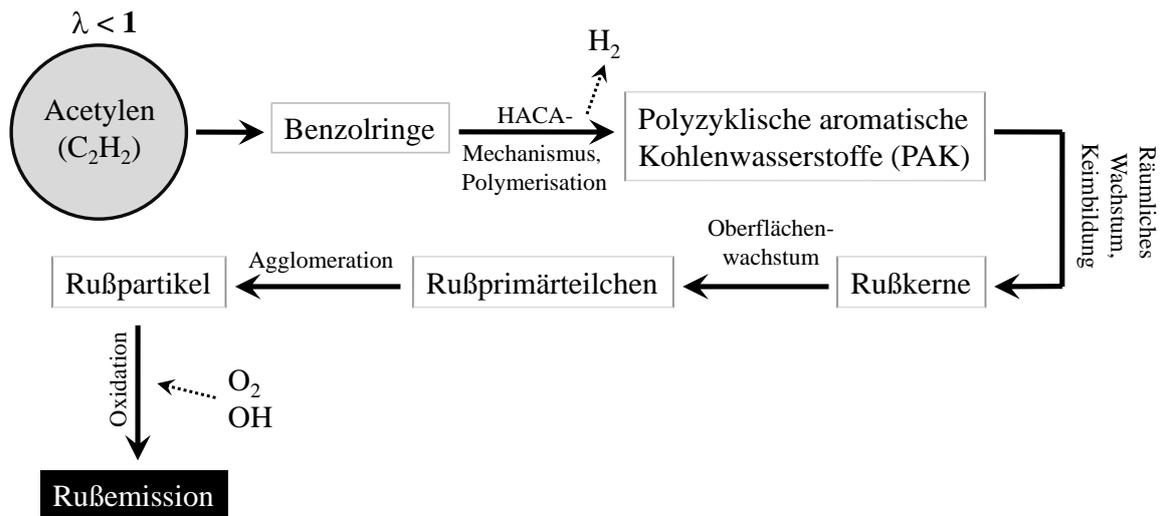


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung der Rußentstehung über Acetylen nach [Merker et al. 2006]

200 nm auf (vgl. Kapitel 5.5), können aber bei Anlagerung an Oberflächen der Abgasanlage auf bis zu 10 μm anwachsen; sie haben eine spezifische Oberfläche von 50...150 m²/g. Ruß an sich ist inert und geruchlos, absorbiert jedoch sehr stark kanzerogene Geruchsbildner (Aldehyde und Kohlenwasserstoffe), wodurch sich wahrscheinlich neben der „Staubwirkung“ eine weitere Gefährlichkeit der Partikel für den Menschen und die Umwelt ergibt. Nachdem die Krebsforschungsagentur IARC die an den Partikeln angelagerten organischen Bestandteile bislang als wahrscheinlich krebsauslösend einstufte, gilt die Kanzerogenität der Partikel mittlerweile als bestätigt [Miller 2000, Franke et al. 1999, Wachter 2006, IARC 2012, Greim et al. 2003].

Die Partikelemissionen moderner Dieselmotoren unterscheiden sich grundsätzlich von denen älterer Motoren. Bei diesen bestanden die Partikel – bedingt durch den geringen Einspritzdruck und eine in der Regel höhere Wandanlagerung des Kraftstoffs – aus durch Verkokungsprozesse entstehende Rußflocken [Beck 2003]. Diese Emissionen waren durch die starke Rauchentwicklung zwar lästig, für den Menschen aber vermutlich wegen ihres größeren Durchmessers ungefährlicher als die Partikel moderner Motoren, vgl. [Greim et al. 2003].

Besonders hohe Rußbildungsraten stellen sich bei lokalen Brennraumtemperaturen zwischen 1600 K und 1800 K und fetten Brennraumzonen mit Luftverhältnissen $\lambda \leq 0.6$ ein. Mit steigendem Brennraumdruck wird mehr Ruß gebildet; unterhalb 1500 K frieren die rußbildenden Prozesse ein [Wagner et al. 2006, Franke et al. 1999, Böhm et al. 1988]. Auch der Kraftstoff hat auf die Rußbildung einen starken Einfluss. So nimmt mit steigender Cetanzahl (durch eine Verschiebung des Energieumsatzes hin zu einer stärker diffusiv geprägten

²⁵Bildung über Ethin: wird als Acetylen-Hypothese oder Polyzyklen-Hypothese bezeichnet; ebenfalls verbreitet ist die Elementarkohlenstoff-Hypothese, siehe z. B. [Beck 2003]

Verbrennung) die Rußbildung zu, obwohl der grundsätzlich rußfördernde Einfluss der im Kraftstoff enthaltenen Aromaten mit steigender Cetanzahl abnimmt [Ladommatos 1997].

Die wesentlichen Rußbildungskriterien sind in Anlehnung an [Pischinger et al. 1994, van Basshuysen und Schäfer 2005, Weißermeil 2006, Wagner et al. 2006] zusammengefasst:

- Lokales Verbrennungsluftverhältnis $\lambda < 1$,
- Kraftstoffeinspritzung in die Flamme, z. B. bei Applikation einer Voreinspritzung,
- Kraftstoffeinspritzung in Verbrennungsgase (niedriger Sauerstoffpartialdruck) und
- Überwehung benachbarter Einspritzstrahlen.

Letzterer Punkt kann z. B. durch zu starken Drall im Brennraum hervorgerufen werden. Neben der direkten Wirkung durch eine Herabsetzung des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses kann auch der mit zunehmendem Drall größer werdende Wandwärmeeübergang negativ wirken, wenn dadurch die Verbrennungsgastemperatur reduziert wird und hieraus eine verringerte Rußoxidationsrate resultiert. Denn einerseits fördern hohe Temperaturen die Rußbildung, andererseits sind sie neben einem ausreichend hohen Sauerstoffpartialdruck Voraussetzung für die Oxidation entstandener Rußpartikel. Während der Verbrennung werden um den Faktor 100...1000 Mal mehr Partikel gebildet als tatsächlich emittiert werden [Merker et al. 2006, Schmerbeck 2008]. OH-Radikale ermöglichen die Rußoxidation auch in sauerstoffarmen²⁶ Zonen. Der bekannte Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO_x -Emissionen (Ruß- NO_x -Schere) des Dieselmotors ist in der heterogenen Gemischbildung begründet, vgl. Kapitel 3.5.1.

3.4.3 Kohlenmonoxid

Für den Menschen ist Kohlenmonoxid (CO) wegen der ausgeprägten Affinität zum Hämoglobin²⁷ im Blut gefährlich. Bereits eine geringe CO-Konzentration in der Raumluft kann bei ausreichend langer Expositionsdauer tödlich sein [Joos 2006, Hollemann und Wiberg 1995].

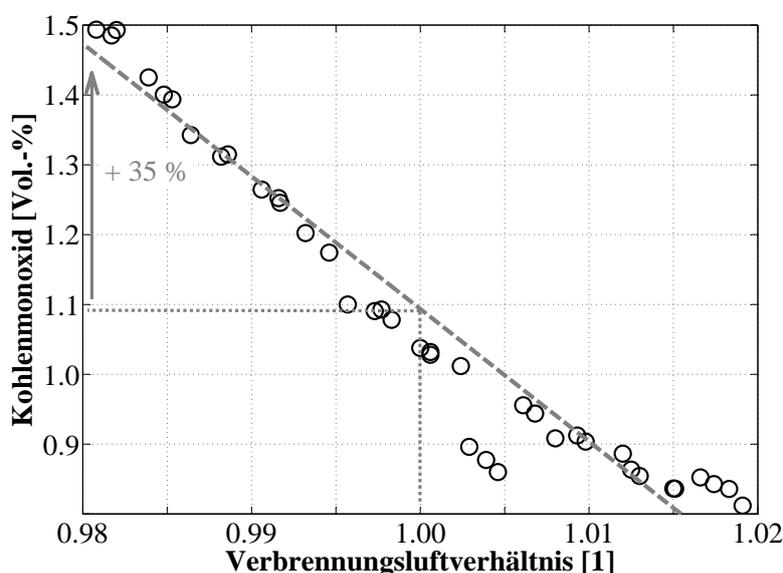


Abbildung 3.3: Sensibilität der CO-Emission in engen Grenzen um $\lambda = 1$. Dieselmotorische Messung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 14 \text{ bar}$.

²⁶sauerstoffarm im Sinne eines geringen O_2 -Angebots

²⁷Hämoglobin: Sauerstoffträger im menschlichen Blut. Die Bindung des Hämoglobins an Kohlenmonoxid ist 220 Mal stärker als die Bindung an Sauerstoff [Lüllmann et al. 2010].

Kohlenmonoxid entsteht abhängig von der Temperatur, dem Druck und dem Verbrennungsluftverhältnis durch unvollständige und unvollkommene Oxidation des im Kraftstoff gebundenen Kohlenstoffs, Gleichung 3.7, vgl. [Merker et al. 2006]:

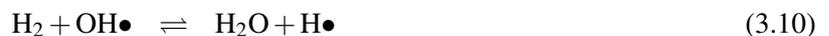
$$\frac{d[CO]}{dt} = f(T, p, \lambda) \quad (3.7)$$

Für den stöchiometrischen Betrieb lässt sich die CO-Oxidation vereinfacht mit der Wassergasreaktion (Reaktion 3.8) beschreiben, vgl. [Merker et al. 2006]:



In realen Verbrennungsmotoren führt die Gemischinhomogenität u. U. zu einer nicht unerheblichen CO-Konzentration im Abgas.

Im unterstöchiometrischen Bereich konkurriert die CO-Oxidation nach Gleichung 3.9 wegen des Sauerstoffmangels mit der H₂-Oxidation nach Gleichung 3.10 [Merker et al. 2006]:



Im überstöchiometrischen Bereich nimmt die CO-Konzentration durch Oxidation des CO zu CO₂ mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis zunächst ab, bei mehr als ca. 100% Luftüberschuss aufgrund des geringen Temperaturniveaus durch Ladungsverdünnung aber wieder zu, vgl. [Golloch 2005].

Zusätzliches Kohlenmonoxid entsteht oberhalb einer Temperatur von $T \approx 1800\text{ K}$, da durch die in Erscheinung tretende Dissoziation (siehe Kapitel 3.6) ein Teil des während der Verbrennung gebildeten Kohlendioxids in einer endothermen Reaktion wieder zu Kohlenmonoxid reduziert wird [Pischinger et al. 2002]:



In [Kleinschmidt 1974, Grill 2008] wurden Gleichgewichtsbetrachtungen angestellt, die zeigen, dass im Bereich $1\text{ bar} < p < 100\text{ bar}$, $1000\text{ K} < T < 2300\text{ K}$ und $0.6 < \lambda < 0.8$ ausschließlich Gleichung 3.9 für die Oxidation bedeutend ist. Außerhalb dieser Grenzen findet auch die direkte Oxidation des CO mit atomarem oder molekularem Sauerstoff [Grill 2008, Merker und Schwarz 2009] statt, Gleichungen 3.12 und 3.13:



Unterhalb einer Verbrennungsgastemperatur von etwa 1500 K [Pischinger et al. 2002, Grill 2008] findet keine Umsetzung des Kohlenmonoxids mehr statt und es verbleibt im Abgas. Messungen zeigen, dass die Kohlenmonoxidentstehung vor allem aus dem Kernbereich des Einspritzstrahls (fette Verbrennung, hohe Temperatur), dem Randbereich des Einspritzstrahls (magere Verbrennung, schnelle Abkühlung unter die Einfriertemperatur) sowie einer evtl. vorhandenen Voreinspritzung (magere Verbrennung, schnelle Abkühlung unter die Einfriertemperatur) resultiert [Rohs 2006].

Abbildung 3.3 zeigt die Abhängigkeit der CO-Emission als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses in engen Grenzen um die stöchiometrische Gemischzusammensetzung. Die Messung zeigt, dass eine Anfettung um nur zwei Hundertstel Lambdaeinheiten in diesem Betriebspunkt zu einer um rund 35% höheren CO-Emission führt. In diesem Zusammenhang wird in den experimentellen Untersuchungen u. a. auf die energetische Bedeutung der CO-Emissionen eingegangen.

3.4.4 Kohlenwasserstoffe

Angesichts ihrer hohen Reaktivität haben einige Kohlenwasserstoffverbindungen (HC) auf den menschlichen Organismus und die Umwelt eine schädigende Wirkung. So verursachen Kohlenwasserstoffe in Verbindung mit NO_2 die Bildung von bodennahem Ozon (Sommer-Smog bzw. Los Angeles-Smog), das Reizungen der Schleimhäute hervorruft, die Resistenz gegen Virusinfektionen herabsetzt sowie das Pflanzenwachstum beeinträchtigt und somit grundsätzlich vom lebenswichtigen Ozon in der Stratosphäre zu unterscheiden ist [LFU 2004]. Zwar sind die Kohlenwasserstoffemissionen gesetzlich limitiert (Summenwert $\text{HC} + \text{NO}_x$), eine Unterscheidung der einzelnen Komponenten nach ihrem Gefährdungspotential wird bislang jedoch nicht vorgenommen. Als besonders kritisch sind nach [Merker et al. 2006] einige Dioxine, sowie Furane und Carbonylverbindungen einzustufen.

Kohlenwasserstoffemissionen sind das Produkt einer unvollständigen Verbrennung, die durch folgende Faktoren verursacht werden [Merker et al. 2006, Heywood 1988, Mollenhauer und Tschöke 2007, Joos 2006, Henle 2006]:

- Flammenlöschung durch starke Abmagerung oder Anfattung des Gemischs sowie durch zu hohe Turbulenz (flame quenching).
- Flammenlöschung an kalten Oberflächen im Brennraum. Konduktion²⁸ führt in diesem Fall beispielsweise zur Ableitung der Wärme in die Zylinderwandung und somit zur Zerstörung für die Oxidation notwendiger reaktiver Zwischenprodukte (wall quenching).
- Unvollständige oder keine Verdampfung an Motorkomponenten angelagerter Kohlenwasserstoffe (z. B. in Ventiltaschen) bei Unterschreitung der Siedetemperatur. Kohlenwasserstoffe im Feuersteg- und Kolbenringbereich werden von der Flammenfront nicht erfasst und teilweise unverbrannt ausgeschoben.
- Desorption von Kohlenwasserstoffen aus dem Motoröl und von Kohlenwasserstoffen aus dem eingespritzten Kraftstoff, die vom Motoröl adsorbiert wurden.
- Verdampfen von Kraftstoff aus dem Sackloch der Einspritzdüse.

Während bei der (teil-) homogenen Dieselerbrennung unter Umständen sehr hohe HC-Emissionen auftreten, sind diese beim konventionellen und insbesondere beim stöchiometrischen Dieselerbrennverfahren in der Regel von untergeordneter Bedeutung. Die Kombination aus einer heterogenen Gemischbildung (im Gegensatz zur homogenen Gemischbildung gelangt der Kraftstoff nicht großflächig in kalte Brennraumzonen, wie z. B. den Feuerstegbereich) und einer hohen Verbrennungstemperatur führt dazu, dass die Kraftstoffmoleküle praktisch vollständig wenigstens teiloxidiert werden, vgl. Kapitel 5.3.1.

²⁸Konduktion: Wärmeleitung

3.5 Emissionsreduzierung

Grundsätzlich kann zwischen primären (innermotorischen) und sekundären Maßnahmen (Abgasnachbehandlung) zur Emissionsreduzierung unterschieden werden. Insbesondere die innermotorischen Maßnahmen ziehen häufig verfahrenstechnische Zielkonflikte nach sich. Die Abgasnachbehandlung ist diesbezüglich weniger kritisch, verursacht allerdings einen höheren Konstruktions- und Bauteileaufwand und erhöht die Masse des Fahrzeugs. Zudem bringen auch einige der Abgasnachbehandlungssysteme einen verfahrensbedingten Kraftstoffmehrverbrauch mit sich. Zunehmend stringenter formulierte Emissionsrichtlinien führen allerdings dazu, dass innermotorische Maßnahmen allein nicht ausreichen, die Schadstoffgrenzwerte in sämtlichen Fahrzeugklassen einzuhalten.

3.5.1 Innermotorische Maßnahmen

Da das zu untersuchende Brennverfahren sich vom konventionellen Dieselmotoren ableitet und für die experimentellen Untersuchungen Dieselmotoren verwendet werden, wird nachfolgend vor allem auf die vom Dieselmotor bekannten innermotorischen Maßnahmen eingegangen. Die drei wichtigsten Stellgrößen zur innermotorischen Schadstoffreduzierung sind:

Abgasrückführung

Die Abgasrückführung (AGR) ist eine wirksame innermotorische Maßnahme zur Reduzierung der Stickoxidemissionen. Sämtliche bekannten neuen Serien-Dieselmotoren verfügen über wenigstens eine AGR-Strecke. Bei der Abgasrückführung wird ein Teil der vom Motor angesaugten Luftmasse durch Abgas substituiert. Der Sauerstoffbedarf der eingespritzten Kraftstoffmasse limitiert die zurückführbare Abgasmasse. Es ist zwischen innerer AGR und äußerer²⁹ Hoch- bzw. Niederdruck-AGR zu unterscheiden. Äußere Abgasrückführung kann ungekühlt oder gekühlt erfolgen. Letztere hat den Vorteil, dass die Stickoxidemissionen wegen der niedrigeren Verbrennungstemperaturen weiter abgesenkt werden können.

- Bei der *inneren* AGR verbleibt durch geeignete Ventilsteuerzeiten ein Teil des Abgases im Brennraum. Dies kann beispielsweise durch Vorlagerung von Abgas im Ansaugtrakt oder Wiederansaugen bereits ausgeschobenen Abgases erfolgen. Bei klassischen Ventiltrieben mit fester Nockenkontur und unveränderlichen Ventilsteuerzeiten ergibt sich betriebspunktabhängig die innere Restgasrate aus der Nockenauslegung. Dagegen erlauben variable Ventiltriebe die last- und drehzahlabhängige Anpassung der inneren AGR-Rate, z. B. [Kopp 2006].
- *Hochdruck*-AGR-Systeme entnehmen einen Teil des Abgasmassenstroms vor dem Turbinenrad des Abgasturboladers (ATL) und führen diesen nach dem Ladeluftkühler wieder zu („short way EGR“) [Mollenhauer und Tschöke 2007].
- Bei der *Niederdruck*-AGR wird ein Teil des Abgasmassenstroms hinter dem Turbinenrad oder hinter der Abgasnachbehandlung entnommen und vor ATL-Verdichter wieder zugeführt („long way EGR“) [Mollenhauer und Tschöke 2007]. Problematisch können der Verschleiß durch Partikel- und Tropfenschlag sowie Korrosion sein, während die längere Strecke sich günstig auf ein homogenes Abgas-/Luftgemisch auswirkt [Münz et al. 2008].

Das Zurückführen von Abgas setzt ein negatives Spülgefälle voraus, d. h. der Druck an der Entnahmestelle im Abgastrakt muss höher als an der Zumischstelle im Frischgastrakt sein.

Der Stickoxid senkende Effekt der Abgasrückführung beruht auf folgenden chemisch-thermodynamischen Effekten [Ladommatos et al. 1996a/b/ 1997, Stone 1999, Grundmann 1995]:

²⁹auch: „interne“ und „externe“ AGR

- Absenkung der Verbrennungstemperatur durch verlangsamte Durchbrenngeschwindigkeit. Die inerten Abgasbestandteile wirken als von der Flammenfront zu überwindende Barrieren und setzen die Verbrennungsgeschwindigkeit durch eine reduzierte Stoßwahrscheinlichkeit herab („Kinetischer Effekt“).
- Absenkung des Sauerstoffpartialdrucks, da ein Teil der anzusaugenden Luftmasse durch Abgas ersetzt wird. Das Abgas weist einen geringeren Sauerstoffanteil als die Luft auf. Zur Deckung des Sauerstoffbedarfs bei der Verbrennung jedes einzelnen Kraftstoffmoleküls wird in der Folge die Wärmefreisetzung auf eine größere Gemischmasse verteilt („Verdünnungseffekt“).
- Geringerer Temperaturanstieg bei gleicher zugeführter Energie, da Abgas eine höhere spezifische Wärmekapazität als Luft aufweist. Nach [Horn 1994] macht dieser Effekt bis zu 10 % des Gesamteffektes aus („Thermischer Effekt“).
- Abnahme der ausgeschobenen Abgasmasse durch Zirkulation eines Teils des Abgasmassenstroms. Die spezifischen Stickoxidemissionen sinken linear um den Anteil der rückgeführten Abgase („Zirkulationseffekt“).
- Dissoziation des zurückgeführten Kohlendioxids und Wasserdampfs bei ausreichend hohen Temperaturen. Bei diesen endothermen Reaktionen wird Wärmeenergie gebunden, die für die thermische Stickoxidbildung nicht mehr zur Verfügung steht („Chemischer Effekt“).

Mit zunehmender Abgasrückführrate steigen die Partikelemissionen wegen des niedrigeren Sauerstoffpartialdrucks und der geringeren Oxidationsrate durch abgesenkte Brennraumtemperaturen an (Ruß-NO_x-Schere). Eine homogenere Gemischbildung führt bei sehr hohen AGR-Raten (sehr langer Zündverzug³⁰) schließlich wieder zum Abfall der Partikelemissionen [Haas 2007]. Die Abgasrückführung führt zur Verlangsamung der Verbrennung und damit potentiell zu einem Kraftstoffmeherverbrauch.

Einspritzung

Der *Einspritzzeitpunkt* hat wegen der kurbelwinkelabhängigen thermodynamischen Randbedingungen einen gravierenden Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung. Eine Spätverstellung des Einspritzzeitpunkts führt beispielsweise in der Regel zur Stickoxidreduktion (Abnahme des Zündverzugs → Reduzierung der vorgemischten Verbrennung → geringere Brennrate, abgesenkte Brennraumtemperatur sowie kürzere Verweilzeit bei hohen Temperaturen). Da die Verbrennung weiter in die Expansionsphase rückt, tritt in der Regel eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs auf. Zudem steigen die Partikelemissionen an, weil der Anteil der mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung am Gesamtumsatz zunimmt und das Temperaturniveau im Brennraum infolge der Expansion des Arbeitsgases für eine kürzere Zeitspanne die Bedingungen zur Rußoxidation erfüllt [Strobel 1996]. Der Einspritzzeitpunkt sollte im Idealfall so appliziert werden, dass der Verbrennungsschwerpunkt φ_{Q50} möglichst verbrauchsoptimal im Bereich $6 < \varphi_{Q50} < 10^\circ \text{KW n. OT}$ liegt, gleichzeitig die Grenzwerte für Akustik, NO_x-Emissionen und Spitzendruck aber eingehalten werden.

Der *Einspritzdruck* ist maßgeblich für die Gemischbildungsenergie und spielt damit eine wesentliche Rolle für die Gemischaufbereitung. Grundsätzlich gilt, dass mit steigendem Einspritzdruck der Einspritzstrahl besser aufgebrochen wird, feinere Tröpfchen gebildet werden und die Gemischbildung schneller erfolgt. Vorteilhaft wirkt sich eine Erhöhung des Drucks auf die Partikelemissionen aus, nachteilig dagegen auf die Stickoxidbildung und den Druckanstieg, da innerhalb der Zündverzugszeit mehr Kraftstoff-Luft-Gemisch aufbereitet wird, das sehr schnell verbrennt [Pischinger et al. 2001].

Die Applikation einer oder mehrerer Vor- und / oder Nacheinspritzungen wird als *Mehrfacheinspritzung* bezeichnet. Die Einspritzung einer kleinen Kraftstoffmasse (Voreinspritzung) vor der Haupteinspritzung führt zur Verkürzung des Zündverzugs der Haupteinspritzung und Abnahme des Druckanstiegs der Verbrennung (Akustik) sowie der Stickoxidemissionen. Eine Nacheinspritzung hat dagegen die Reduzierung der Partikelemissionen zum Ziel. So führt eine an die Haupteinspritzung eng angelagerte Nacheinspritzung zur Verbesserung der

³⁰Mit steigender Abgasrückführrate verlängert sich wegen der reduzierten Prozesstemperatur der Zündverzug, obwohl durch zurückgeführtes Stickstoffmonoxid die Bildung des reaktiven Hydroxylradikals OH gefördert wird [Beck 2008].

innermotorischen Partikeloxidation, während eine späte Nacheinspritzung dem Oxidationskatalysator notwendige Kohlenwasserstoffe zur Regeneration des Dieselpartikelfilters liefert, vgl. Kapitel 5.4 [Mollenhauer und Tschöke 2007].

Der Verlauf der Kraftstoff-Einspritzrate³¹ wird als Einspritzverlauf bezeichnet, die gezielte Veränderung als *Einspritzverlaufsformung*. [Predelli et al. 2010] kommunizieren als wesentlichen Vorteil einer optimierten Einspritzkontur die Entschärfung des Zielkonflikts zwischen der Rußemission und dem Verbrennungsgeräusch. Bei einer hohen Motordrehzahl und -last geschieht dies beispielsweise durch die Verschmelzung der Voreinspritzungen und der Haupteinspritzung zu einer Booteinspritzung. Dagegen seien bei niedriger Motordrehzahl und -last diskontinuierliche³² Einspritzraten zu bevorzugen.

Ladungsbewegung

Eine Übersicht der *Makro-Ladungsbewegungen* enthält **Abbildung 3.4**. Die für den Dieselmotor typische Ladungsbewegung, der *Drall*, ist eine gerichtete, rotatorische Drehbewegung der im Brennraum befindlichen Gasmasse um die Zylinderlängsachse. Diese gerichtete Makrobewegung wird in der Regel durch die Einlasskanalgeometrie oder geeignete Formgebung der Ventilsitze sowie die Brennraumform erzeugt [Pischinger et al. 2001]. Die Winkelgeschwindigkeit $\vec{\omega}$ der Drallströmung ist weitestgehend unabhängig vom Radius r ; die Bahngeschwindigkeit³³ eines um die Zylinderlängsachse rotierenden „Teilchens“ nimmt also mit dem Radius zu. Während des Kompressionshubes erfährt die Drallströmung einerseits durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens und die dadurch initiierte Umlenkung der axialen Geschwindigkeitsvektoren und andererseits (unter Beibehaltung des Drehimpulses \vec{L} ³⁴) mit der Verkleinerung des Rotationsdurchmessers³⁵ eine Beschleunigung. Die Drallgeschwindigkeit steigt mit zunehmender Motordrehzahl³⁶, größerem Kolbenhub sowie einer Verringerung des Kolbenmuldendurchmessers. Die Erzeugung des Dralls (und Überwindung von Reibungsverlusten, z. B. an der Zylinderkopfoberfläche) erfordert Energie und geht zu Lasten des Liefergrads, d. h. die Zylinderfüllung verringert sich [Urlaub 1994]. Eine konstante Zylinderfüllung bei einer Erhöhung des Drallniveaus ist durch einen höheren Ladeluftdruck erreichbar. Durch die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten führt eine ausgeprägte Ladungsbewegung zudem zu einem Anstieg des Wandwärmeverlusts. Angesichts der nahezu senkrecht zur Drallbewegung gerichteten Einspritzstrahlen leistet der Drall häufig einen nennenswerten Beitrag zur Gemischbildung. Während bei der Verwendung einer Kolbenmulde mit großem Durchmesser und hohem Einspritzdruck der Einfluss gering ausfällt, ist für die Kombination eines kleinen Kolbenmuldendurchmessers mit einem geringen Einspritzdruck der Drall von großer Bedeutung für die Güte der Gemischbildung. Auch bei einer Reduzierung der Düsenlochzahl wirkt sich eine hohe Rotationsgeschwindigkeit der Zylinderladung positiv auf die Gemischbildung aus. Ein verbesserter Aufbruch des kompakten Einspritzstrahls und die damit erhöhte (Tröpfchen-) Verdampfungsrate fördern eine vollständige Gemischbildung und Verbrennung. Durch die Erhöhung des Homogenisierungsgrads folgen eine Verringerung der Partikelemissionen und die Reduzierung der Brenndauer. Ein zu hohes Drallniveau birgt allerdings die Gefahr der Strahlüberwehung, bei der benachbarte Einspritzstrahlen „ineinander geweht“ werden, was zu besonders sauerstoffarmen Bereichen und damit zur Rußbildung führt [Urlaub 1994].

Eine weitere gerichtete Makrobewegung stellt die *Tumbleströmung* dar, die allerdings vorwiegend bei Ottomotoren Bedeutung hat. Hierunter ist eine Bewegung der Brennraumgase um eine Zylinderquerachse zu verstehen. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens wird die Tumbleströmung abgeschwächt [Merker und Schwarz 2009].

³¹Kraftstoff-Einspritzrate: Kraftstoffmassenstrom durch die Einspritzdüse über dem Kurbelwinkel

³²diskontinuierlich: zeitlich von einander getrennt

³³Bahngeschwindigkeit: $\vec{v} = r \cdot \vec{\omega}$ [Pelte 2004]

³⁴Drehimpulserhaltung: $\vec{L} = \vec{J} \times \vec{\omega} = \text{konst.}$ [Pelte 2004]

³⁵die Strömung wird von der Zylinderbohrung in die Kolbenmulde (kleineren Durchmessers) gedrängt

³⁶entscheidend hierfür ist die zunehmende Kolbengeschwindigkeit

Die Überlagerung von Tumbleströmung und *Quetschströmung* führt zu einer „wendelartigen“ *Torusströmung*. Die radial zur Kolbenmitte gerichtete Quetschströmung wird durch die Verdrängung der Gase zwischen Kolbenkragen und Zylinderkopf erzeugt. Sie wird durch den Einsatz eines Kolbens mit kleinem Muldendurchmesser (d. h. breitem Quetschspalt) unterstützt [van Basshuysen und Schäfer 2005, Eisen 2003].

Bei geeigneter Auslegung der Kolbenmulde führt der hohe Impuls der Einspritzstrahlen zu einer orthogonal zur Drallströmung gerichteten *Sekundärströmung*, die ebenfalls zur Homogenisierung der Zylinderladung beitragen kann.

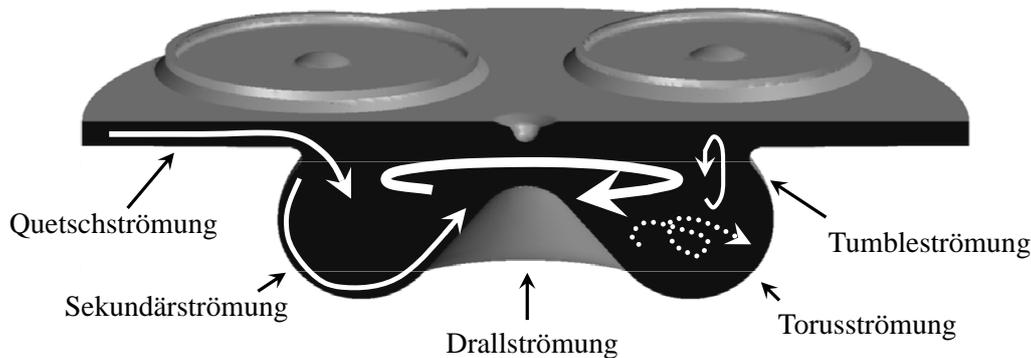


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Makro-Ladungsbewegungen

Neben den Makro-Ladungsbewegungen spielt auch die *Turbulenz* als lokale, ungerichtete Strömung eine entscheidende Rolle für die Gemischbildung, da sie eine Vergrößerung der Flammenoberfläche hervorruft und den Verbrennungsprozess beschleunigt. Eine dieser *Mikro-Ladungsbewegungen* resultiert beispielsweise aus der Rückströmung von Gasen in den Quetschspalt, sobald das Verbrennungsgas im Arbeitstakt expandiert. Auch der Zerfall einer Tumbleströmung zieht viele kleine Turbulenzfelder nach sich [Mollenhauer und Tschöke 2007, Kozuch 2004, Golloch 2005].

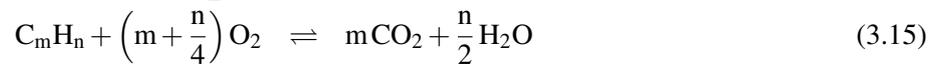
3.5.2 Abgasnachbehandlung

Die Abgasnachbehandlung ermöglicht die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten, wenn dies mit innermotorischen Maßnahmen allein nicht möglich ist. Die Anordnung der Abgasnachbehandlungssysteme hinter dem Auslass des Motors führt zu einer Erhöhung der Ausschubarbeit aufgrund des gesteigerten Abgasgegenstands. Zusätzlich erfordert der Betrieb und Schutz der Systeme, z. B. aus thermischen Gründen, teils wirkungsgradverschlechternde innermotorische Maßnahmen.

Oxidationskatalysator

Der Oxidationskatalysator ist ein vergleichsweise preisgünstiger katalytischer Reaktor, dessen Wirkung auf die Beschichtung einer Trägersubstanz mit Platin und Palladium zurückzuführen ist. Er ermöglicht bei Luftüberschuss die kontinuierliche, passive Oxidation von HC und CO und wird daher bei Dieselmotoren eingesetzt. Zwar laufen die Reaktionen 3.14 und 3.15 teilweise auch ohne Katalysator ab [Herr 2004], doch ist die Reaktionsgeschwindigkeit langsamer und stärker von der Temperatur abhängig. Untersuchungen haben gezeigt, dass Oxidationskatalysatoren den löslichen Anteil der Partikelemission (Kohlenwasserstoffe) oxidieren und die emittierte Partikelmasse dadurch reduzieren. Die NO_x -Emission kann trotz Sauerstoffüberschusses um bis zu

15 % reduziert werden, Gleichung 3.16 [Bauder et al. 1997, Motorlexikon 2009]:



Dieselpartikelfilter

Die zweite wesentliche Abgasnachbehandlungskomponente für den Dieselmotor, der Dieselpartikelfilter (DPF), wird häufig in einem Bauteil mit dem Oxidationskatalysator kombiniert. Im Serieneinsatz befinden sich vorwiegend diskontinuierlich arbeitende Wandstromfilter. Bei diesem geschlossenen Filtersystem lagern sich die Partikel beim zwangsläufigen Durchtritt durch eine poröse Wand an deren Oberfläche an und sorgen für den Aufbau einer Oberflächenfiltratschicht („Rußkuchen“), deren Porengröße ausreichend klein ist, um über 90 % der emittierten Partikel zurückzuhalten [Mollenhauer und Tschöke 2007]. Sobald die maximal zulässige Beladungsmasse³⁷ des Dieselpartikelfilters erreicht wird, leitet das Motorsteuergerät die Regeneration ein. Hierbei wird die notwendige Temperaturerhöhung des durch den DPF strömenden Abgases z. B. durch eine Spätverstellung des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung sowie der (momentenwirksamen) Nacheinspritzung erzielt. Bei einer weiteren Regenerationsstrategie verdampfen die Kohlenwasserstoffe einer späten Nacheinspritzung im Abgaskrümmner und bewirken durch ihre Oxidation im Oxidationskatalysator die notwendige Erhöhung der Abgastemperatur [Bosch 2004]. Die Kohlenstoff-Partikel werden nach folgenden exothermen Reaktionen bei einer Starttemperatur von $\vartheta \approx 550^\circ\text{C}$ zu CO_2 oxidiert, sofern ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht, vgl. [van Basshuysen und Schäfer 2005, Boger et al. 2008, Peck 2007, Höffken 2010]:



Auch bei additivbasierten DPF-Systemen³⁸ reicht die Abgastemperatur des Dieselmotors für die Regeneration des DPF im unteren Teillastbetrieb nicht immer aus, so dass applikative Maßnahmen zur Regenerierung notwendig werden [Maus et al. 2002, Campenon et al. 2004]. Kontinuierlich arbeitende Partikelfilter (CRT[®]-Systeme) nutzen NO_2 zur Reduktion der Partikel [Johnson-Matthey oJ]; sie arbeiten in einem Temperaturbereich $250^\circ\text{C} < \vartheta < 450^\circ\text{C}$. Das im Oxidationskatalysator gebildete NO_2 reagiert im DPF mit dem angesammelten Ruß und ermöglicht eine kontinuierliche Regeneration des Partikelfilters³⁹. Die chemischen Reaktionen der „passiven Oxidation“ sind in den Gleichungen 3.20 und 3.21 beschrieben [Ebelsheiser 2002]:



Dieselpartikelfilter verursachen einerseits durch die verfahrensabhängig notwendigen Nacheinspritzungen und andererseits durch den höheren Abgasgegendruck einen geringen Kraftstoffmeherverbrauch. Offene Dieselpartikelfilter⁴⁰ als weitere Bauart weisen diesen Nachteil kaum auf, haben aber nur einen Abscheidewirkungsgrad

³⁷wird aus dem Druckverlust über dem Filter detektiert; zusätzlich wird ein Beladungsmodell aus verschiedenen Betriebsparametern errechnet [Mollenhauer und Tschöke 2007]

³⁸Verwendung eines Kraftstoffadditivs zur Verringerung der Regenerations-Starttemperatur [Campenon et al. 2004]

³⁹setzt ausreichend NO_2 voraus (etwa die zwanzigfache Stoffmenge des emittierten Ruß), das auch direkt in einem mit Platin beschichteten katalytisch aktiven Dieselpartikelfilter (CDPF) gebildet werden kann [Johnson-Matthey 2005]

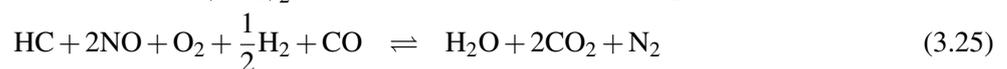
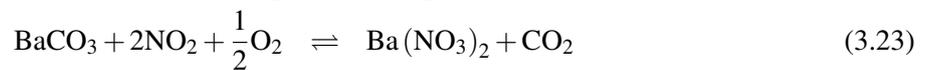
⁴⁰nachgerüstete DPF arbeiten nach diesem Verfahren

zwischen 30% und 70%. Unabhängig vom Grad der Beladung bleibt der Druckverlust bei diesem System nahezu konstant, da die Partikel nicht zwangsläufig durch eine poröse Wand diffundieren müssen, sondern an einer „Tasche“ vorbeiströmen können [Maus et al. 2002].

NO_x-Speicherkatalysator

Der NO_x-Speicherkatalysator sorgt bei Luftüberschuss für eine Verringerung der Stickoxidemissionen um bis zu 90% und kommt ohne zusätzlichen Betriebsstoff aus. Die Konvertierungsrate ist stark temperaturabhängig und fällt bei zu hohen wie bei zu niedrigen Abgastemperaturen auf unter 60%. Die weiteren Nachteile des Systems sind ein nennenswerter Kraftstoffmehrverbrauch sowie eine hohe Empfindlichkeit gegenüber Kraftstoffverunreinigungen⁴¹.

Die Wirksamkeit des NO_x-Speicherkatalysators beruht auf der Chemisorption⁴² der Stickoxide an Barium- oder Kaliumverbindungen [Philipp 2007]. Da der Katalysator nur eine begrenzte Menge NO_x-Moleküle aufnehmen kann, ist betriebspunktabhängig etwa alle 60s durch Einstellen eines fetten Gemischs⁴³ für etwa 15s die Regeneration des Speicherkatalysators notwendig. Die Reaktionen im Speicherkatalysator können nach [Hertzberg 2001] in vier Schritte aufgeteilt werden:



Demnach wird unter mageren Bedingungen bei $250^\circ\text{C} < \vartheta < 450^\circ\text{C}$ NO zu NO₂ oxidiert (Reaktion 3.22), das unter CO₂-Abgabe als Nitrat am Barium eingelagert wird (Reaktion 3.23). Sobald ein hinter dem Speicherkatalysator verbauter NO_x-Sensor einen NO_x-Durchbruch und damit die Sättigung des Katalysators erkennt, wird dessen Regeneration durch Anfechtung des Kraftstoff-Luft-Gemischs eingeleitet. Das Nitrat zerfällt und unter Abgabe von NO und O₂ gelangt das Barium wieder in seinen Ausgangszustand (Reaktion 3.24). Schließlich wird das NO durch die Verbrennungsprodukte HC, CO und H₂ am Edelmetall zu Stickstoff reduziert (Reaktion 3.25).

SCR-Katalysator

Der SCR-Katalysator (Selective Catalytic Reduction) ermöglicht ebenfalls eine Stickoxidreduzierung bei Brennverfahren mit Luftüberschuss. Er weist bessere Konvertierungsraten als der NO_x-Speicherkatalysator auf, benötigt aber einen zusätzlichen Betriebsstoff. Zudem sind die hohen Systemkosten, verursacht durch die Notwendigkeit eines Steuergeräts mit Dosiereinheit, einer Heizeinrichtung, zusätzlicher Ventile, Sensoren und eines Tanks für den Betriebsstoff, nachteilig. Dennoch findet der SCR-Katalysator vor allem bei Nutzfahrzeugen und zunehmend auch bei Personenkraftwagen Verwendung. Eine Festharnstoffeinspeisung, mit der wegen der hohen Konzentration des Harnstoffs eine Verlängerung der Wartungsintervalle und somit eine für den Fahrer komfortablere Lösung darstellbar wäre, scheint aus heutiger Sicht nicht erfolgversprechend [Herr 2004, Maus et al. 2002].

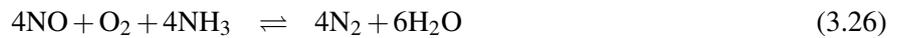
Für die Reduktion der Stickoxide im SCR-Katalysator wird Ammoniak (NH₃) benötigt. Da dieses toxisch ist und im Fahrzeug aus Sicherheitsgründen nicht mitgeführt werden darf, wird in einem dem eigentlichen Kataly-

⁴¹auch bei Verwendung „schwefelfreier“ Kraftstoffe mit einem Schwefelgehalt $\tilde{x}_S \leq 10\text{ppm}$ ist die regelmäßige Desulfatisierung notwendig [Rohr et al. 2008, Hertzberg 2001]

⁴²Chemisorption: „Spezialfall der Adsorption, bei dem ein gasförmiger oder flüssiger Stoff an der Oberfläche eines Festkörpers oder einer Flüssigkeit unter Bildung einer chemischen Verbindung angelagert wird.“ [Brockhaus 2003]

⁴³ $\lambda = 0.75 \dots 0.98$

sator vorgeschalteten Zersetzungskatalysator aus der wässrigen Harnstofflösung AdBlue[®] durch Thermolyse⁴⁴ und Hydrolyse⁴⁵ das benötigte Ammoniak gewonnen. Die NO_x-Reduzierung basiert auf folgenden chemischen Reaktionen [Mollenhauer und Tschöke 2007]:



Demnach reagieren die Stickoxide direkt mit dem Ammoniak, wobei die Reaktionen 3.26 und insbesondere 3.28 langsam, die Reaktion 3.27 dagegen (im Temperaturfenster $150^\circ\text{C} < \vartheta < 300^\circ\text{C}$) schnell abläuft. SCR-Katalysatoren enthalten zusätzlich einen integrierten NH₃-Sperrkatalysator, um zu verhindern, dass Ammoniak in die Umwelt gelangt [Jacob 2004].

Eine Sonderform des SCR-Verfahrens stellt der Ende der 1980er Jahre entwickelte HC-SCR-Katalysator dar, bei dem die Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffs als Reduktionsmittel für die Stickoxide fungieren. Nachteilig ist neben den geringen NO_x-Umsatzraten vor allem der erhöhte Ausstoß des Treibhausgases Lachgas [Kureti et al. 2002, Wachter 2006].

Dreiwegekatalysator

Seit seinem flächendeckenden Einsatz bei Fahrzeugen mit Ottomotoren in den 1980er Jahren ist der Dreiwegekatalysator nach wie vor das wirksamste System zur Schadstoffminimierung bei stöchiometrischem Betrieb. Für $0.99 < \lambda < 1.003$ beträgt die Konvertierungsrate der drei Schadstoffe Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid und Stickoxide in der Regel mehr als 90%. Grundsätzlich ergeben sich für $\lambda > 1$ hohe Oxidationsraten von HC und CO und für $\lambda < 1$ hohe Reduktionsraten von NO_x [van Basshuysen und Schäfer 2005]. Daher nimmt eine Lambda-Regelung die gezielte Variation der Luftverhältniszahl innerhalb des „Lambda-Fensters“ vor⁴⁶ und macht sich so die Sauerstoffspeicherfähigkeit⁴⁷ eines Dreiwegekatalysators für maximal mögliche Konvertierungsraten zunutze. Die katalytisch wirksame Schicht besteht aus den Edelmetallen Platin und Palladium, die die Oxidationsprozesse beschleunigen, sowie Rhodium zur Beschleunigung der Reduktionsprozesse⁴⁸. Die erforderliche Betriebstemperatur für nennenswerte Konvertierungsraten beträgt ca. 300°C ; ein optimaler Betrieb ist im Temperaturbereich zwischen $\vartheta \approx 400 \dots 800^\circ\text{C}$ gegeben [Bosch 2002a]. Thermische Alterung durch Sintereffekte, d. h. durch Agglomeration der katalytisch wirksamen Schicht zu Teilchen wachsender Größe sowie chemische⁴⁹ und physikalische⁵⁰ Vergiftung, führen über der Einsatzdauer des Katalysators zu einer Verschlechterung des Konvertierungsverhaltens, so dass die Anspringtemperatur steigt und die Konvertierungsrate sinkt [Feßler 2010].

Die dominierenden chemischen Reaktionen im Dreiwegekatalysator nach [Eichlseder et al. 2008, van Basshuysen 2007, Urlaub 1994, Bogdanić 2007] sind in den Gleichungen 3.29 bis 3.32 (Reduktionsreaktionen) und

⁴⁴Thermolyse: „Der durch thermische Dissoziation bewirkte spontane Zerfall oder die gezielte Spaltung organischer Verbindungen.“ [Brockhaus 2003]

⁴⁵Hydrolyse: „Die Spaltung von Molekülen durch Reaktion mit Wasser.“ [Brockhaus 2003]

⁴⁶„Lambda-Wobbeln“, auch „Zwangsanregung“: die Aufprägung eines (Rechteck-) Signals auf den Soll-Lambdawert $\lambda = 1.0$ mit einer Frequenz $f < 1\text{ Hz}$ und einer Amplitude von $\hat{y} = 1\% \dots 3\%$, die dazu führt, dass das Verbrennungsluftverhältnis vor Dreiwegekatalysator periodisch um $\lambda = 1.0$ schwankt, z. B. in den Grenzen $0.98 < \lambda < 1.02$

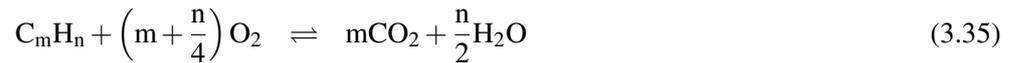
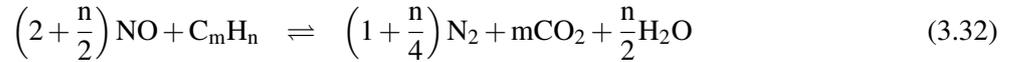
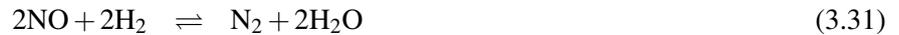
⁴⁷erreicht wird dies durch die Beschichtung der oberflächenvergrößernden Schicht (Washcoat) z. B. mit Ceroxiden [van Basshuysen und Schäfer 2005, Feßler 2010]

⁴⁸Rhodium ist hierfür nicht zwangsläufig erforderlich, zeichnet sich aber durch eine besonders große Beschleunigung der Reduktionsprozesse aus

⁴⁹z. B. durch chemische Reaktionen mit Motoröl- und Kraftstoffadditiven sowie Schwefel

⁵⁰z. B. durch Belegung mit metallischen Verbindungen aus Motoröl- und Kraftstoffadditiven

den Gleichungen 3.33 bis 3.36 (Oxidationsreaktionen) zusammengefasst.



Der detaillierte katalytische Reaktionsablauf ist nur teilweise verstanden [Merker und Schwarz 2009]. Der Luftüberschuss beim *konventionellen* Dieselmotor verhindert den (sinnvollen) Einsatz des Dreiwegekatalysators, jedoch machten [Lee et al. 2006, Kim et al. 2010, Mork 2011] erste experimentelle Untersuchungen mit einem Dreiwege-Katalysator am *stöchiometrisch* betriebenen Dieselmotor, vgl. [Aberle et al. 2007]. Bei Verwendung eines Dreiwegekatalysators am Dieselmotor könnte auf den SCR-Katalysator bzw. den NO_x-Speicherkatalysator zur Erfüllung künftiger NO_x-Grenzwerte unter Umständen verzichtet werden.

3.6 Stöchiometrische Verbrennung

In den vorangehenden Kapiteln wurde gezeigt, dass jedes Brennverfahren spezifische Nachteile aufweist. Der Ottomotor hat einen im Vergleich zum Dieselmotor schlechteren Wirkungsgrad; dagegen sind beim Dieselmotor die Stickoxidemissionen zur zentralen Herausforderung avanciert. Auch die kombinierten Brennverfahren bieten bislang keine allumfassende Verbesserung dieser Herausforderungen, wenngleich die Kombination der spezifischen Vorteile des diesel- und ottomotorischen Brennverfahrens ein hohes Potential bietet. Die Grenzen hinsichtlich der Verfahrensmerkmale Zündung, Lastregelung und Homogenisierungsgrad sind hierbei nicht mehr eindeutig. Als bestehendes Unterscheidungsmerkmal zum Ottomotor wird in dieser Arbeit – losgelöst von den bestehenden kombinierten Brennverfahren – das stöchiometrische dieselmotorische Brennverfahren systematisch untersucht und bewertet.

Das Verbrennungsgas wird als stöchiometrisch bezeichnet, wenn das Verbrennungsluftverhältnis λ den Wert eins annimmt. λ kennzeichnet den Quotienten aus der tatsächlich an der Verbrennung teilnehmenden Luftmasse und der für eine ideale, vollständige Verbrennung notwendigen Luftmasse [Urlaub 1994]:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L_{\text{stoech}}}} \quad (3.37)$$

Mit der Kraftstoffmasse m_K und dem kraftstoffabhängigen stöchiometrischen Luftbedarf⁵¹ $\bar{m}_{L_{\text{stoech}}} = \frac{m_{L_{\text{stoech}}}}{m_K}$ wird [Urlaub 1994]:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_K \cdot \bar{m}_{L_{\text{stoech}}}} \quad (3.38)$$

Beträgt das Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1.0$, so befindet sich gerade so viel Luft im Brennraum, dass der eingespritzte Kraftstoff theoretisch vollständig umgesetzt werden kann.

Durch den Einsatz der stöchiometrischen dieselmotorischen Gemischbildung können ein wirkungsgradgünstiges, hohes Verdichtungsverhältnis und die kostengünstige Darstellung sehr geringer Stickoxidemissionen durch die Verwendung eines Dreiwegekatalysators kombiniert werden. Damit bietet sich für den Dieselmotor eine Alternative zu den bislang bekannten DeNOx-Systemen⁵². Diesem Vorteil stehen jedoch u. a. einige thermodynamische Nachteile gegenüber, die Ursache der bekannten Wirkungsgradverringerung sind. Die thermodynamischen Besonderheiten werden nachfolgend erläutert.

Verbrennungstemperatur

Zur Abschätzung des Temperaturunterschieds bei überstöchiometrischem bzw. stöchiometrischem Betrieb wird die Verbrennungstemperatur bei isobarer und adiabater Verbrennung betrachtet. Diese lässt sich aus der Energiebilanz um die Systemgrenze „Brennraum“ (**Abbildung 3.5**) herleiten und berechnen [Specht 2003]:

$$\dot{m}_K \cdot (\widetilde{H}_u + c_{pK} \cdot T_K) + \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot T_L = \dot{m}_G \cdot c_{pG} \cdot T_{\text{adiabat}} + \dot{m}_G \cdot \Delta h_{\text{Dissoziation}} \quad (3.39)$$

\widetilde{H}_u ist der (für $\lambda < 1.0$ kleiner werdende) Heizwert der umsetzbaren Kraftstoffkomponenten. Unter Vernachlässigung der eingebrachten thermischen Energie des Kraftstoffs $c_{pK} \cdot T_K$ ergibt sich für die adiabate Verbrennungstemperatur:

$$T_{\text{adiabat}} = \frac{1}{c_{pG}} \left(\frac{\widetilde{H}_u}{1 + \lambda \cdot \bar{m}_{L_{\text{stoech}}}} + \frac{c_{pL} \cdot T_L}{1 + \frac{1}{\lambda \cdot \bar{m}_{L_{\text{stoech}}}}} - \Delta h_{\text{Dissoziation}} \right) \quad (3.40)$$

⁵¹ eine Herleitung ist z. B. in [Urlaub 1994, Pischinger et al. 2002] zu finden

⁵²hierunter werden der NO_x-Speicherkatalysator und der SCR-Katalysator verstanden

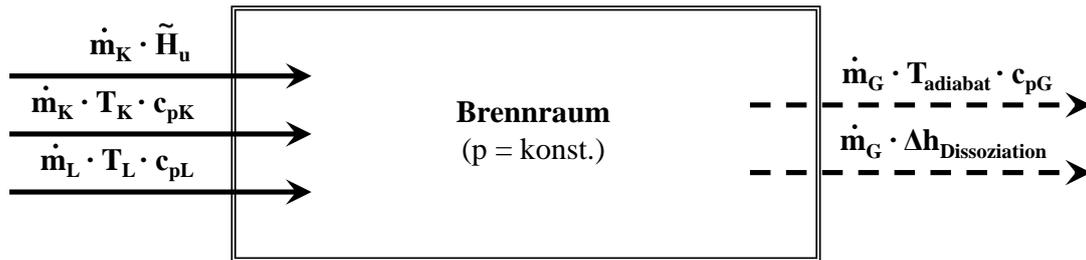


Abbildung 3.5: Schematische Systemdarstellung zur Berechnung der Verbrennungstemperatur

Abbildung 3.6 zeigt exemplarisch den Verlauf der adiabaten Verbrennungstemperatur als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass die adiabate Verbrennungstemperatur ohne den Einfluss von Dissoziationseffekten (siehe Seite 29) bei vollständiger Verbrennung mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis hyperbolisch zunimmt, weil die aufzuheizende Inertgasmasse⁵³ abnimmt. Vom stöchiometrischen Gemisch ausgehend fällt die Verbrennungstemperatur mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis ab, da bedingt durch den herrschenden Sauerstoffmangel die im Kraftstoff gebundene zugeführte Energie nicht vollständig umgesetzt werden kann, d. h. der umsetzbare Heizwert sinkt. Unter Berücksichtigung des Dissoziationseinflusses verläuft die Kurve der adiabaten Verbrennungstemperatur flacher und auf einem geringeren Niveau. Das Maximum der Verbrennungstemperatur liegt in diesem Fall bei $\lambda \approx 0.9$; hier wird der sinkende umsetzbare Heizwert mit kleiner werdendem λ durch die Abnahme der aufzuheizenden Gasmasse überkompensiert. Die steigende Verbrennungstemperatur mit einer Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses im Mageren bleibt bestehen. Im Vergleich zum konventionellen dieselmotorischen Betrieb mit Luftüberschuss sind bei der Anwendung des stöchiometrischen Brennverfahrens somit höhere Verbrennungstemperaturen zu erwarten. Auf die sich daraus ergebenden Nachteile wird nachfolgend eingegangen.

Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische isobare Wärmekapazität c_p und die spezifische isochore Wärmekapazität c_v sind Stoffeigenschaften, die angeben, wieviel Wärmeenergie zugeführt werden muss, um ein Kilogramm eines bestimmten Stoffes um ein Kelvin isobar bzw. isochor zu erwärmen, siehe z. B. [Hering et al. 2007, Stan 2004]. c_p ist stets größer als c_v ⁵⁴, der Quotient dieser beiden Größen ist der *Isentropenexponent*⁵⁵:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.41)$$

In **Abbildung 3.7** sind c_p (oben) und κ (unten) als Funktion der Temperatur für $\lambda = 1.0$ und $\lambda = 1.4$ dargestellt. Bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis ist mit einer Erhöhung der Temperatur ein Anstieg der isobaren Wärmekapazität verbunden. Da die isochore Wärmekapazität mit der Temperatur stärker steigt (nicht dargestellt), sinkt der Isentropenexponent. Zudem führt eine Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses zu einer weiteren Absenkung des Isentropenexponenten, so dass der thermische Wirkungsgrad kleiner wird. Zur Veranschaulichung dieses Zusammenhangs ist jeweils für die Temperaturen $T = 2000 \text{ K}$ und $T = 2400 \text{ K}$ bei $\lambda = 1.0$ bzw. $\lambda = 1.4$ exemplarisch der rechnerische thermische Wirkungsgrad η_{th} ⁵⁶ angegeben.

Motorisch erklärt sich die Reduzierung des Wirkungsgrads mit sinkendem Isentropenexponenten dadurch, dass für ein gegebenes Volumen-Expansionsverhältnis das Verbrennungsgas bis zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“

⁵³(Rest-)Gas im Brennraum, das nicht zur Exothermie beiträgt

⁵⁴Während eine Erwärmung bei konstantem Volumen allein die innere Energie (kinetische Energie der Moleküle) erhöht, zieht eine Erwärmung bei konstantem Druck eine Erhöhung der inneren Energie und eine Volumenänderungsarbeit nach sich.

⁵⁵Der Isentropenexponent kann experimentell z. B. nach Rüchardt bestimmt werden [Eichler et al. 2006].

⁵⁶Thermischer Wirkungsgrad des idealisierten Gleichraumprozesses: $\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$

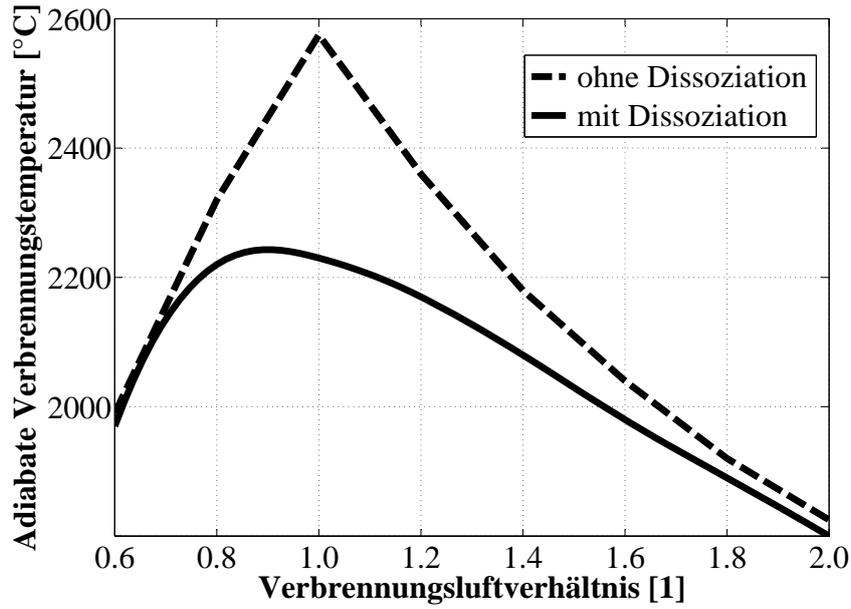


Abbildung 3.6: Verlauf der adiabaten Verbrennungstemperatur als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses ohne bzw. mit Dissoziationseinfluss nach [Specht 2003]

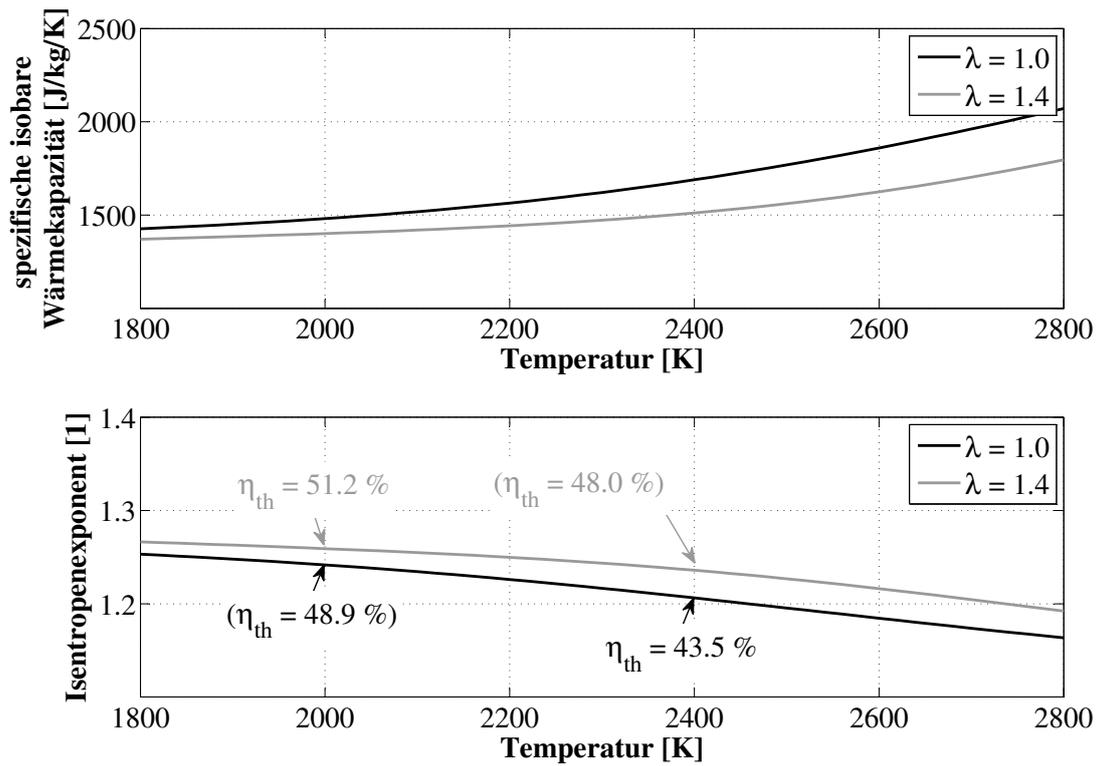


Abbildung 3.7: Spezifische isobare Wärmekapazität des verbrannten Anteils des Verbrennungsgases als Funktion der Temperatur für $\lambda = 1.0$ und $\lambda = 1.4$ nach [Grill 2008] und thermischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für $\varepsilon = 16$

einen kleineren Temperaturbereich durchläuft. Somit wird, bezogen auf die zugeführte Kraftstoffenergie, die Expansionsarbeit kleiner [Heywood 1988].

Wandwärmübergang

Nach dem Newton'schen Ansatz des Wandwärmübergangs [Grote und Feldhusen 2005]

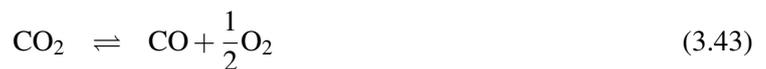
$$\frac{dQ_{\text{WW}}}{d\varphi} = \sum \alpha_i \cdot A_i (T_{\text{Wand},i} - T_{\text{Gas},i}) \quad (3.42)$$

ist der Wärmübergang proportional der Summe aller Produkte aus Wärmübergangskoeffizient α_i ⁵⁷, Fläche A_i und Temperaturdifferenz ($T_{\text{Wand},i} - T_{\text{Gas},i}$).

Die höhere Prozesstemperatur einer stöchiometrischen Verbrennung im Vergleich zu einer mageren Verbrennung verursacht demnach einen Anstieg des Wandwärmübergangs, wodurch weniger chemische Energie in mechanische Arbeit umgesetzt werden kann und der Wirkungsgrad sinkt.

Dissoziation

Dissoziation⁵⁸ tritt bei Temperaturen oberhalb $T \approx 1800 \text{ K}$ auf und führt zu einer Verringerung des Umsetzungswirkungsgrads η_U , siehe Seite 30. Typische Dissoziationsreaktionen während des Verbrennungsprozesses sind [Stone 1999]:



Als Dissoziationsprodukte entstehen somit u. a. CO (Gleichung 3.43) und H₂ (Gleichung 3.44). Da ein stöchiometrisches Brennverfahren vergleichsweise höhere Temperaturen aufweist als eines mit Luftüberschuss, kann die Dissoziation zu einer nennenswerten Konzentration dieser Abgase beitragen.

Für die idealisierte Betrachtung des Dissoziationseinflusses auf den Verbrennungsprozess wird basierend auf Messdaten die CO-Emission betrachtet, die sich allein über das chemische Gleichgewicht und durch Dissoziation bei stöchiometrischer und überstöchiometrischer Gemischführung einstellt (**Abbildung 3.8**). Unter der Annahme einer homogenen Verbrennungsgasverteilung und einer ausreichend langen Reaktionszeit lässt sich der Einfluss der Dissoziation damit abschätzen⁵⁹. Im realen Verbrennungsprozess rekombinieren die dissoziierten Komponenten vor dem Öffnen der Auslassventile teilweise wieder, sofern die Einfriertemperatur⁶⁰ nicht unterschritten wird, vgl. [Pischinger et al. 2002]. In welchem Maße dies geschieht, kann mit dieser Berechnung nicht quantifiziert werden. Folglich ist ein Übertrag der Berechnungsergebnisse auf Messdaten mit einer eindeutigen Trennung der Komponenten unvollständiger (Verbrennungsluftverhältnis, Gemischbildung) und unvollkommener Verbrennung (chemisches Gleichgewicht, Dissoziation) nicht möglich. Für das grundsätzliche, qualitative Verständnis der Vorgänge wird diese Betrachtung dennoch als geeignet angesehen.

⁵⁷Es existieren verschiedene empirische Ansätze, z. B. nach Woschni $\alpha(\varphi) = k \cdot \frac{p^{0.8} \cdot w^{0.8}}{D^{0.2} \cdot T_{\text{Gas}}^{0.55}}$ [Woschni 1970]: mit steigendem Zylinderdruck p , der kombinierten Kolben-/Gasgeschwindigkeit w sowie sinkendem Bohrungsdurchmesser D wird α größer; zwar wird α mit steigender Gastemperatur T_{Gas} kleiner, dies verhindert wegen des kleineren Exponenten jedoch nicht den Anstieg der Wandwärmeverluste mit zunehmender Gastemperatur.

⁵⁸Aufspaltung mehratomiger Gase in einfachere Moleküle, Radikale oder Atome. Veranschaulichen lässt sich die Dissoziation mit der Vorstellung, dass mit zunehmender Temperatur die Atome im Molekül stärker schwingen und schneller rotieren. Das Molekül weist größere Translationsgeschwindigkeiten auf, so dass bei einem Zusammenstoß mit einem anderen Molekül die Atome leichter „herausbrechen“ [Schmidt 1951, Stone 1999].

⁵⁹Da der Verbrennungsprozess hochdynamisch ist, stellt die Annahme einer homogenen Gasverteilung sowie einer ausreichend langen Reaktionszeit zum Erreichen des Gleichgewichtszustands eine starke Vereinfachung dar.

⁶⁰unterhalb dieser Temperatur stoppen die chemischen Reaktionen

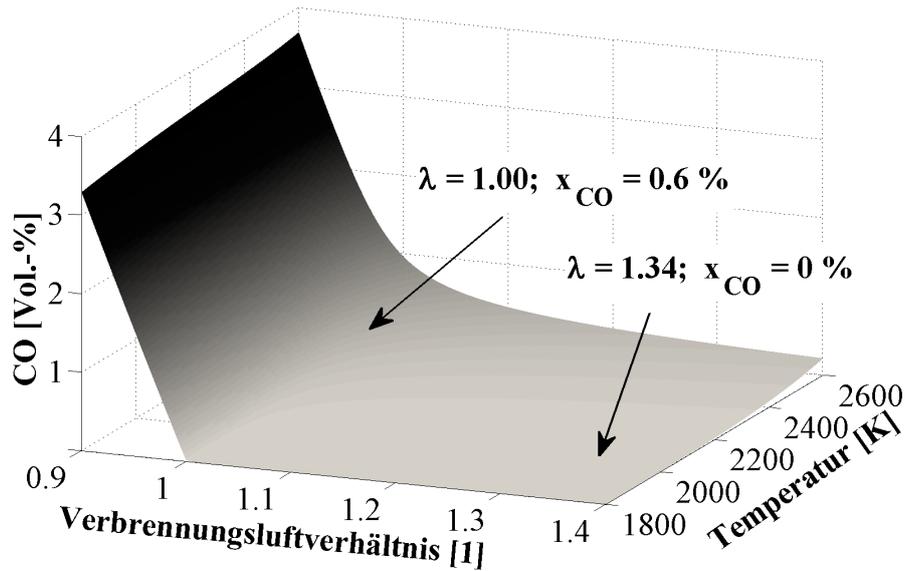


Abbildung 3.8: Kohlenmonoxidkonzentration als Ergebnis einer Gleichgewichtsrechnung für $p = 130$ bar mit $C_{16}H_{28}$ -Kraftstoff nach [Grill 2008]

Die Abbildung visualisiert den großen Gradienten der zwangsläufig auftretenden CO-Emissionen im Bereich der Stöchiometrie. Die Kombination aus geringem Verbrennungsluftverhältnis und hoher Verbrennungstemperatur fördert das Ablaufen der endothermen Dissoziationsreaktionen (nach dem *Prinzip des kleinsten Zwanges*; „LeChatelier“, z. B. [Lautenschläger et al. 2005]), wodurch der Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses sinkt.

Umsetzungswirkungsgrad

Unter idealen Bedingungen würde ein stöchiometrisches Gemisch vollständig oxidieren, d. h. als Verbrennungsprodukte lägen CO_2 und H_2O vor. Eine vollständige, vollkommene Oxidation findet im Verbrennungsmotor jedoch nicht statt, da das Kraftstoff-Luft-Gemisch einerseits inhomogen und andererseits die Reaktionsgeschwindigkeit zu gering ist. Insbesondere trägt auch die Dissoziation zu einer Reduzierung des Umsetzungswirkungsgrades bei. Die Inhomogenität des Gasgemischs im Brennraum hat zur Folge, dass Bereiche unterstöchiometrischer Kraftstoff-Luft-Zusammensetzung vorliegen, in denen nicht ausreichend Sauerstoff für die vollständige Oxidation zur Verfügung steht. Zwar ist dies beim konventionellen Dieselmotorenverfahren auch der Fall, beim stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahren tritt dieser Effekt aber in besonderem Maße, verstärkt mit fortschreitender Verbrennung, d. h. einer kleiner werdenden Sauerstoffkonzentration, in Erscheinung.

Der Umsetzungswirkungsgrad definiert den Quotienten zwischen umsetzbarer Wärme Q_{um} ⁶¹ und zugeführter Wärme $Q_{zu} = m_K \cdot H_u$ [Grill 2008]:

$$\eta_U = \frac{Q_{um}}{m_K \cdot H_u} \quad (3.45)$$

Bei der Berechnung des Umsetzungswirkungsgrads wird von einem homogenen Gemisch ($\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{global}}$) ausgegangen, d. h. die Güte der Gemischbildung wird nicht erfasst. Berücksichtigt werden der Anteil der unvollständigen Verbrennung, der zwangsläufig durch den globalen Sauerstoffmangel für $\lambda < 1.0$ auftritt sowie die Effekte der unvollkommenen Verbrennung (Erreichbarkeit des chemischen Gleichgewichts, Dissoziation). **Abbildung 3.9** zeigt den Verlauf des Umsetzungswirkungsgrads η_U über dem Verbrennungsluftverhältnis ex-

⁶¹Umsetzbare Wärme: Zugeführte Wärme abzüglich der nicht nutzbaren Wärme, die aus der Dissoziation sowie einer unvollständigen Verbrennung bei Sauerstoffmangel ($\lambda < 1$) resultiert.

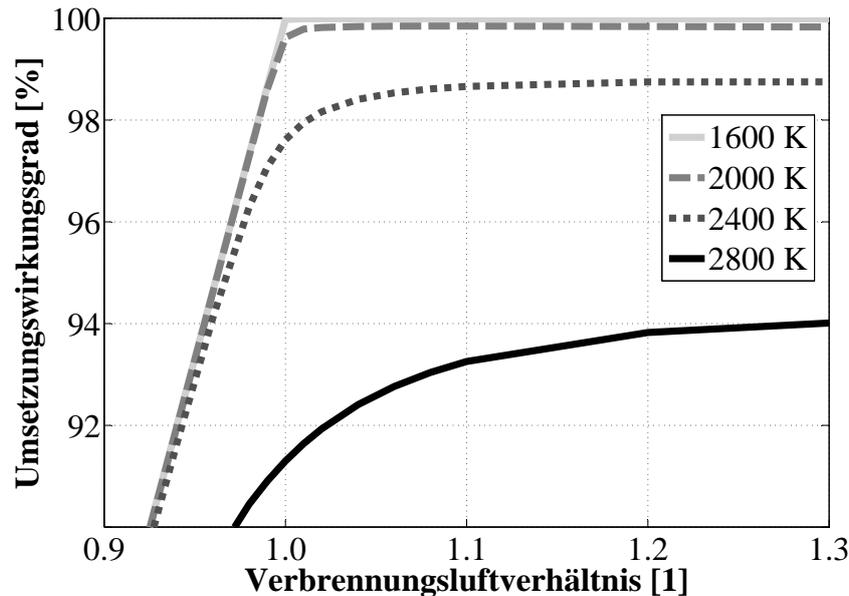


Abbildung 3.9: Theoretischer Umsetzungswirkungsgrad η_U bei $p = 100$ bar und $T = 1600$ K bis $T = 2800$ K [Grill 2008]

emplarisch für Verbrennungsgastemperaturen von $T = 1600$ K bis $T = 2800$ K. Bei „niedrigen“ Verbrennungsgastemperaturen ($T = 1600$ K) findet (durch die fehlende Dissoziation) im überstöchiometrischen Bereich eine vollständige Umsetzung der zugeführten Kraftstoffenergie statt. Ausgehend von $\lambda = 1.0$ führt eine Verringerung des Verbrennungsluftverhältnisses aber zu einer drastischen Reduzierung des Umsetzungswirkungsgrads. Bei „hohen“ Verbrennungsgastemperaturen (z. B. $T = 2400$ K) dagegen findet auch im Bereich der überstöchiometrischen Gemischzusammensetzung bedingt durch die Dissoziation keine vollständige Umsetzung mehr statt. Hieraus ergeben sich zwei wesentliche Erkenntnisse: Einerseits führt eine Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses bei konstanter Verbrennungsgastemperatur ($T \geq 1800$ K) zu einem verringerten Umsetzungswirkungsgrad und andererseits fällt der Umsetzungswirkungsgrad mit steigender Verbrennungsgastemperatur.

Die fünf genannten Faktoren Verbrennungstemperatur, spezifische Wärmekapazität, Wandwärmeübergang, Dissoziation und Umsetzungswirkungsgrad sind ein Indiz für den zu erwartenden Kraftstoffverbrauchsneutrale des stöchiometrischen Brennverfahrens gegenüber einem geometrisch gleichen Dieselmotor mit konventionellem Brennverfahren. Zwar existieren idealisierte Motormodelle (z. B. der „vollkommene Motor“), die unter Berücksichtigung des Verbrennungsluft- und Verdichtungsverhältnisses einen theoretischen Wirkungsgrad ausweisen. Die Quantifizierung der Wirkungsgraddifferenz am real ausgeführten Motor ist mit derartigen Modellen unter Berücksichtigung der verfahrenstechnischen und thermodynamischen Randbedingungen sowie durch die Wechselwirkungen o. g. Effekte aber kaum möglich. Teil der experimentellen Untersuchungen wird daher u. a. sein, die Ursachen der Wirkungsgradverschlechterung bei Anwendung eines heterogen-stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahrens zu quantifizieren.

Kapitel 4

Versuchsaggregate, Messtechnik und Auswertemethoden

Dieses Kapitel enthält eine Beschreibung der eingesetzten Versuchsaggregate und Messtechnik. Zudem werden Besonderheiten zur Auswertung der experimentellen Untersuchungen erläutert.

4.1 Versuchsaggregate

Für die experimentellen Untersuchungen werden ein Einzylindermotor mit einem Zylinderhubvolumen $V_H = 492.2 \text{ cm}^3$ und vollvariablem Ventiltrieb, im folgenden mit **EZ500** bezeichnet, sowie ein weiterer Einzylindermotor mit einem Zylinderhubvolumen $V_H = 399.7 \text{ cm}^3$ und festen Ventilsteuerzeiten, im folgenden mit **EZ400** bezeichnet, eingesetzt. Einzylindermotoren ermöglichen eine weitgehend wechselwirkungsfreie Parametervariation und sind damit für die Brennverfahrensentwicklung besonders geeignet. Im Vergleich zu Mehrzylindermotoren ist ein Zusammenhang zwischen Eingangs- (z. B. Einspritzbeginn, Kolbenmuldengeometrie) und Ausgangsgrößen (z. B. Emissionen, Akustik) besser herstellbar. Die geringere Teileanzahl erlaubt eine schnelle und kostengünstige Variation von Motorbauteilen. Eine Übertragbarkeit der Messergebnisse auf einen entsprechenden Mehrzylindermotor ist grundsätzlich gegeben. Die höheren spezifischen Reib- und Wärmeverluste des Einzylindermotors erfordern allerdings zwingend Vergleiche auf der Basis indizierter Größen der beiden Motoren. Anwendungs- und organisationsbedingt erfolgen einige der Untersuchungen an einem Vierzylindermotor mit einem Zylinderhubvolumen $V_H = 1598.8 \text{ cm}^3$, im folgenden mit **VM1600** bezeichnet. Motorgeometrie und Messtechnik dieses Motors sind mit denen des Einzylindermotors EZ400 weitestgehend identisch. Alle Motoren sind Viertakt-Selbstzünder und verfügen über eine Common-Rail-Direkteinspritzung. Charakteristische Daten der Versuchsaggregate enthält Tabelle A.1 im Anhang.

Forschungs-Einzylindermotor EZ500

Der Forschungs-Einzylindermotor EZ500 ist ein Prototypenmotor, der auf einem serienmäßigen Volkswagen 2.0l-TDI[®] Motor basiert. Die Besonderheit dieses Versuchsträgers ist der vollvariable Ventiltrieb, der voneinander unabhängige Steuerzeiten, Hübe und Hubkonturen ermöglicht. Das System arbeitet elektromotorisch und umfasst insgesamt vier Aktoren: je ein Aktor betätigt die beiden Einlassventile, die Aktoren drei und vier öffnen und schließen das Auslassventil. Da lediglich Zylinder vier des Einzylindermotors EZ500 einen Kolben enthält und nur dieser Zylinder befeuert wird, verfügt der Motor zur Dämpfung von Drehschwingungen über ein Schwungrad mit besonders hoher Massenträgheit. Zusätzlich werden die Wechselmomente über seitlich angeordnete Schwingungsdämpfer getilgt. Die Kurbelwelle ist eine Sonderanfertigung für den Einzylinderbetrieb. Der Motor verfügt einlassseitig über einen Tangentialkanal sowie über einen Spiralkanal. Die Kanäle sind derart ausgeführt, dass eine Drallbewegung mit jeweils entgegengesetztem Drehsinn erzeugt wird. Wird das Einlassventil des einen Kanals sukzessive geschlossen und der Hub des Einlassventils des anderen Kanals konstant gehalten, so erhöht sich die Ladungsbewegung im Brennraum. Messungen zeigen, dass beide Drallrichtungen qualitativ dieselbe Wirkung auf sämtliche verbrennungsmotorischen Zielgrößen haben.

Forschungs-Einzylindermotor EZ400

Der Forschungs-Einzylindermotor EZ400 basiert auf einem serienmäßigen Volkswagen 1.6l-TDI[®] Motor. Bei diesem Motor sind im Gegensatz zum Einzylindermotor EZ500 alle vier Kolben montiert. Die Kolben eins bis drei verrichten jedoch weder Kompressions- noch Expansionsarbeit¹. Die Kurbelwelle und das Schwungrad entsprechen dem Serienstand. Während der Einzylindermotor EZ500 langhubig ($s/D = 1.18$) ausgelegt ist, weist der Einzylindermotor EZ400 bei einer um 1.5 mm verkleinerten Bohrung ein nahezu neutrales Hubbohrungsverhältnis ($s/D = 1.01$) auf. Der Motor verfügt über einen Spiralkanal zur Erzielung einer hohen Zylinderfüllung sowie über einen Tangentialkanal zur Drallerzeugung. Der Prüfstands Aufbau der beiden Motoren unterscheidet sich lediglich in Details; die Aufbaupläne finden sich in Anhang C bzw. Anhang B.

Beide Einzylindermotoren sind konditioniert, d. h. Motoröl und -kühlwasser werden auf 90 °C und der Kraftstoffvorlauf auf 20 °C geregelt. Die Ladeluft² wird ebenfalls konditioniert. Die Ladeluftdruckerzeugung erfolgt einheitlich über ein externes Aufladeaggregat (Schraubenverdichter); der Abgasgegendruck kann vom Ladeluftdruck unabhängig über eine Staudruckklappe geregelt werden. Die Aggregate sind mit einer AGR-Strecke³ ausgerüstet. Durch die aufbaubedingt lange Strecke zwischen Entnahme (hinter Abgasgegendruckklappe) und Rückführung (vor Verdichter) werden das zurückgeführte Abgas und die Frischluft gut durchmischt. Beide Motoren verfügen zudem über eine Indizierung des Zylinderdrucks, des Raildrucks sowie des Drucks in den Ansaug- und Abgaskanälen. Die indizierten Werte werden nach Messbeginn mit einer Abtastung von 0.1 °KW für 100 aufeinander folgende Motorzyklen aufgezeichnet und für die Auswertung gemittelt. Die Stationärmesswerte werden mit einer Frequenz von 4 Hz über eine Messzeit von 30 s gemittelt.

Forschungs-Vierzylindermotor VM1600

Im Gegensatz zu den fremdaufgeladenen Einzylindermotoren erfolgt die Aufladung des Forschungs-Vierzylindermotors VM1600 mit Hilfe eines VTG-Abgasturboladers. Dieser Motor hat neben einer Niederdruck- eine separate Hochdruck-AGR-Strecke; die Indizierung umfasst den Brennraumdruck im vierten Zylinder sowie den Saugrohr- und Abgasgegendruck. Motoröl und -kühlwasser werden ebenso wie die Ladeluft konditioniert. Der Kraftstoffverbrauch wird bei allen Motoren gravimetrisch mit einer Kraftstoffwaage ermittelt.

Verwendete Kraftstoffe

Mit Euro 4-CEC-Referenzdiesel (EZ400 und EZ500) bzw. Euro 5-CEC-Referenzdiesel⁴ (nur beim Versuchssaggregat VM1600 eingesetzt) werden für die Messungen spezielle Dieselmotorkraftstoffe verwendet, die definitionsgemäß den gewichteten Mittelwert der in Europa verkauften Dieselmotorkraftstoffe darstellen. Im Unterschied zum handelsüblichen Diesel nach DIN 51628 sind die Produkteigenschaften für CEC-Referenzdiesel stringenter formuliert. Die Kraftstoffe weisen eine Cetanzahl von $CZ \approx 53$ bei einer Dichte von $\rho_K \approx 834 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ und einem Heizwert von $H_u \approx 43.0 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ auf. Der Siedebeginn- und das Siedende betragen $\vartheta_{\text{BP}} \approx 205 \text{ °C}$ bzw. $\vartheta_{\text{FBP}} \approx 360 \text{ °C}$.

4.2 Messtechnik

Da die Messverfahren der eingesetzten Messgeräte allgemein bekannt sind, wird auf deren Funktion an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Spezifikationen der Prüfstandsgeräte und der Messtechnik finden sich in Anhang C (EZ500), Anhang B (EZ400) sowie Anhang D (VM1600).

¹durch Bohrungen im Kolbenboden

²inklusive extern zurückgeführtem Abgas

³Die AGR-Strecke entspricht einem Niederdrucksystem im Fahrzeug.

⁴enthält im Gegensatz zu Euro 4-CEC-Referenzdiesel 5 % Biodiesel [Dow 2010/ 2009]; für die Fahrzeug-Zertifizierung vorgeschrieben; ersetzt mittlerweile Euro 4-CEC-Referenzdiesel

Eine Ausnahme hiervon bildet der in Kapitel 5.3.1 verwendete Partikelklassierer EEPS 3090 der Firma TSI [TSI 2009]. Dieser erfasst in 32 Größenklassen⁵ sämtliche Partikel eines Abgasteilstroms, die zwischen 5.6 nm und 1000 nm groß sind.⁶ Unter Berücksichtigung der bekannten Verdünnungsrate kann auf die gesamte Partikelanzahl im Abgas geschlossen werden. Referenzmessungen zeigen eine zu erwartende Messgenauigkeit im Bereich von $\pm 5\%$ der gemessenen Partikelanzahl. Das Messprinzip basiert auf der elektrischen Aufladung der Partikel (und anschließenden Entladung an verschiedenen Elektroden). Die Partikel werden zunächst durch ionisierte Luft geleitet und positiv aufgeladen. Zusammen mit der partikelfreien Verdünnungsluft gelangen die Partikel in den eigentlichen Messraum. Dieser befindet sich zwischen zwei metallenen, konzentrischen Zylindern, wobei der äußere Zylinder aus mehreren, elektrisch gegeneinander isolierten, Segmenten besteht. Jedes dieser Segmente (Elektroden) ist an einen hochsensiblen Ladungsverstärker angeschlossen. Da der innere Zylinder gegenüber den äußeren Elektroden eine segmentweise variable Spannung (max. 1.2 kV) aufweist⁷, entsteht ein elektrisches Feld, das dazu führt, dass die sich längs der Zylinderachse bewegenden Partikel im verdünnten Abgas in Abhängigkeit von ihrer Größe⁸ auf den äußeren Elektroden abscheiden und ihre Ladung abgeben, die mittels der Ladungsverstärker verstärkt und schließlich digitalisiert wird. Damit können sämtliche Partikel einem bestimmten Größenbereich zugeordnet werden. Da die Partikel an den Elektroden haften bleiben, müssen diese von Zeit zu Zeit gereinigt werden.

4.3 Auswertemethoden

Zur Bewertung des Wirkungsgrads der Verbrennung sowie zur Berechnung spezifischer Emissionen (eines Einzylindermotors) ist eine Indizierung des Zylinderdrucks unerlässlich. Eine detaillierte Beschreibung der Zylinderdruckindizierung findet sich beispielsweise in [Jeschke 2002]. Für weitergehende thermodynamische Betrachtungen wird aus dem kurbelwinkelaufgelösten Zylinderdruck mithilfe des idealen Gasgesetzes, des Massenerhaltungssatzes und des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik die Brennrate⁹, d. h. der zeitliche Ablauf der Energieumsetzung bestimmt. Die thermodynamische Analyse basiert auf einer Unterteilung des Brennraums in eine Zone mit verbranntem und eine zweite Zone mit unverbranntem Gemisch, die durch eine unendlich dünne und masselose Flammenfront getrennt sind (Zweizonenmodell). Resultierend aus dieser Modellannahme gibt es je eine Temperatur der „verbrannten“ und „unverbrannten Zone“ bei gleichem Druck. Die Betrachtung chemischer und thermischer Vorgänge erfordert eine Berücksichtigung der Stoffwerte der wichtigsten Spezies¹⁰ im Verbrennungsgas. Dafür werden die erforderlichen Stoffwerte T -, p - und λ -abhängig mithilfe des C/H/O-Atomverhältnisses des Kraftstoffs berechnet. Die zweizonige Betrachtung ermöglicht bei kurzen Berechnungszeiten eine hinreichend genaue thermodynamische Analyse [Grill et al. 2007, Merker et al. 2006, Grill 2008, Pischinger et al. 2002]. Für den qualitativen und auch quantitativen Vergleich verschiedener Motorbetriebspunkte und -konzepte hat sich diese Vorgehensweise daher bewährt.

Detaillierte thermodynamische Analyse

Die detaillierte thermodynamische Analyse („Verlustteilung“) nimmt ausgehend vom idealen Gleichraumprozess eine schrittweise Aufteilung und Quantifizierung der einzelnen Verlustglieder vor und ermöglicht damit

⁵Unter der Annahme einer – bei Aerosolen zulässigen [Gail und Hortig 2004] – logarithmischen Normalverteilung der Partikelgröße innerhalb einer Größenklasse wird mit den Messwerten von 22 physisch vorhandenen Elektroden die Anzahl der Größenklassen auf 32 erweitert; innerhalb der Dekaden 5.6 nm bis 56 nm und 56 nm bis 560 nm ergeben sich damit je 16 Größenklassen.

⁶Partikel mit einem Durchmesser $560 \text{ nm} < D_p < 1000 \text{ nm}$ werden der letzten Größenklasse zugeordnet.

⁷hiermit wird sichergestellt, dass auch die „elektrisch trägen“ Partikel innerhalb der endlichen Messstrecke abgeschieden werden

⁸d. h. die „elektrisch mobilen“ ultrafeinen Partikel scheiden sich an einer der ersten Elektroden ab, während die „elektrisch trägen“ feinen Partikel sich auf einer der hinteren Elektroden ansammeln (bei kleinen Partikeln überwiegt die Coulomb'sche Kraft die Schleppkraft stärker als bei großen Partikeln)

⁹auch „Brennverlauf“

¹⁰CO, CO₂, H, H₂, H₂O, O, O₂, OH, N, N₂

Rückschlüsse auf Schwachstellen eines Brennverfahrens [Weberbauer et al. 2005]. Das Ergebnis der Verlustteilung weist Relativverluste aus¹¹; eine berechnete Wirkungsgraddifferenz kann *nicht* in einen Absolutbetrag, wie er sich beispielsweise über die Energiebilanz mit dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik ergibt, umgerechnet werden [Witt 1999]. Für die Verlustteilung wird die kommerzielle Software „Tiger“ der Fa. EnginOS GmbH verwendet. Basis der Verlustteilung ist der ideale Gleichraumprozess (isochore Wärmefreisetzung), dessen Wirkungsgrad bei konstantem Isentropenexponenten $\kappa = 1.4$ einzig eine Funktion des Verdichtungsverhältnisses ist. Folgende Verlustglieder werden bei der detaillierten thermodynamischen Analyse ausgewiesen, vgl. [Weberbauer et al. 2005]:

- Norm-Realladung: Der Arbeitsverlust, der unter Berücksichtigung der realen Zusammensetzung des Arbeitsgases (Luft, Kraftstoff, Restgas) bei Normbedingungen¹² entsteht. Mit abnehmendem Verbrennungsluftverhältnis sinkt der Isentropenexponent und steigt dieser Verlust.
- Schwerpunktlage: Die abnehmende Expansionsarbeit bei Spät-Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung (φ_{Q50}), bei weiterhin isochorer Wärmefreisetzung, wird in diesem Verlustglied berücksichtigt.
- Unvollständige Verbrennung: Die gemessenen CO- und HC-Emissionen werden mit empirischen Gleichungen in einen Exergieverlust umgerechnet. Hierbei wird über das Wassergasgleichgewicht auch die H₂-Emission implizit berücksichtigt [Bargende et al. 2001]. Die im Ruß gebundene Energie wird vernachlässigt.
- Realer Brennverlauf: Abweichend vom „eckigen“ idealen Gleichraumprozess wird in diesem Glied die Wärmefreisetzung des realen (d. h. „runden“) Zylinderdruckverlaufs im Bereich des Zünd-OT berücksichtigt, die zu einer Verkleinerung der Hochdruckschleife und Verringerung der Expansionsarbeit führt.
- Kalorik: Dieses Glied weist die Verluste aus, die durch die Prozessführung bei den real auftretenden Drücken und Temperaturen entstehen. Damit wird beispielsweise den steigenden Wärmekapazitäten (d. h. der Verringerung des Isentropenexponenten) der Gase sowie dem Auftreten von Dissoziation bei hohen Verbrennungstemperaturen Rechnung getragen, vgl. Kapitel 3.6.
- Wandwärme: Mit Hilfe des Newton'schen Wärmeübergangsansatzes und des Wärmeübergangskoeffizienten nach Woschni¹³ (s. Kapitel 3.6) wird in diesem Glied überschlägig der kurbelwinkelabhängige Arbeitsverlust durch den Wärmeübergang an die Brennraumwandungen (Zylinderkopf mit Ventilen und Injektor, Kurbelgehäuse und Kolben) berechnet. Ein Prozesswärmeverlust im Bereich des Zünd-OT ist energetisch ungünstiger als ein Prozesswärmeverlust bei fortgeschrittener Expansion des Kolbens.

Um die Realität möglichst genau abbilden zu können, ist bei der Erstellung einer Verlustteilung einer Reihe von Parametern besondere Aufmerksamkeit zu widmen, da diese nicht direkt gemessen werden (können). Dazu zählen insbesondere:

- Interne AGR-Rate: Die interne AGR-Rate wird mit der Abgastemperatur und dem Zylinderdruck über das ideale Gasgesetz überschlägig bestimmt. Dabei wird angenommen, dass sich im Ladungswechsel-OT bei effektiv noch geschlossenen Einlassventilen ausschließlich Restgas im Brennraum befindet. Die Ergebnisse dieser Berechnungsmethode haben eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen einer Ladungswechselanalyse. Bei einer gezielten Variation der internen AGR-Rate, z. B. mithilfe eines variablen Ventiltriebs, ist eine Ladungswechselanalyse zur Bestimmung der Rückführrate obligatorisch.

¹¹Die Verlustteilung berechnet sequentiell eine Wirkungsgradverringerng; der Betrag der nichtlinearen Wirkungsgradverringerng ist abhängig von der gewählten Reihenfolge.

¹² $T = 293 \text{ K}, p = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

¹³Es existieren neuere Ansätze, z. B. [Hohenberg 1980, Bargende 1990, Heinle 2011]; für Relativvergleiche wird der Ansatz nach Woschni als hinreichend angesehen.

- **Leckage:** Da die am Motorprüfstand gemessene Leckagemenge („Blow-By“) einen Mittelwert der realen Leckage während eines Arbeitsspiels darstellt, die dynamische Effekte während der Kompression und Expansion nicht abbilden kann und die Messgenauigkeit vergleichsweise gering ist, wird für die thermodynamische Analyse die aus Zylinderdruck und Leckagefläche berechnete Leckagemasse berücksichtigt. Die Leckagefläche wird in Abhängigkeit vom Bohrungsdurchmesser und Feuerstegspalt abgeschätzt. Insgesamt stellt die Leckagemasse eine recht große Unsicherheit in der thermodynamischen Analyse dar.
- **Wandwärme:** Der Wandwärmeübergang ist u. a. von der Gas- und der Wandtemperatur abhängig, die beide nicht (exakt) gemessen werden können. Die Gastemperatur resultiert aus der thermodynamischen Analyse und die Wandtemperatur wird mit Hilfe von Temperaturmessstellen abgeschätzt, die brennraumnah im Zylinderkopf angebracht sind. Für die thermodynamische Analyse werden (verglichen mit Literaturangaben, vgl. [Eiglmeier 2000, Emmrich 2010]) mit diesen Messwerten plausible Wandtemperaturen ermittelt, jedoch führt die Annahme einer globalen Wandtemperatur zu recht großen Unsicherheiten.

Die Überprüfung jeder exakten thermodynamischen Analyse geschieht über die Bilanzierung des „Wirkungsgrads“ η_{EB} :

$$\eta_{EB} = \frac{\int dQ_B \cdot d\varphi}{Q_{zu} - Q_{uv}} \quad (4.1)$$

Hierbei ist $\int dQ_B \cdot d\varphi$ die umgesetzte Wärme im Zyklus, Q_{zu} die zugeführte Energie ($m_K \cdot H_u$) und Q_{uv} die durch unvollständige Verbrennung im Prozess nicht nutzbare Wärme¹⁴. Leider reagiert die Verlustanalyse sensibel auf Messungenauigkeiten, die beispielsweise durch die thermische und elektrische Drift des Zylinderdruckquarzes innerhalb eines Verbrennungszyklusses entstehen können. Zur Erzielung einer hohen Aussagekraft und Vergleichbarkeit der Verlustanalysen werden daher ausschließlich Betriebspunkte betrachtet, deren Energiebilanzen η_{EB} um maximal 2% differieren.

Verbrennungsakustik

Ein weiterer wesentlicher Aspekt bei der Bewertung von Brennverfahren ist neben dem Wirkungsgrad die Verbrennungsakustik, da die Geräuschemission eines Fahrzeugs nicht nur gesetzlich reglementiert wird, sondern vor allem ein wesentliches Komfortkriterium darstellt¹⁵. Ursache des Verbrennungsgeräuschs sind dynamische Gaskräfte, die die Motorstruktur zu wechselnden Verformungen („Körperschall“) anregen und an der Strukturoberfläche zu Luftschallabstrahlung führen [Zeller 2009]. Das Verbrennungsgeräusch wird wesentlich durch den Verlauf der Energieumsetzung geprägt.

Als Bewertungsmaß der Motorakustik hat sich der maximale Zylinderdruckgradient (maximaler Betrag der Ableitung des Zylinderdruckverlaufs) etabliert. Bei dieser Herangehensweise bleibt die frequenzabhängige Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs unberücksichtigt. Eine geeignetere Methode¹⁶ als die Betrachtung des (maximalen) Zylinderdruckgradienten stellt die Berechnung des „direkten Verbrennungsgeräuschs“¹⁷ dar. In dieser Arbeit wird hierfür der gemessene Zylinderdruckverlauf mit einer schnellen Frequenztransformation (Fast Fourier Transformation, FFT) von der Zeit- auf eine Frequenzbasis transformiert; das Ergebnis ist

¹⁴In CO-, HC- und H₂-Emissionen gebundene Energie.

¹⁵Das Motorgeräusch hat seine Ursachen sowohl in der direkten Geräuschanregung (z. B. Gebläse, Gaswechsel) als auch in der indirekten Geräuschanregung. Der Anteil der indirekten Geräuschanregung setzt sich zusammen aus dem Geräusch der mechanischen Komponenten (z. B. Einspritzsystem, Ventiltrieb) sowie dem Geräusch der Verbrennung, vgl. [Heuer 2001, Mollenhauer und Tschöke 2007].

¹⁶Das subjektive Empfinden des Verbrennungsgeräuschs ist allerdings bestenfalls mit Methoden der Psychoakustik ([Finger 2001, van Basshuysen und Schäfer 2005]) erfassbar.

¹⁷Direktes Verbrennungsgeräusch: $LVG = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_{p,i}}$, vgl. [Göhringer 2008]

das Zylinderdruckanregungsspektrum. Unter Berücksichtigung eines mittleren Strukturübertragungsmaßes¹⁸ und einer Frequenzbewertung, die sich am frequenzabhängigen Lautstärkeempfinden des menschlichen Gehörs orientiert („A-Bewertung“¹⁹), erfolgt die Berechnung des direkten Verbrennungsgeräuschs in dB(A) über der Frequenz [Zeller 2009, Finger 2001, Mollenhauer und Tschöke 2007]. Als Kennwert für die Akustik wird nachfolgend das direkte Verbrennungsgeräusch als „Summe“ der Schalldruckpegel im akustisch besonders relevanten Frequenzbereich von $f = 500\text{Hz}$ bis $f = 5000\text{Hz}$ herangezogen.

Bei beiden Verfahren ergeben sich durch eine Filterung oder Glättung des Zylinderdruckverlaufs ebenso wie durch eine Veränderung der Abtastfrequenz divergierende Ergebnisse. Folglich ist der Ergebnisvergleich verschiedener Versuchsaggregate nur zulässig, wenn die genannten Parameter konstant sind. Dies ist für die verwendeten Versuchsaggregate der Fall.

Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis

Nachfolgend wird auf die Berechnung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses eingegangen (vgl. [Grohe 1977]), da dieses in Kapitel 5.6.2 betrachtet wird. Für die Berechnung des thermodynamischen Ver-

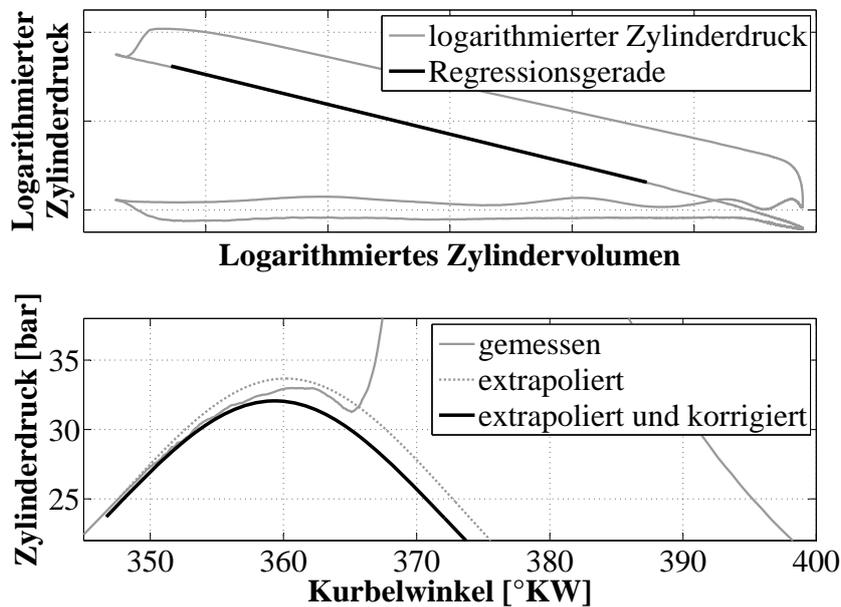


Abbildung 4.1: Logarithmisches p-V-Diagramm mit Regressionsgerade zur Bestimmung des Polytropenexponenten (oben) und extrapolierten Kompressionsspitzen druck (unten) auf Basis von Messungen am Versuchsaggregat EZ500.

dichtungsverhältnisses wird der Zylinderdruck über dem Zylindervolumen in einem doppelt-logarithmischen Diagramm aufgetragen. Die Kompressionskurve ergibt dann mit sehr guter Näherung eine Gerade, deren Steigung unter Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt wird. Die Negation der Steigung dieser Geraden entspricht dem Polytropenexponenten n der Kompression, mit dem das thermodynamische Verdichtungsverhältnis ϵ_{thd} über die Gleichung:

$$\epsilon_{\text{thd}} = \left(\frac{p_{\text{Komp}}}{p_{\text{Lade}}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.2)$$

¹⁸ist motorspezifisch; für die vergleichenden Messungen wird ein „Standard-Strukturübertragungsmaß“ nach [Russell und Haworth 1985] angenommen

¹⁹A-Bewertung: frequenzabhängig wird der Schalldruckpegel $L_p = 10 \cdot \log \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right)$ reduziert bzw. erhöht, siehe z. B. [Pfüger 2010]

berechnet werden kann. Hierbei sind p_{Komp} der Kompressionsspitzen- und p_{Lade} der aus der Niederdruckindizierung ermittelte Druck im Ansaugkanal zum Zeitpunkt „Einlass schließt“²⁰. Da die Messungen mit Voreinspritzung erfolgen, kann der Kompressionsspitzen- nicht direkt ermittelt werden. Daher wird der Polytropenexponent zwischen 280°KW und dem Kurbelwinkel des elektrischen Ansteuerbeginns der Voreinspritzung bestimmt und der Kompressionsspitzen- druck extrapoliert:

$$p_{\text{Komp}^*} = p_{\text{ASB,VE}} \cdot \left(\frac{V_{\text{ASB,VE}}}{V_c} \right)^n \quad (4.3)$$

Es sind p_{Komp^*} der extrapolierte Kompressionsspitzen- druck, $p_{\text{ASB,VE}}$ der Zylinderdruck zum Zeitpunkt „Ansteuerbeginn Voreinspritzung“, $V_{\text{ASB,VE}}$ das dazugehörige Zylindervolumen und V_c das Kompressionsvolumen. Die Nichtberücksichtigung der Leckage- und Wandwärmeverluste im Bereich des oberen Totpunkts führt unweigerlich zu einem zu hohen extrapolierten Kompressionsspitzen- druck p_{Komp^*} , so dass mithilfe von Referenzmessungen ohne Voreinspritzung ein Korrekturfaktor zur Berechnung des „wahren“ Kompressionsspitzen- drucks p_{Komp} bestimmt wird. **Abbildung 4.1** zeigt eine Veranschaulichung der Bestimmung des Polytropenexponenten (oben) und den extrapolierten Kompressionsspitzen- druck (unten). Mit dieser Methode lässt sich ein plausibles thermodynamisches Verdichtungsverhältnis bestimmen.

Ergänzend sei angemerkt, dass für sämtliche experimentellen Untersuchungen die Partikelemissionen aus der Filter Smoke Number berechnet werden²¹, da eine Wägung der emittierten Partikelmasse bei der Vielzahl der Messungen mit vertretbarem Aufwand nicht durchführbar wäre. Ferner werden spezifische Emissionen in [g/kWh], bezogen auf die indizierte Leistung $P_i = \frac{p_{mi} \cdot V_H \cdot n}{i}$, dargestellt²², wodurch sich die Messtoleranzen bei der Bestimmung der Emissionen und der Bestimmung der indizierten Leistung überlagern können. Eine Betrachtung zur Messgenauigkeit ist in Kapitel 5.3 enthalten. Da die Messungen mit verschiedenen Motoren durchgeführt werden, enthalten sämtliche Diagramme neben der Angabe der Betriebspunktparametrierung auch die Angabe des jeweils verwendeten Versuchsträgers.

Aus messtechnischen Gründen wird der Zündverzug in dieser Arbeit als Zeitspanne zwischen dem elektrischen Ansteuerbeginn des Injektors und dem Zeitpunkt der fünfprozentigen Energieumsetzung ϕ_{Q5} definiert²³.

²⁰Der effektive Einlassschluss wird bei einem Ventilhub von 0.5 mm angenommen.

²¹die Berechnungsformel für die Rußemission lautet: $\dot{m}_C = 12.22 \cdot 10^{-6} \cdot FSN \cdot e^{0.38 \cdot FSN} \cdot \dot{V}_A$ [AVL 2005]

²²Sämtliche betrachteten indizierten Größen in dieser Arbeit sind mit einem tiefgestellten „i“ gekennzeichnet.

²³Dabei werden der elektrische Verzug des Aktors und der hydraulische Spritzverzug vernachlässigt.

Kapitel 5

Experimentelle Untersuchungen

In dieser Arbeit wird die heterogen-stöchiometrische dieselmotorische Verbrennung betrachtet. Die lokale Gemischzusammensetzung im Brennraum ist verfahrensbedingt stark inhomogen (heterogen) und weist, genau wie beim konventionellen Dieselmotorenverfahren, kraftstoffreiche (fette) und kraftstoffarme (magere) Zonen auf. Sofern nicht anders angegeben, ist mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ stets der *globale* Zustand gemeint. Als Abkürzung für die stöchiometrische dieselmotorische Verbrennung wird „SDV“ eingeführt, die konventionelle dieselmotorische Verbrennung mit Luftüberschuss wird fortan mit „KDV“ abgekürzt.

Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in drei Schwerpunkte:

- Vergleich zum konventionellen Brennverfahren
- Sensibilität der Gemischbildung
- Weitergehende Betrachtungen

Im einzelnen gliedert sich das Kapitel „Experimentelle Untersuchungen“ wie in **Tabelle 5.1** gezeigt und im folgenden erläutert. Es sei darauf hingewiesen, dass in sämtlichen Messungen auf eine Androsselung der Frischluftzufuhr verzichtet wird (vgl. Kapitel 5.6.1).

Die Funktion des Dreiwegekatalysators beim konventionellen Ottomotor steht angesichts seiner millionenfachen Umsetzung bei Serienfahrzeugen außer Frage. Zur Anwendung des Dreiwegekatalysators beim Dieselmotor dagegen gab es bislang wenige Untersuchungen [Lee et al. 2006, Kim et al. 2010, Mork 2011]. In Kapitel 5.1 erfolgt daher ein *Funktionsnachweis des Dreiwegekatalysators* am stöchiometrisch betriebenen Dieselmotor. Hierzu werden einerseits die otto- und dieselmotorischen Emissionen verglichen und andererseits Messungen mit zwei verschiedenen Katalysatorsystemen durchgeführt.

Anschließend folgt eine Betrachtung des stöchiometrisch darstellbaren *Motorkennfelds* (Kapitel 5.2).

Ferner werden im ersten Teil der experimentellen Untersuchungen zum grundsätzlichen Verständnis der SDV die wesentlichen Verfahrensunterschiede zum konventionellen Brennverfahren aufgezeigt. Dabei wird insbesondere auf die Emissionen, den Wirkungsgrad sowie auf die Stabilität der Verbrennung (Laufruhe) und die Akustik eingegangen (Kapitel 5.3). Die Einzelheiten der Untersuchungen „Vergleich zum konventionellen Brennverfahren“ werden nachfolgend kurz erläutert.

Zunächst werden die Verläufe der *Emissionen* der KDV und der SDV bei gleicher Motorlast über einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses dargestellt. Dass der Partikelemission von Verbrennungsmotoren eine große Bedeutung beigemessen wird, zeigt allein die Tatsache, dass der Gesetzgeber ab der Schadstoffklasse EU6 sowohl für den Otto- als auch für den Dieselmotor die zulässige Anzahl sämtlicher Partikel mit einem Durchmesser $> 23\text{ nm}$ limitieren wird [EU 2012b]. Zwar wird eine Spezifizierung der zulässigen Partikelgrößenverteilung oder der Partikelmasse nicht vorgenommen, doch ist die Partikelgrößenverteilung angesichts der zunehmenden Gefährlichkeit für den Menschen mit einer Verringerung des Partikeldurchmessers relevant. Folglich werden die Rohpartikelemissionen und die Partikelemissionen hinter DPF sowohl bei der KDV als auch bei der SDV gemessen und miteinander verglichen. Dazu wird der in Kapitel 4 beschriebene Partikelklassierer verwendet.

Tabelle 5.1: Übersicht der experimentellen Untersuchungen mit Angabe der dominierenden Parameter, der verwendeten Versuchsaggregate sowie Sondermesstechnik

	Messprogramm	Drehzahl [min ⁻¹]	Mitteldruck _i [bar]	AGR	VE	NE	Versuchs- aggregat	Sonder- messtechnik
Vergleich zum konventionellen Brennverfahren	Funktionsnachweis (Dreiwege-) Katalysator	2000, 2500	ca. 15		x		EZ400, VM1600	
	Emissionen	2000	12		x		VM1600	Partikelklassierer TSI EEPS3090
	Wirkungsgrad	1500, 2000, 3000	10 ... 20		x		EZ400	
	Stabilität der Verbrennung	1500, 2000, 3000	5 ... 20	(x)	(x)		EZ400, EZ500, VM1600	
	Akustik	2000	12, 20				EZ500	
	Kennfeld	1250 ... 3000	0 ... 26		x		VM1600	
Sensibilität der Gemischbildung	Nacheinspritzung	2000	12		x	(x)	VM1600	
	Voreinspritzung	2000	12		(x)		VM1600	
	Ladungsbewegung (vollvariabler Ventiltrieb)	1500	10		x		EZ500	
	Einspritzdüsenvariation	1500, 2000, 3000	10, 20		x		EZ400	
	Kolbenmuldenvariation	2000	10, 20		x		EZ400	
	Abgasrückführung	2000	10, 18	x	x		EZ400	
Weitergehende Betrachtungen	Partikelfilterregeneration	2000	24		(x)	(x)	VM1600	
	Kennfeldausweitung	1500	5 ... 10	(x)	x		EZ500	
	Fahrzyklusrelevanz (semi-simulativ)	var.	var.	var.	var.	var.	Mittelklassefzg., 2.0 l TDI®	

Eine stöchiometrische Gemischbildung und Verbrennung führt zwangsläufig zu erhöhten thermodynamischen Verlusten, wie in Kapitel 3.6 gezeigt wurde. Die Effekte am real ausgeführten Motor zu quantifizieren, ist Bestandteil der *Wirkungsgradbetrachtung* in Kapitel 5.3.2.

Neben einem geringen Schadstoffausstoß sowie einem geringen Kraftstoffverbrauch hat der Komfort eine besondere Bedeutung. Für den Verbrennungsmotor sind dies insbesondere die Laufruhe und die Akustik. Unter der *Laufruhe* wird in diesem Zusammenhang einzig die gemischbildungsbedingte (Un-) Gleichförmigkeit der Verbrennung (Stabilität der Verbrennung) verstanden und nicht etwa die obligatorisch diskontinuierliche Gaskraftanregung bzw. die bauartbedingten Massenkräfte und -momente. So ist vom Ottomotor bekannt, dass eine lokale Variation der Gemischzusammensetzung und des Turbulenzfelds um die Zündkerze zu zyklischen Schwankungen bei der Entflammung und Verbrennung führen kann [Merker et al. 2006]. Die resultierende veränderliche Energieumsetzung führt zu Schwankungen im Zylinderdruckverlauf und folglich zu für die Fahrzeuginsassen u. U. spürbaren Drehungleichförmigkeiten. Im Gegensatz zum Ottomotor weist der konventionelle Dieselmotor weniger ausgeprägte zyklische Schwankungen auf. Inwieweit dies auch für den stöchiometrischen dieselmotorischen Betrieb gilt, ist zu untersuchen (Kapitel 5.3.3). Die Laufruhe durch zyklische Schwankungen wird mit der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}$ charakterisiert. Diese gibt an, wie groß die Streuung des indizierten Mitteldrucks um den Betriebspunktspezifischen Mittelwert ist. Eine geringe Standardabweichung ist einer geringen Drehungleichförmigkeit durch zyklische Schwankungen äquivalent.

Für die Bewertung der *Verbrennungsakustik* wird das stöchiometrische dieselmotorische Brennverfahren ohne Voreinspritzungen im Vergleich zur KDV betrachtet (Kapitel 5.3.4). Dabei werden sowohl der maximale Zylinderdruckgradient $(dp/d\varphi)_{\max}$ als auch der mittels FFT berechnete dB(A)-Wert betrachtet.

Schwerpunkt des zweiten Teils der experimentellen Untersuchungen sind Sensibilitätsuntersuchungen zur Gemischbildung. Da vom konventionellen Brennverfahren bekannt ist, dass eine Nacheinspritzung eine erhebliche Reduzierung der Rußemissionen bewirken kann (vgl. Kapitel 3.5), wird diese bei der SDV untersucht und das Potential bewertet (Abschnitt „Nacheinspritzung zur Partikelreduzierung“ in Kapitel 5.4). Anschließend erfolgt eine Bewertung des Potentials einer Voreinspritzung zur Reduzierung des Verbrennungsgeräuschs.

Auf den Erkenntnissen aufbauend, wird mit dem vollvariablen Ventiltrieb des Einzylindermotors EZ500 der Einfluss der *Ladungsbewegung* auf die Güte der stöchiometrischen Verbrennung untersucht (Kapitel 5.4.1). Bauteilseitig wird die Gemischbildung vor allem durch das Zusammenspiel der Komponenten Ansaugkanal mit Ventilen, Kolbenmulde und Injektor bestimmt. Wesentlich für die Luftausnutzung sind insbesondere die Geometrie der Einspritzdüse und der Kolbenmulde. Es ist zu erwarten, dass die Kolbenmulden-Injektor-Kombination eines konventionellen dieselmotorischen Brennverfahrens für die stöchiometrische Gemischbildung und Verbrennung zu verbessern ist. Die Lufterfassung im Brennraum und die Ladungsbewegung bedürfen vor dem Hintergrund der heterogenen Gemischbildung in Kombination mit der Stöchiometrie besonderer Aufmerksamkeit. Daher wird der Einfluss verschiedener *Einspritzdüsengeometrien* auf die Emissionen, die Akustik und den Kraftstoffverbrauch untersucht (Kapitel 5.4.2). Mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation der Zylinderinnenströmung erfolgt die Auslegung zweier zusätzlicher *Kolbenmuldengeometrien*, deren Einfluss auf die o. g. Faktoren in Kombination mit einer Variation der Einspritzdüsengeometrie untersucht wird.

Wie in Kapitel 3.6 gezeigt, führt die stöchiometrische Verbrennung zu erhöhten Prozesstemperaturen. Es ist bekannt, dass die *Abgasrückführung* eine Reduzierung der Verbrennungsspitzen temperatur ermöglicht, vgl. Kapitel 3.5. Folglich wird die Abgasrückführung bei der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung angewendet und deren Einfluss auf die Emissionen, den Kraftstoffverbrauch und weitere Zielgrößen erörtert (Kapitel 5.4.3).

Da angesichts der gesetzlichen Limitierung des Partikelaustrittes auf den Dieselpartikelfilter nicht mehr verzichtet werden kann (insbesondere nicht bei den zu erwartenden erhöhten Rußemissionen der SDV), wird im

dritten Teil der experimentellen Untersuchungen („Weitergehende Betrachtungen“, Kapitel 5.5) das *Regenerationsverhalten eines DPF* im stöchiometrischen Betrieb untersucht.

Ferner liegt der Fokus auf der Erweiterung des stöchiometrisch darstellbaren *Kennfelds*. In diesem Zusammenhang wird auch auf die Möglichkeit eingegangen, mithilfe eines vollvariablen Ventiltriebs (Miller- bzw. Atkinsonverfahren) einen Vorhalt für dynamische Lastanforderungen zu erzeugen (Kapitel 5.6).

Den Abschluss der „Experimentellen Untersuchungen“ bildet das Kapitel 5.7, in dem die *Relevanz der stöchiometrischen Verbrennung in verschiedenen Fahrzyklen* (NEFZ, FTP75, US06 und ADAC-Autobahnzyklus) ermittelt wird. Auf den gewonnenen Erkenntnissen der vorangehenden Kapitel aufbauend, werden das Potential der stöchiometrischen Verbrennung zur Stickoxidreduzierung und der zu erwartende Kraftstoffmehrerverbrauch berechnet.

Nachfolgend werden die Regelung eines stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnisses und die erzielbare Messgenauigkeit betrachtet. Ferner wird die ausgesprochen hohe Sensibilität der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs im Bereich $0.98 < \lambda < 1.02$ gezeigt.

Regelung

Ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis kann (stationär) eingeregelt werden, indem

- bei einer definierten Luftmasse im Brennraum die $1/\bar{m}_{L_{\text{stoech}}}$ -fache Kraftstoffmasse eingespritzt wird bzw.
- bei einer definierten Kraftstoffmasse die $\bar{m}_{L_{\text{stoech}}}$ -fache Luftmasse zugeführt wird.

Für die stationären Messungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird überwiegend die erstgenannte Regelungsart verwendet. Bei stöchiometrischer Gemischbildung wird das Verbrennungsluftverhältnis mit einer Toleranz von $\pm 2/1000$ Lambdaeinheiten um $\lambda = 1.000$ eingeregelt. Die Verifizierung des eingestellten Verbrennungsluftverhältnisses geschieht mithilfe einer Bilanzierung der Stoffmengenströme und der bekannten Kraftstoffzusammensetzung [Loeck 2009]. Diese Art der Lambdaberechnung ist etabliert und sehr zuverlässig; eines der bekanntesten, veröffentlichten Verfahren ist das nach [Brettschneider 1996]. Unsicherheiten in der Lambdaberechnung ergeben sich durch die Messtoleranz der Abgasemissionen¹ und möglicher Fehler in der Bestimmung der Kraftstoffzusammensetzung². Darüber hinaus wird das Verbrennungsluftverhältnis aus dem gemessenen Kraftstoffmassenstrom und dem Luftmassenstrom berechnet. Ein weiterer Abgleich erfolgt mit einer Breitbandlambdasonde. Im transienten Motorbetrieb (der im Detail nicht Bestandteil der Betrachtungen dieser Arbeit ist) ist eine sehr schnelle Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses erforderlich. Es ist bekannt, dass der Kraftstoffpfad mit einer höheren Dynamik beeinflusst werden kann als der Luftpfad. Vorstellbar ist daher, zur dynamischen Feinjustierung des Verbrennungsluftverhältnisses eine Nacheinspritzung zu verwenden. Diese Option wird im Anhang E ergänzend beleuchtet. Die Regelung der *Verbrennungsschwerpunktlage* erfolgt über die schnelle Heizverlaufberechnung nach [Rassweiler und Withrow 1938, Klein 2009], indem der elektrische Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung angepasst wird.

Messgenauigkeit und Sensibilität

Einen Rückschluss auf die erzielbare Messgenauigkeit des Kraftstoffverbrauchs, der Rußemission sowie der Kohlenmonoxid- und Stickoxidemission ermöglicht **Abbildung 5.1**. Werden in dem betrachteten Lambdafenster die Größen Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemission durch eine lineare Funktion bzw. die Ruß- und Kohlenmonoxidemission durch eine quadratische Funktion ersetzt, so zeigt sich bei der Messung des Kraftstoffverbrauchs und der Stickoxidemission mit einer durchschnittlichen Streuung von 0.2% bzw. 0.7% eine hohe Genauigkeit. Auch die durchschnittliche Streuung der CO-Messgenauigkeit liegt mit 1.9% innerhalb eines engen Toleranzfensters. Größere Abweichungen treten mit einer durchschnittlichen Toleranz von 4.3% bei der

¹Daher wird ein zusätzlicher Kontrollwert als Maß für die Konsistenz des rechnerischen Verbrennungsluftverhältnisses und der gemessenen Abgasbestandteile zur Plausibilisierung herangezogen.

²Die Kraftstoffanalyse wird in einem zertifizierten Labor durchgeführt.

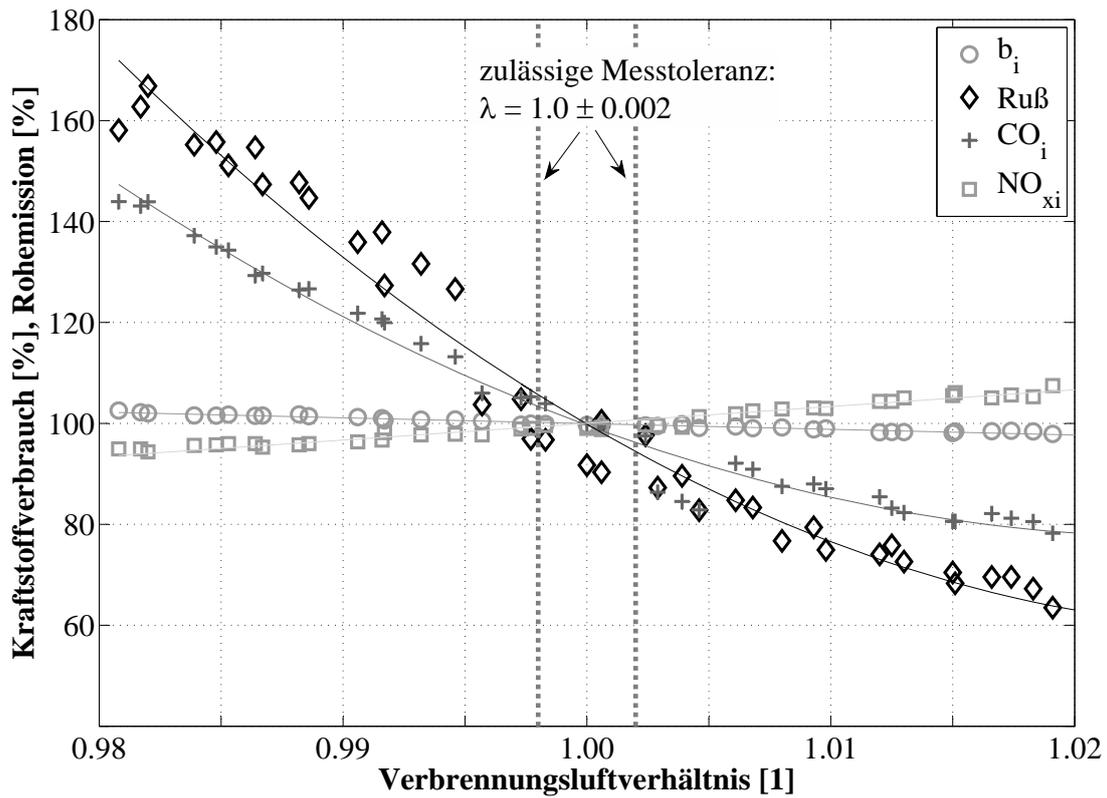


Abbildung 5.1: Sensibilität der Rohemissionen und des Kraftstoffverbrauchs bei einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses in engen Grenzen um $\lambda = 1.0$, Versuchsaggregat: EZ400. Mittlere Messungenauigkeit: $\sigma_{b_i} = 0.2\%$, $\sigma_{\text{Ruß}} = 4.3\%$, $\sigma_{CO_i} = 1.9\%$ und $\sigma_{NO_{xi}} = 0.7\%$. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 14.5 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{e\text{AGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Messung der Rußemission auf. Dies ist bei der Bewertung der Versuchsergebnisse zu berücksichtigen. Da die in Abbildung 5.1 gezeigten Punkte mit Unterbrechungen innerhalb eines Zeitraums von mehreren Tagen gemessen wurden, repräsentiert diese Messreihe die erzielbare Messgenauigkeit sehr gut. *Referenzmessungen* zu Beginn eines jeden Messprogramms stellen sicher, dass ein Defekt des Versuchsträgers oder der Messtechnik erkannt werden kann.

Zudem zeigt Abbildung 5.1 die Sensibilität des Kraftstoffverbrauchs und der Rohemissionen auf eine Veränderung des Verbrennungsluftverhältnisses in engen Grenzen um $\lambda = 1.0$. Emissionsentstehung und -oxidation sind im Bereich der Stöchiometrie angesichts der „Grenzüberschreitung“ aus dem Gebiet des Sauerstoffüberschusses in das Gebiet des Sauerstoffmangels äußerst sensibel. Eine Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses von $\lambda = 1.02$ auf $\lambda = 0.98$ führt zu einer Verdoppelung der Kohlenmonoxidemissionen (vgl. Kapitel 3.6) und zu einem dramatischen Anstieg der Rußemissionen. Auch der Kraftstoffverbrauch als Maß für den Wirkungsgrad der Verbrennung reagiert im Bereich um $\lambda = 1.0$ sensibel auf eine Veränderung des Verbrennungsluftverhältnisses ($\pm 2.5\%$ bei $\Delta\lambda = 0.02$).

Es ist bekannt, dass die stöchiometrische Verbrennung höhere Rußemissionen als die konventionelle Verbrennung mit Luftüberschuss aufweist. Weiter ist bekannt, dass eine Erhöhung des Einspritzdrucks in der Regel die Homogenität des Kraftstoff-Luft-Gemischs fördert und folglich rußreduzierend wirkt. Als Voruntersuchung wird daher das Potential einer Erhöhung des Einspritzdrucks zur Rußreduzierung bewertet. Die Ergebnisse sind in Anhang E dargestellt. Als Konsequenz dieser Voruntersuchung wird für die folgenden experimentellen Untersuchungen der Einspritzdruck so gewählt, dass sich ein guter Kompromiss aus geringen Rußemissionen und einer akzeptablen Verbrennungsakustik ergibt.

5.1 Funktion eines Dreiwegekatalysators

Die Funktion des Dreiwegekatalysators setzt voraus, dass die Abgaskomponenten CO, HC, NO_x, O₂ und H₂ in einem geeigneten Verhältnis vorliegen. Es ist zu erwarten, dass die Funktion des Dreiwegekatalysators unabhängig davon ist, ob dieser mit einem ottomotorischen oder dieselmotorischen stöchiometrischen Abgas beaufschlagt wird. Theoretisch ist allein das stöchiometrische Verhältnis aller Edukte bzw. Produkte für die einwandfreie Funktion entscheidend. Es ist jedoch vorstellbar, dass sehr hohe Rußemissionen zu einer Verschmutzung des Katalysatorsubstrats und damit zu einer Verschlechterung des Konvertierungsverhaltens führen³. Ein derartiger Effekt konnte im Rahmen der experimentellen Untersuchungen für diese Arbeit allerdings an keinem der Versuchsaggregate (Laufzeit jeweils > 300h) festgestellt werden. Ein möglicher Grund ist, dass die Versuchsaggregate phasenweise auch überstöchiometrisch und bei hoher Last betrieben wurden. Der auf dem Substrat abgelagerte Ruß kann unter diesen Bedingungen (d. h. Sauerstoffkonzentration und Abgastemperatur ausreichend hoch) besonders gut oxidieren. Allerdings konnte auch bei mehrstündigem, rein stöchiometrischem Betrieb eine Reduzierung der Konvertierungsrate nicht beobachtet werden, da eine Rußoxidation unter bestimmten Voraussetzungen auch im stationären stöchiometrischen Betrieb stattfindet (s. Kapitel 5.5).

Ein hoher Konvertierungsgrad der limitierten Emissionen CO, HC und NO_x mit dem Dreiwegekatalysator kann lediglich in einem schmalen Bereich um $\lambda = 1.0$ erzielt werden. So behindert die Anwesenheit von Sauerstoff reduzierende Reaktionen, weil der Sauerstoff bevorzugt mit Reduktionsmitteln wie H₂, CO und HC oxidiert und den Stickoxiden damit weitestgehend den Reduktionspartner nimmt. Umgekehrt führt der Sauerstoffmangel bei Unterstöchiometrie dazu, dass Oxidationsreaktionen nicht hinreichend ablaufen können⁴. Ein grundsätzlicher Funktionsnachweis des Dreiwegekatalysators bei der SDV soll im folgenden mithilfe zweier Betrachtungen erfolgen. Einerseits ist dies der Vergleich der Rohemissionen der SDV mit denen des stöchiometrisch betriebenen Ottomotors (von dem bekannt ist, dass der Dreiwegekatalysator funktioniert), andererseits wird der am Motorprüfstand ermittelte Konvertierungsgrad zweier Katalysatorsysteme über einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses dargestellt. In diesem Zusammenhang wird auch auf den verfahrensbedingten Unterschied der otto- und dieselmotorischen Emissionen eingegangen.

Abbildung 5.2 zeigt die Emissionen eines homogen-direkteinspritzenden Otto- und eines stöchiometrisch betriebenen Dieselmotors bei 17bar indiziertem Mitteldruck und einer Drehzahl $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. Die gemessenen N₂-, CO₂- und H₂O-Emissionen beider Verfahren unterscheiden sich nicht wesentlich voneinander (unter der Annahme einer idealen Verbrennung ist die Abgaszusammensetzung bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis eine Funktion der Kraftstoffzusammensetzung). Der Schadstoffanteil des untersuchten Ottomotors ist ca. 0.3 Mas.-% höher als beim stöchiometrisch betriebenen Dieselmotor. Während die O₂, CO und H₂-Emissionen nur wenig differieren, treten bei den HC-, C- und NO-Emissionen größere relative Abweichungen auf. Im Gegensatz zur homogenen Gemischbildung des Ottomotors ermöglicht die strahlgeführte, stark inhomogene Gemischbildung des Dieselmotors in Kombination mit den hohen Prozesstemperaturen sehr geringe Kohlenwasserstoffemissionen, da die Phänomene wall quenching⁵ und flame quenching⁶ kaum in Erscheinung treten, vgl. Kapitel 3.4.4. Umgekehrt zieht die strahlgeführte Verbrennung mit ihrer lokalen Unterstöchiometrie etwa zehnfach höhere Kohlenstoffemissionen (Rußemissionen) nach sich, vgl. Rußbildungskriterien in Kapitel 3.4.2. Der ottomotorische Verbrennungsprozess zeichnet sich zwar durch eine lange Gemischbildungszeit aus, allerdings führt diese in letzter Konsequenz nicht zu geringeren CO- und H₂-Emissionen. Offenbar treten hier zwei gegenläufige Effekte in Erscheinung: einerseits fördert die homogene ottomotorische Gemischbildung

³Gleiches müsste analog auch beim Oxidationskatalysator gelten.

⁴Weitere Details zur Funktionsweise des Dreiwegekatalysators und den chemischen Reaktionen enthält Kapitel 3.5.2.

⁵Der Kraftstoff wird im Bereich des oberen Totpunkts eingespritzt und trifft dank einer raschen Zerstäubung kaum auf die Brennraumwand.

⁶Die Verbrennung beginnt im Randbereich des Strahls und verläuft kontinuierlich bis zum Zentrum. Flammeninseln („Flamelets“) wie beim Ottomotor treten nicht auf.

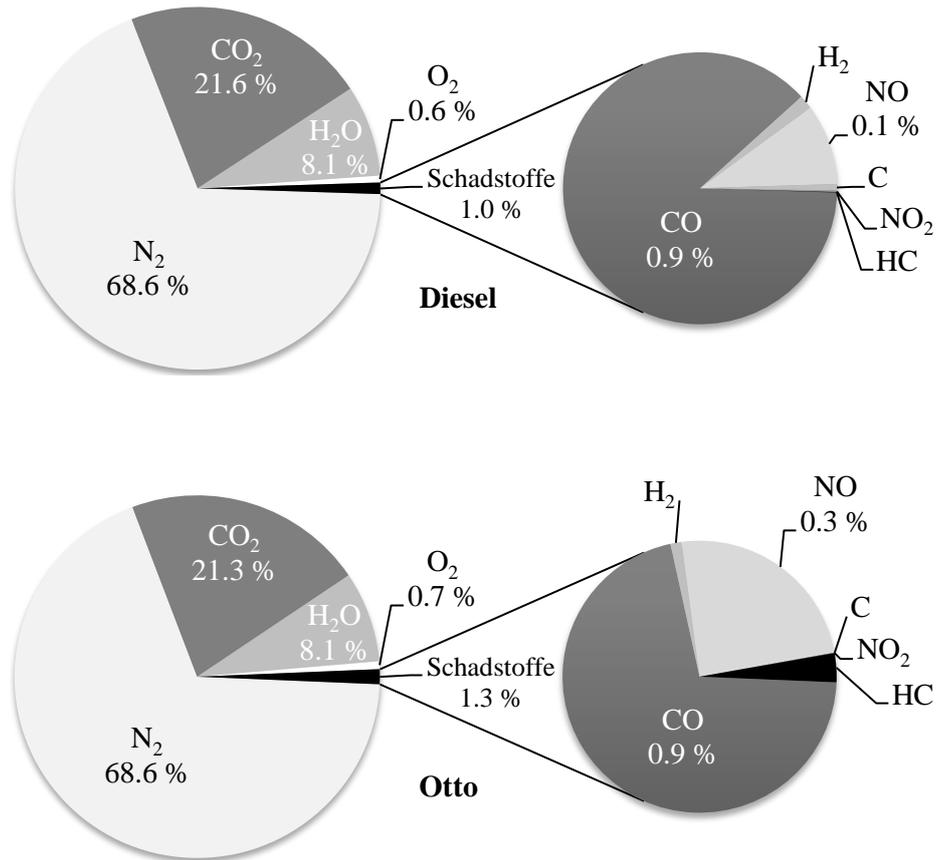


Abbildung 5.2: Stöchiometrische Abgaszusammensetzung (Rohemissionen) eines Dieselmotors ($V_h = 400 \text{ cm}^3$) und eines Ottomotors ($V_h = 500 \text{ cm}^3$) in [Mas. - %]. Messungen bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 25^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ \text{KW n. OT}$

eine vollständige Verbrennung, andererseits führt das gleichverteilte Verbrennungsluftverhältnis-Temperatur-Profil im gesamten Brennraum zu erhöhten chemischen Verlusten (vgl. Kapitel 3.6). Auch die um den Faktor drei erhöhten NO-Emissionen im ottomotorischen Betrieb sind ein Indiz für (räumlich und zeitlich gemittelt) höhere Verbrennungstemperaturen. Trotz der höheren Verdichtung und der damit höheren Kompressionstemperatur bei gleicher Ladelufttemperatur führt der dieselmotorische diffusionsgesteuerte Verbrennungsablauf zu einer (räumlich und zeitlich gemittelt) geringeren Massenmitteltemperatur⁷. In Kombination mit der ausgeprägten Inhomogenität des dieselmotorischen Gemischs fallen die Stickoxidemissionen des Dieselmotors geringer aus.

Insgesamt lassen die Ergebnisse erwarten, dass der Dreivegekatalsator – eine stöchiometrische Verbrennung vorausgesetzt – auch beim Dieselmotor effektiv eingesetzt werden kann, was die folgenden Messungen bestätigen, vgl. [Kim et al. 2010, Lee et al. 2006, Mork 2011]. **Abbildung 5.3** zeigt das Konvertierungsver-

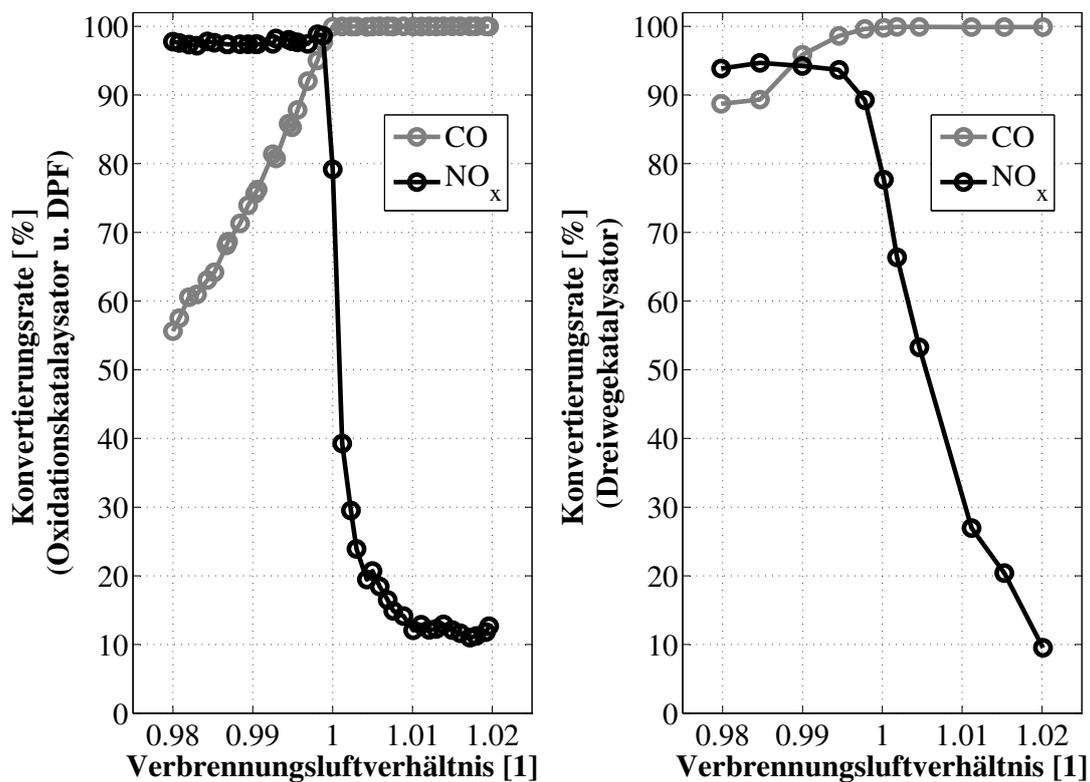


Abbildung 5.3: *links*: Konvertierungsverhalten eines kombinierten Abgasnachbehandlungssystems (Oxidationskatalysator und Dieselpartikelfilter) ohne Zwangsanregung (s. Kapitel 3.5.2), Versuchsaggregat: EZ400. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 14 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$. „Alter“ des Filters: ca. 140h, Filtreintrittstemperatur: $\vartheta \approx 500^\circ \text{C}$

rechts: Konvertierungsverhalten eines Dreivegekatalsators mit Zwangsanregung (Amplitude 1 %, Frequenz 0.9 Hz), Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 15 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 17^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$. „Alter“ des Katalysators: ca. 50h, Filtreintrittstemperatur: $\vartheta \approx 620^\circ \text{C}$

⁷Massenmitteltemperatur: mittlere Gastemperatur im Brennraum, $T_M = \frac{p_z \cdot V_z}{m_z \cdot R}$, mit $R = f(T, p)$, vgl. ideales Gasgesetz [Grote und Feldhusen 2005]

ten zweier Abgasnachbehandlungssysteme im dieselmotorischen Betrieb. Im linken Diagramm ist das Konvertierungsverhalten eines kombinierten Abgasnachbehandlungssystems (Oxidationskatalysator und katalytisch beschichteter Dieselpartikelfilter in einem Bauteil; wird in Serienfahrzeugen häufig eingesetzt) im Einzylinder-Stationärbetrieb für die Schadstoffe CO und NO_x dargestellt. Wegen der ausgesprochen geringen HC-Rohemission wird die Konvertierungsrate der Kohlenwasserstoffe nicht betrachtet. Der Katalysator enthält Platin und Palladium, im Unterschied zu Dreiwegekatalysatoren jedoch kein Rhodium. Der Versuch wird ohne „Zwangs-anregung“ durchgeführt, d. h. ohne periodische Modulation des Verbrennungsluftverhältnisses um $\lambda = 1.0$ (zur Ausnutzung der Sauerstoffspeicherfähigkeit bei Verwendung von Ceroxiden). Für Verbrennungsluftverhältnis $\lambda < 0.9988$ ermöglicht das kombinierte Abgasnachbehandlungssystem eine NO_x-Reduzierung von mehr als 97%. Dagegen sind bei Sauerstoffüberschuss die Kohlenmonoxidemissionen nahezu vollständig konvertierbar. Bei fetter Gemischführung ist das CO-Konvertierungspotential, bedingt durch das sinkende Sauerstoffangebot, deutlich geringer. Umgekehrt führt der Sauerstoffüberschuss bei magerer Gemischführung zu einer Hemmung der Reduktionsreaktionen.

Das Konvertierungsverhalten eines Dreiwegekatalysators im dieselmotorischen Vierzylinder-Stationärbetrieb unter Anwendung einer Zwangs-anregung (sinusförmige Lambdamodulation mit 1 % Amplitude, und einer Modulations-Frequenz von 0.9 Hz) ist im rechten Diagramm in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Zwangs-anregung sorgt für eine periodische Schwingung des Verbrennungsluftverhältnisses vor dem Dreiwegekatalysator von $\Delta\lambda = \pm 0.01$ um den Mittelwert. Durch die Sauerstoffspeicherfähigkeit des Dreiwegekatalysators hat das Verbrennungsluftverhältnis hinter dem Dreiwegekatalysator konstant den Wert eins. Verglichen mit den Messungen am Einzylindermotor ohne Zwangs-anregung ergeben sich zwar geringere maximale Konvertierungsraten durch den vier Mal höheren Abgasmassenstrom. Allerdings ist die Empfindlichkeit auf eine Regelabweichung des Verbrennungsluftverhältnisses von $\lambda = 1.0$ dank der Sauerstoffspeicherfähigkeit geringer ausgeprägt, da die Fett- und Magerphasen „gepuffert“ werden (auch ohne Zwangs-anregung wird das Verbrennungsluftverhältnis bei einem Sollwert von $\lambda = 1.0$ durch Regelabweichungen stochastisch schwanken). Im Stationärbetrieb (und bei ausreichend hohen Abgastemperaturen) lassen sich mit dem Dreiwegekatalysator Konvertierungsraten von mehr als 80 % für NO_x und nahezu 100 % für CO erzielen. Die Konvertierungsraten bewegen sich damit im Rahmen der Literaturangaben [Heywood 1988, Schäfer und van Basshuysen 1993, van Basshuysen 2007].

FAZIT: Funktion eines Dreiwegekatalysators

Die Funktionsfähigkeit des Dreiwegekatalysators am Dieselmotor bei stöchiometrischer Gemischführung ist gegeben:

- Für die Funktion des Dreiwegekatalysators ist die stöchiometrische Gemischzusammensetzung entscheidend, nicht die Quelle der Emissionen oder das Brennverfahren.
- Durch die geringeren NO-Rohemissionen im dieselmotorischen Betrieb ist zur Erreichung der gleichen NO_x-Emissionen hinter Dreiwegekatalysator eine geringere Konvertierungsrate nötig als im ottomotorischen Betrieb.
- Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die Konvertierungsraten der Schadstoffe CO und NO_x unter Verwendung eines kombinierten Abgasnachbehandlungssystems mit den Edelmetallen Platin und Palladium bzw. eines Dreiwegekatalysators den beim Ottomotor zu erzielenden Konvertierungsraten gleichen.

5.2 Darstellbarer Kennfeldbereich

Im Gegensatz zum konventionellen Dieselmotor, der sich durch eine Qualitätsregelung auszeichnet, erfordert die stöchiometrische Verbrennung ein definiertes Verhältnis der im Brennraum vorhandenen Luft- und Kraftstoffmasse. Damit weist der Dieselmotor bei stöchiometrischer Gemischführung analog zum Ottomotor eine Quantitätsregelung auf. Grundsätzlich ist bei atmosphärischem Ladeluftdruck und $\lambda = 1.0$ minimal ein indizierter Mitteldruck von etwa 10 bar erzielbar (entspricht etwa der Volllast eines Saugmotors). Je nach exergetischer Beaufschlagung der Turbine und Auslegung des Abgasturboladers kann diese Last (ohne luftreduzierende Maßnahmen) allerdings nicht dargestellt werden⁸. Vielmehr bewegt sich z. B. bei dem Versuchsaggregat VM1600, das einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie besitzt, die minimal zu realisierende Last bei vollständig geöffnetem Turbinenquerschnitt zwischen $p_{mi} = 10.5 \text{ bar}$ bei $n = 1250 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 16 \text{ bar}$ bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, siehe **Abbildung 5.4**. Der Anstieg der unteren Grenzlast erklärt sich durch den steigenden Abgasmassenstrom und die zunehmende Abgastemperatur mit Erhöhung der Motordrehzahl (1. Turboladerhauptgleichung). Auf Maßnahmen zur Lastreduzierung wird in Kapitel 5.6.1 eingegangen.

Die Volllast der stöchiometrischen Verbrennung ist bei geringen Motordrehzahlen durch den zu realisierenden maximalen Ladeluftdruck limitiert, während bei mittleren Drehzahlen der zulässige Zylinderspitzenruck eine weitere Lastanhebung verbietet. Bei höheren Motordrehzahlen kann die Motorlast nicht über die gezeigten Grenzen hinaus erhöht werden, weil die für den ATL bauteilschutzbedingt zulässige Abgastemperatur überschritten würde.

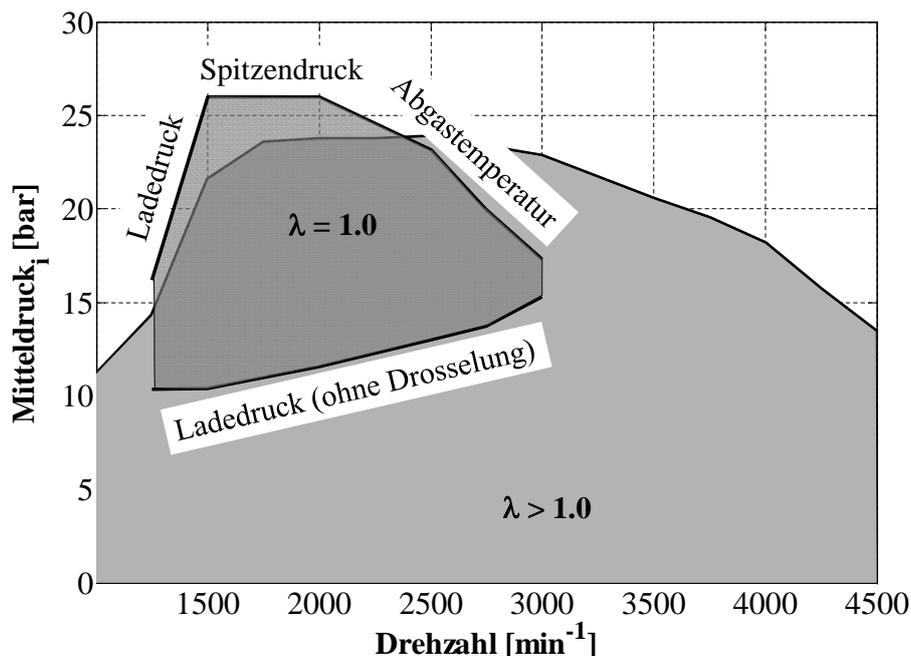


Abbildung 5.4: Stöchiometrisch fahrbarer Kennfeldbereich mit Versuchsaggregat VM1600 (VTG-ATL ohne Wastegate) ohne Abgasrückführung und ohne lastreduzierende Maßnahmen. Darstellung der kennfeldbegrenzenden Faktoren.

⁸Unter Verwendung eines Abgasturboladers mit Wastegate ist dies beispielsweise möglich, wird hier aber nicht weiter betrachtet.

5.3 Vergleich mit dem konventionellen Diesel-Brennverfahren

Das stöchiometrische Brennverfahren unterscheidet sich hinsichtlich des Verbrennungsverhaltens und der Emissionen teils erheblich von der konventionellen Verbrennung mit Luftüberschuss. In diesem Kapitel werden die Aspekte *Rohemissionen*, *Wirkungsgrad* sowie *Stabilität* und *Akustik* der Verbrennung näher beleuchtet. Nachfolgend werden die Rohemissionen der SDV im Vergleich zu den Emissionen der KDV betrachtet.

5.3.1 Rohemissionen

Abbildung 5.5 zeigt bei konstanter Motorlast die Rohemissionen über dem Verbrennungsluftverhältnis⁹. Zur Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses wird der Ladeluftdruck und damit die Luftmasse reduziert und die Einspritzmasse erhöht¹⁰, so dass der indizierte Mitteldruck konstant bleibt.

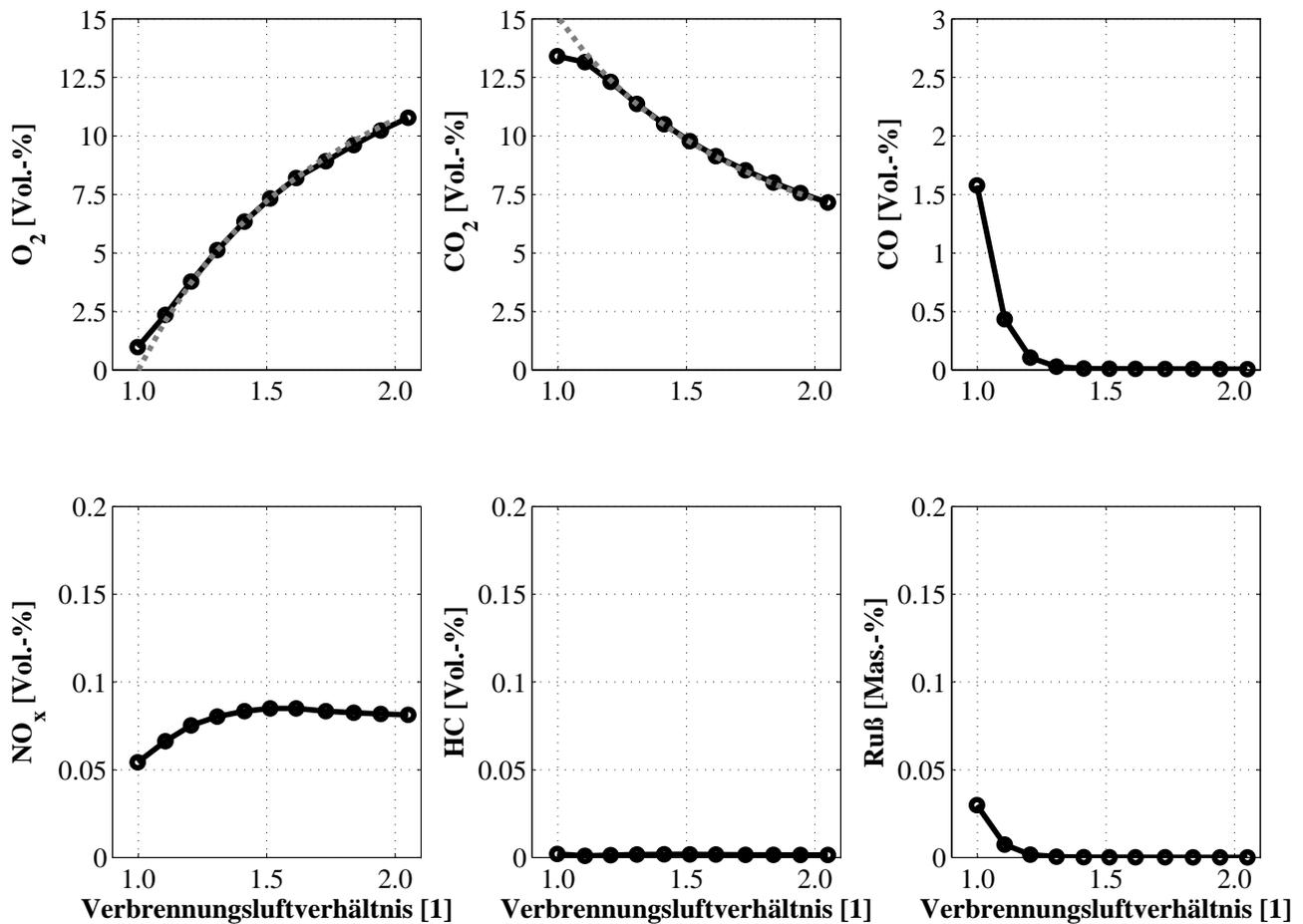


Abbildung 5.5: Rohemissionen über dem Verbrennungsluftverhältnis bei konstanter Motorlast, Versuchsgregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Mit einer Verringerung des Verbrennungsluftverhältnisses sinkt der Sauerstoffgehalt im Rohabgas. Bei einer idealen stöchiometrischen Verbrennung wäre der Sauerstoff vollständig aufgebraucht, dagegen beträgt bei der

⁹Grau gestrichelt sind die O₂- und CO₂-Emissionen einer idealen Verbrennung dargestellt.

¹⁰erforderlich wegen des sinkenden Wirkungsgrads der Verbrennung

realen SDV der Sauerstoffgehalt im Rohabgas als Konsequenz der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung (abhängig von der Güte der Gemischbildung und chemisch-physikalischen Verlusten) noch ca. 1 % (alle Angaben mit Ausnahme der Rußemission in Volumenprozent). Eine Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses führt zunächst zwangsläufig zu einem Anstieg der Kohlendioxidkonzentration, da in Relation zur Gesamtgasmasse mehr Kohlenstoff oxidiert wird. Allerdings entsteht bei $\lambda \leq 1.2$ relativ weniger Kohlendioxid, da die Kohlenmonoxid- und Rußemissionen als Folge eines sich zunehmend verringernden Umsetzungswirkungsgrads massiv ansteigen. Mit sinkendem λ werden die Oxidationsbedingungen für die teiloxidierten Kraftstoffmoleküle ungünstiger, da der Sauerstoffpartialdruck abnimmt und die Diffusionsvorgänge für eine vollständige Umsetzung (die obligatorischen Dissoziationsverluste einmal vernachlässigt) zu langsam ablaufen. Die Kohlenwasserstoffemissionen verharren, bedingt durch die heterogene Gemischführung, unabhängig vom Verbrennungsluftverhältnis auf einem konstant niedrigen Niveau. Sie sind für die SDV daher in der Regel vernachlässigbar¹¹. Im Bereich $1.5 < \lambda < 2.0$ sind die volumetrischen Stickoxidemissionen nahezu konstant, ehe diese mit einer Verringerung des Verbrennungsluftverhältnisses zunächst leicht und dann stärker sinken. Die höhere Verbrennungstemperatur mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis vermag die abnehmende Sauerstoffkonzentration somit nicht zu kompensieren.

Partikelgrößenverteilung und -konzentration

Fokus der Betrachtungen ist der Vergleich der Partikelgrößenverteilung und -konzentration im Rohabgas des stöchiometrischen und des konventionellen Brennverfahrens (ohne und mit AGR). Aus der Partikelgrößenverteilung¹² kann abgelesen werden, in welchem Verhältnis Partikel unterschiedlicher Größe im Abgas vorliegen. Die Partikelkonzentration¹³ gibt die Anzahl aller in der entsprechenden Größenklasse vorliegenden Partikel ($dN/d\log D_p$) bzw. die Anzahl der Partikel aller Größenklassen (N) pro Kubikzentimeter an. **Abbildung 5.6** enthält dazu auf der linken Seite Balkendiagramme der logarithmischen Größenverteilung und die reale Partikelkonzentration N für das stöchiometrische Brennverfahren (oben), das konventionelle Brennverfahren mit Abgasrückführung (Mitte) und das konventionelle Brennverfahren ohne Abgasrückführung (unten). Da sich die Partikelemissionen um Größenordnungen voneinander unterscheiden, ist zur besseren Vergleichbarkeit auf der rechten Seite der Abbildung die Größenverteilung zusätzlich in einem gemeinsamen Diagramm dargestellt. Alle Messungen basieren auf demselben Betriebspunkt und den gleichen Einstellparametern, soweit möglich.

Bei der SDV befindet sich das Maximum der Verteilungsfunktion bei einem Partikeldurchmesser $D_p = 93$ nm, beim konventionellen Brennverfahren mit Abgasrückführung dagegen bei $D_p = 70$ nm und ohne Abgasrückführung bei $D_p = 45$ nm. Es ist denkbar, dass durch eine höhere Partikelkonzentration eine vermehrte Zusammenballung von Partikeln auftritt und sich die Partikelgrößenverteilung daher mit steigender Partikelgesamtemission in Richtung größerer Partikel verschiebt. Damit ist bei vergleichsweise hohen Partikelgesamtemissionen der *relative* Anteil an Nanopartikeln (< 30 nm) von untergeordneter Bedeutung, die Konzentration dieser Partikel ist allerdings näherungsweise konstant (rechtes Diagramm). Im Größenbereich 30 nm bis 250 nm unterscheidet sich die Partikelkonzentration dagegen ganz erheblich. Für den höheren Partikelaußstoß der SDV im Vergleich zur KDV sind insbesondere ultrafeine (< 100 nm) und feine Partikel verantwortlich, Nanopartikel (< 50 nm) haben in dieser Hinsicht eine untergeordnete Bedeutung.

Als Folge des lastunabhängig geringen Sauerstoffpartialdrucks bei der SDV ist mit einer Variation der Last kein nennenswerter Unterschied in der Partikelgrößenverteilung und -konzentration feststellbar. Die Gesamtpartikelkonzentration steigt (in Korrelation zum berechneten Rußdurchsatz aus der Filter Smoke Number) nur

¹¹ Ausnahmen hiervon, wie z. B. ein sehr langer Zündverzöger durch hohe Abgasrückführaten, werden später erörtert.

¹² Die Partikelverteilung gehorcht im allgemeinen der logarithmischen Normalverteilung, d. h. über einer logarithmischen Abszisse aufgetragen, folgen die Partikel der Gauß'schen Normalverteilung, vgl. [Gail und Hortig 2004].

¹³ Zwischen der (schwer fassbaren) logarithmischen Partikelkonzentration $dN/d\log D_p$ und der realen Partikelkonzentration N (beide mit der Einheit $\#/cm^3$) besteht mit 16 Kanälen pro Dekade (bei dem verwendeten Verfahren gibt es zwei Dekaden: 5.6 bis 56 nm und 56 bis 560 nm, vgl. Kapitel 4.2) der Zusammenhang $N = \frac{1}{16} \cdot \sum (dN/d\log D_p)$.

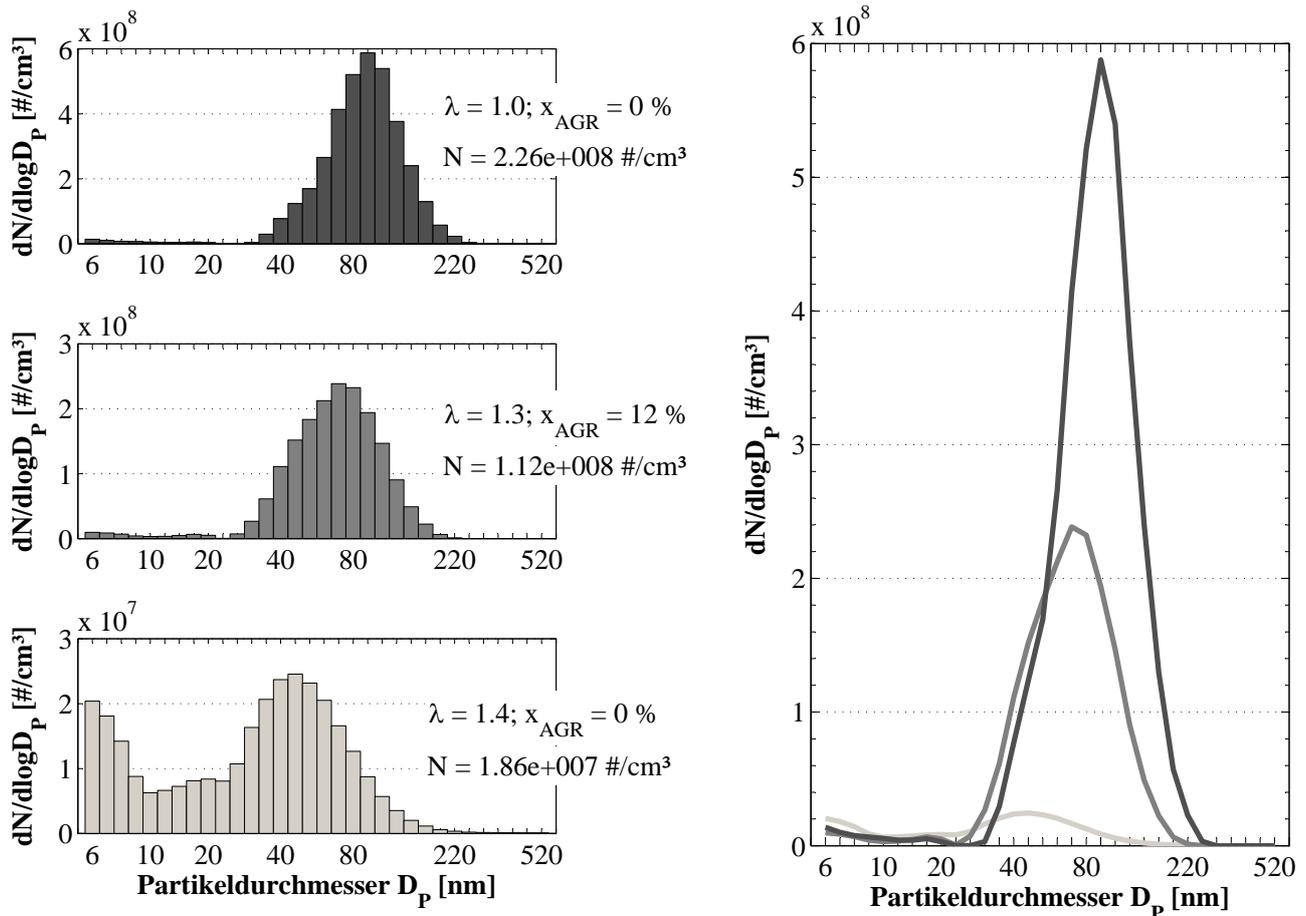


Abbildung 5.6: Partikelgrößenverteilung und -konzentration im Rohabgas für verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse (Skalierung beachten), Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

leicht von $N = 2.26 \cdot 10^8 \text{ #/cm}^3$ auf $N = 2.51 \cdot 10^8 \text{ #/cm}^3$, s. Abbildung E.3 im Anhang. Ein anderes Verhalten zeigt sich hingegen beim konventionellen Brennverfahren. Hier ist die Gesamtpartikelkonzentration bei Teillast mit $N = 1.86 \cdot 10^7 \text{ #/cm}^3$ rund 50% höher als bei Vollast ($N = 8.59 \cdot 10^6 \text{ #/cm}^3$). Beide Betriebspunkte sind (bei demselben Verbrennungsluftverhältnis) ohne Abgasrückführung vermessen, so dass eine höhere Rußentstehung in der Teillast durch die Mechanismen der Abgasrückführung ausscheidet. Ursache der geringeren Rußemissionen in der Vollast dürfte vielmehr das höhere Temperaturniveau im Brennraum sein, das zwar die Entstehung von Ruß fördern kann, in jedem Falle aber die Oxidationsbedingungen in der Ausbrandphase verbessert, vgl. Kapitel 3.4.2. Dieser Effekt ist bei der stöchiometrischen Verbrennung nicht zu beobachten, da für die Oxidation des entstandenen Rußes zwingend Oxidantien erforderlich sind, die (lokal) nicht in ausreichendem Maße zur Verfügung stehen (vgl. Abschnitt „Nacheinspritzung zur Partikelreduzierung“ in Kapitel 5.4).

Messungen mit Dieselpartikelfilter offenbaren weder bei der Partikelkonzentration noch bei der Partikelgrößenverteilung einen markanten Unterschied zwischen SDV und KDV¹⁴. Hinsichtlich der Partikelemissionen

¹⁴Die Messungen werden bei ungefähr gleicher Beladung des DPF durchgeführt, um sicherzustellen, dass der Mechanismus der Oberflächenfiltrierung (vgl. Kapitel 3.5.2) mit möglichst identischem Wirkungsgrad funktioniert.

ergibt sich durch die SDV bei Fahrzeugen mit Dieselpartikelfilter somit für die Umwelt kein nachteiligeres Belastungsszenario als es von dem klassischen dieselmotorischen Brennverfahren bekannt ist, siehe **Abbildung 5.7**. Im Gegenteil ergeben sich im betrachteten Betriebspunkt bedingt durch den geringeren Abgasvolumen-

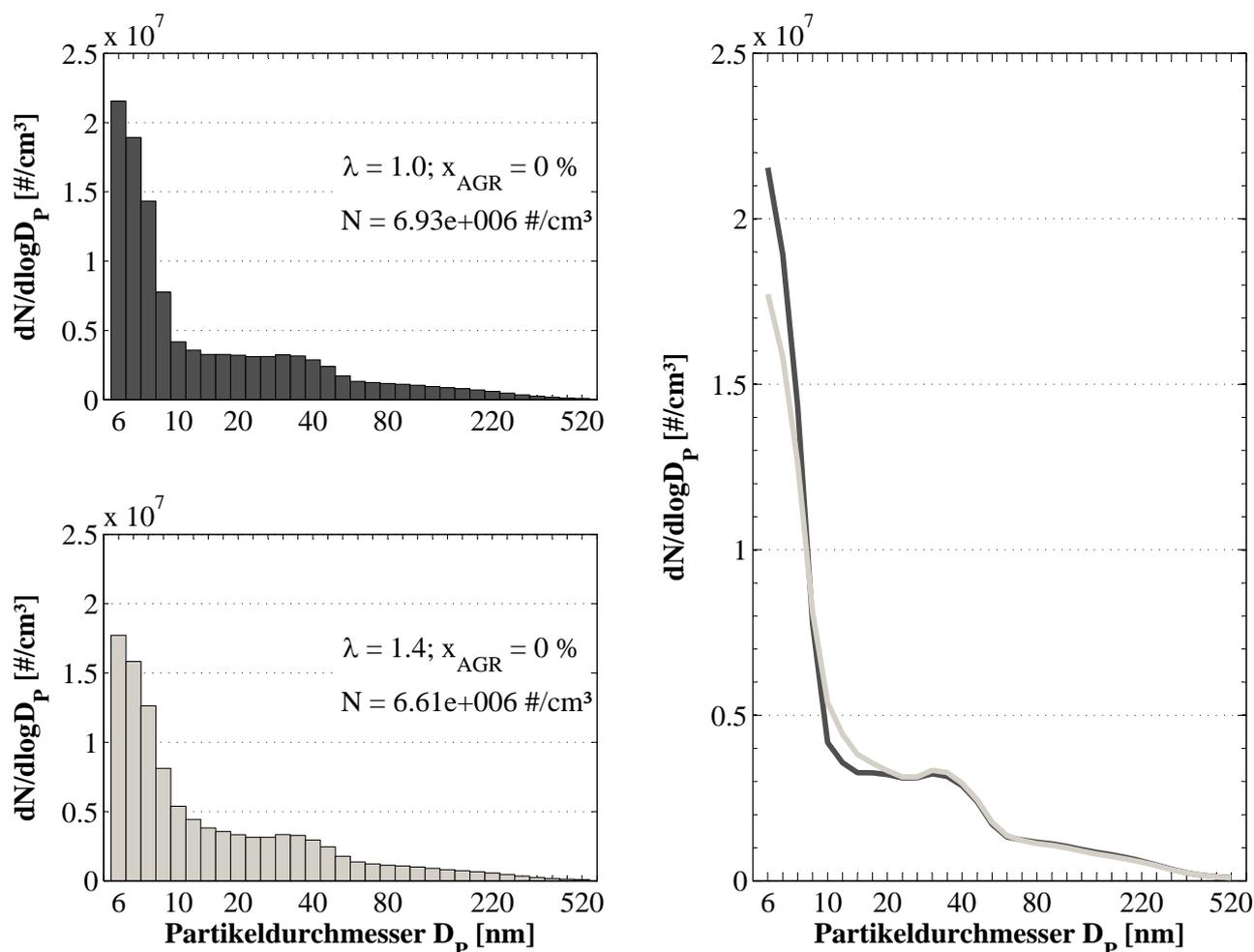


Abbildung 5.7: Partikelgrößenverteilung und -konzentration hinter Dieselpartikelfilter für $\lambda = 1.0$ und $\lambda = 1.4$, Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

strom im stöchiometrischen Betrieb – als Folge eines geringeren Luftdurchsatzes bei gleichem Drehmoment¹⁵ – um rund 6% verringerte Partikelemissionen hinter DPF [# / h] im Vergleich zum überstöchiometrischen Betrieb. Die höhere Rohpartikelemission führt allerdings grundsätzlich zu verkürzten Regenerationsintervallen des DPF (vgl. Kapitel 5.5).

¹⁵Ein Teil des geringeren Luftmassenstroms wird durch die höhere Abgastemperatur kompensiert. In Summe ist der Abgasvolumenstrom im stöchiometrischen Betrieb in diesem Betriebspunkt 12% niedriger als bei $\lambda = 1.4$. Generell sind ggf. Effekte der Abgasrückführung auf den Volumenstrom zu berücksichtigen.

5.3.2 Wirkungsgrad

Analog zur Emissionsbetrachtung wird in diesem Kapitel zur Bewertung des Wirkungsgrads der SDV einleitend der indizierte Kraftstoffverbrauch über einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses in den Grenzen $1.0 \leq \lambda \leq 2.0$ ermittelt, s. **Abbildung 5.8**. Zur Realisierung einer konstanten Motorlast mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis wird der Ladeluftdruck verringert. Da mit einer Verringerung des Verbrennungsluftverhältnisses der Wirkungsgrad der Verbrennung sinkt, ist eine Anhebung der eingespritzten Kraftstoffmasse notwendig, so dass der spezifische Kraftstoffverbrauch steigt. Auffallend ist die hohe Sensibilität des Kraft-

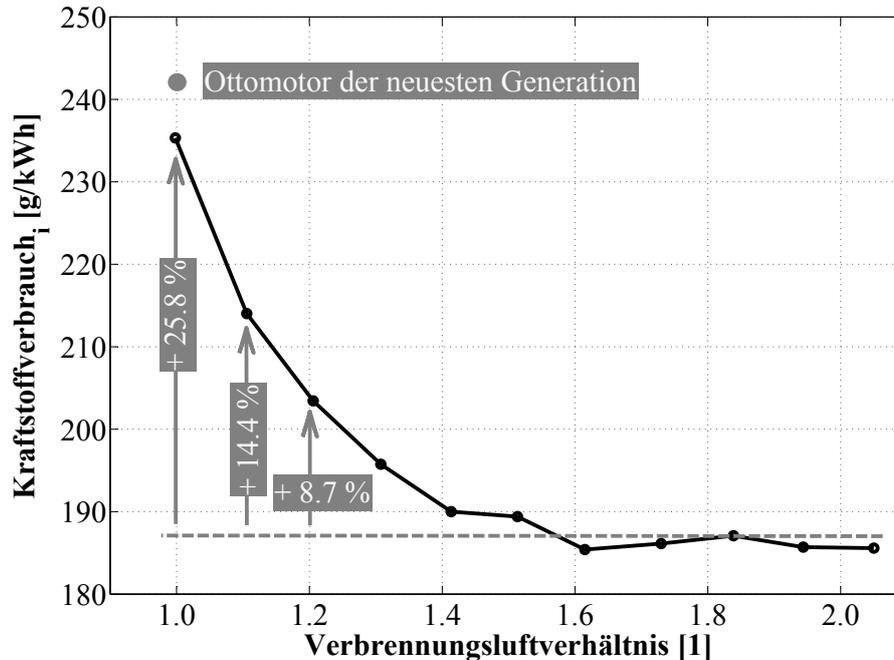


Abbildung 5.8: Indizierter Kraftstoffverbrauch als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses, Versuchsgregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

stoffverbrauchs insbesondere im Bereich $\lambda < 1.4$.

Zur Benennung und Quantifizierung der wirkungsgradreduzierenden Phänomene einer stöchiometrischen Verbrennung werden nachfolgend Messungen am Einzylindermotor EZ400 herangezogen. Als Vergleichsbasis dienen Messungen an demselben Versuchsträger im überstöchiometrischen Betrieb. Die Parametrierung orientiert sich an einem Serienbrennverfahren, so dass Einspritzdruck, Schwerpunktlage der Verbrennung, Ladelufttemperatur und Abgasrückführungsrate über der Motorlast und -drehzahl variieren. Dagegen wird für das stöchiometrische Brennverfahren (mangels Applikationsdatenstand am Mehrzylindermotor) folgende Parametrierung gewählt:

- $p_{\text{Lade}} = p_{\text{Abgas}}$
- $p_{\text{Rail}} = 1400 \text{ bar}$ bei 1500 min^{-1} , 1600 bar bei 2000 min^{-1} bzw. 1800 bar bei 3000 min^{-1}
- $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$
- $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$

An einem Einzylindermotor mit $V_H = 500 \text{ cm}^3$ wies [Mork 2011] bei 2000 min^{-1} einen lastunabhängigen Kraftstoffmehrerbrauch des stöchiometrischen Brennverfahrens in Höhe von 10% im Vergleich zu einem Brennverfahren mit $\lambda = 1.4$ nach. Dagegen ergibt sich bei dem Einzylindermotor EZ400 eine ausgeprägte Lastabhängigkeit der Kraftstoffmehrerbräuche, **Abbildung 5.9**. Bei 1500 min^{-1} und einem indizierten Mitteldruck

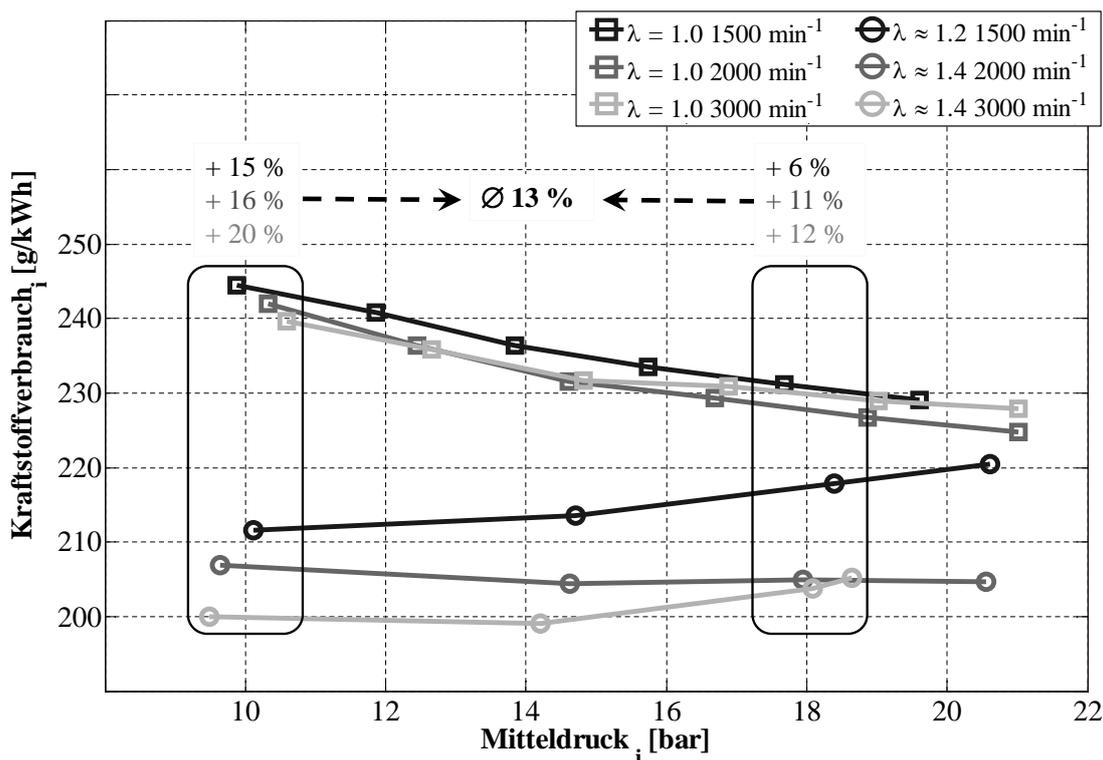


Abbildung 5.9: Indizierter Kraftstoffverbrauch der SDV und KDV bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, Versuchsaggregat: EZ400.

$\lambda = 1.0$: $p_{\text{Rail}} = 1400 \dots 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$.

$\lambda > 1.0$: $p_{\text{Rail}} = 650 \dots 1430 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 30 \dots 55^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 7 \dots 18^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0 \dots 41\%$, $m_{\text{VE1}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $m_{\text{VE2}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

von 10 bar beträgt der Mehrverbrauch 15%, bei 19 bar Mitteldruck 6%. Gleiche Tendenzen ergeben sich auch für 2000 min^{-1} (16% bzw. 11%) und 3000 min^{-1} (20% bzw. 12%). Da der Einspritzdruck im stöchiometrischen Betrieb zur Reduzierung der Rußemissionen erhöht wird, ist angesichts der höheren Antriebsleistung der Hochdruckpumpe *effektiv* ein tendenziell größeres Kraftstoffverbrauchsdelta zu erwarten. Ferner ist vorstellbar, dass das stöchiometrische Brennverfahren die Aggregatereibung beeinflusst. Allerdings dürfte dieser Einfluss, sofern vorhanden, gering sein und ist nicht Teil der Untersuchungen.

Für den Kraftstoffmehrverbrauch im Vergleich zu den bisher veröffentlichten Messungen kommen verschiedene Aspekte in Betracht: Zur Verkürzung der Zündverzugsphase wird für die $\lambda = 1.0$ -Betriebspunkte eine Voreinspritzung appliziert. Hierdurch kann die Akustik der SDV auf ein der KDV vergleichbares Niveau gesenkt werden. Allerdings fördert eine Voreinspritzung eine stärker diffusiv geprägte Verbrennung, die im Vergleich zur Verbrennung ohne Voreinspritzung (stärker vorgemischt) langsamer abläuft. Zusätzlich erfolgen die hier gezeigten Messungen im Unterschied zu den bisher veröffentlichten Messungen an einem Einzylindermotor mit einem Zylinderhubvolumen von nur 400 cm^3 . Es ist bekannt, dass mit einer Verringerung des Zylinderhubvolumens eine Reduzierung des Wirkungsgrads einhergehen kann. Ein Grund hierfür könnte neben dem größeren Oberflächen-Volumen-Verhältnis und dem dadurch erhöhten spezifischen Wandwärmeverlust auch eine Reduzierung der freien Einspritzstrahlänge¹⁶ sein. Ein Auftreffen des Einspritzstrahls auf die Kolbenmuldenwand

¹⁶Der Kolbenmuldendurchmesser ist ca. 1.5 mm kleiner.

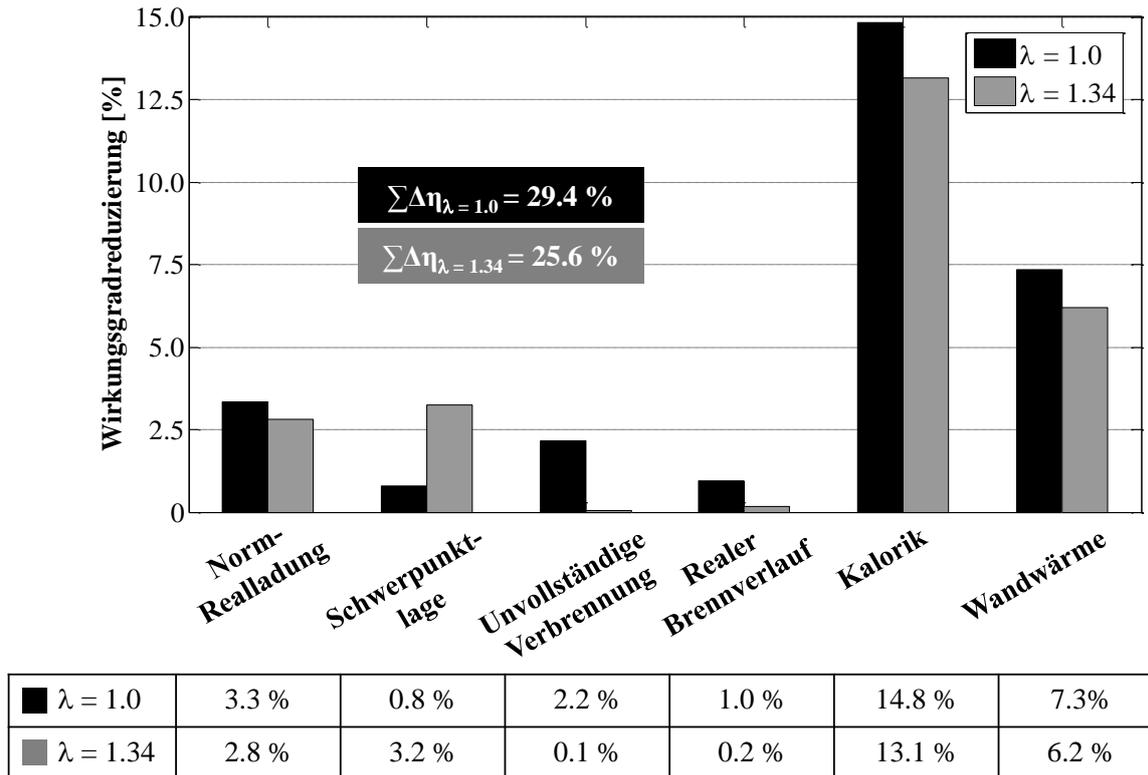


Abbildung 5.10: Verlustanalyse des konventionellen und des stöchiometrischen Betriebs bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 21 \text{ bar}$, Versuchsaggregat: EZ400.

$\lambda = 1.0$: $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n.OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$.

$\lambda = 1.34$: $p_{\text{Rail}} = 1300 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 51^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ\text{KW n.OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE1}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $m_{\text{VE2}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

führt zu einem vergleichsweise langsamen Abdampfen des Kraftstoffs und fördert so eine langsame diffusive Verbrennung. Zuletzt ist durch den kleineren Kolbenhub auch eine Reduzierung der Ladungsbewegung zu erwarten, was ebenfalls zu einer Verlangsamung der Energieumsetzung und damit zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs (vgl. Kapitel 3.1) führen kann. Ein wesentlicher Faktor für die Kraftstoffverbrauchserhöhung dürfte auch eine unzureichende Luftausnutzung sein, worunter die Luftefassung durch den Einspritzstrahl und die lokale Vermischung von Kraftstoff und Luft zu verstehen sind. Da bei der stöchiometrischen Verbrennung sämtlicher Sauerstoff im Brennraum für die Verbrennung benötigt wird, sollte der Kraftstoff derart eingespritzt werden, dass die Luftefassung möglichst rasch und vollständig erfolgt. Der Ladungsbewegung kommt dabei eine gewichtige Bedeutung zu, wie später noch gezeigt werden wird. Es ist anzunehmen, dass die von [Mork 2011] verwendete Einlasskanalgeometrie, die Kolbenmulden- und die Düsengeometrie für die SDV eine vergleichsweise gute Kombination darstellten.

Ferner gibt es einen Effekt, der für die gezeigten Messreihen angesichts des Vergleichs bei konstantem indiziertem Mitteldruck allerdings nicht relevant ist: Bei gleichem effektivem Drehmoment an der Kurbelwelle (bzw. gleicher indizierter Arbeit) führt eine Verringerung des Zylinderhubvolumens zu einer Erhöhung der spezifischen Leistung, wodurch die Prozesstemperaturen weiter ansteigen und thermische Nachteile (Dissoziation, Wandwärme, vgl. Kapitel 3.6) stärker in Erscheinung treten.

Abbildung 5.10 enthält für den konventionellen und stöchiometrischen Vollastbetrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ das Ergebnis detaillierter thermodynamischer Verlustanalysen. Die Gründe für den geringeren Wirkungsgrad der SDV sind im einzelnen:

Die höhere Kraftstoffkonzentration bei stöchiometrischer Gemischführung führt zu einer Verringerung des Isentropenexponenten, so dass der Term „Norm-Realladung“ für den $\lambda = 1.0$ -Betrieb einen etwas höheren Verlust als für den überstöchiometrischen Betrieb ausweist. Dieser Wirkungsgradnachteil ist obligatorisch bei einer Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses.

Die Schwerpunktlage wird im $\lambda = 1.0$ -Betrieb über den Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung auf $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$ eingestellt. Das konventionelle Brennverfahren weist mit seiner späteren Schwerpunktlage von $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ \text{KW n. OT}$ größere Verluste auf, da der Gleichraumgrad der Verbrennung geringer ist. Eine vergleichsweise späte Schwerpunktlage wird im allgemeinen besonders aus akustischen Gründen, aufgrund der Begrenzung des zulässigen Spitzendrucks oder zur Verringerung der Stickoxidemissionen appliziert. Da bei gleicher Last und gleicher Schwerpunktlage der Spitzendruck der SDV geringer ist als der des konventionellen Brennverfahrens ($p_{\max} = f(m_L) \rightarrow f(\lambda)$) und hinsichtlich der Stickoxidemissionen durch den möglichen Einsatz eines Dreiwegkatalysators praktisch keine Limitierung vorliegt, kann die Schwerpunktlage wirkungsgradgünstig appliziert werden. Dabei ist allerdings die Akustik grundsätzlich kritisch zu bewerten. Im betrachteten Betriebspunkt erhöht sich das Verbrennungsgeräusch im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren (ohne gezielte Optimierungsmaßnahmen) von $LVG = 97.2 \text{ dB(A)}$ auf $LVG = 99.3 \text{ dB(A)}$. Eine detaillierte Betrachtung zur Akustik findet sich in Kapitel 5.3.4.

Da im dieselmotorischen $\lambda = 1.0$ -Betrieb ohne den Einsatz der Abgasrückführung praktisch keine Kohlenwasserstoffe emittiert werden (weniger als 30 ppm) und die Rußemission energetisch unberücksichtigt bleibt, ist die hohe Wirkungsgradreduzierung im Term „Unvollständige Verbrennung“ allein auf die CO- und H₂-Emissionen zurückzuführen, die sich u. a. durch eine unzureichende Gemischbildung ergeben und damit wenigstens teilweise theoretisch beeinflussbar sind.

Erwartungsgemäß ist der Verlust der SDV auch im Term „Realer Brennverlauf“ etwas höher. Die stöchiometrische Verbrennung führt zu einem akuten Mangel an freien Sauerstoffmolekülen, besonders in der Ausbrandphase. Die Diffusionswege der Reaktionspartner vergrößern sich, wodurch die Reaktionsgeschwindigkeit kleiner wird und das Brennende später erreicht wird. Folglich ist die Abgastemperatur der SDV höher als bei der klassischen Verbrennung (auch die geringere Gasmasse ist hierfür maßgeblich). Durchschnittlich beträgt das Temperaturdelta 100 K, wobei dieses bei hoher Drehzahl und geringer Last am größten ausfällt. So tritt bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ eine Erhöhung der Abgastemperatur um 13 K auf, während diese bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 10 \text{ bar}$ etwa 200 K höher ist.

Die Massennitteltemperatur der SDV ist im Vollastbetriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ca. 200 K höher als im überstöchiometrischen Betrieb, **Abbildung 5.11**. Angesichts der höheren Verbrennungstemperatur (vgl. Kapitel 3.6) fallen auch die kalorischen Verluste, d. h. die Reduzierung des Isentropenexponenten und die Erhöhung der Dissoziationsverluste, höher aus. Insbesondere im Bereich des oberen Totpunkts, zwischen 180°KW und 220°KW , verliert der Prozess Wärmeenergie über die Brennraumwandungen, die im weiteren Verlauf des Expansionstakts keine Volumenänderungsarbeit verrichtet.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass für den Kraftstoffmehrverbrauch der SDV ein erhöhter Exergieverlust durch die Produkte unvollständiger Verbrennung mitverantwortlich ist. Es wird vermutet, dass ein Teil dieses Exergieverlusts durch die Optimierung des Brennverfahrens vermieden werden kann. Dieser Aspekt hat für die experimentellen Untersuchungen daher eine besondere Bedeutung. Der Kalorik- und Wandwärmeverlust ist direkt von der Prozesstemperatur abhängig und kann beispielsweise durch Abgasrückführung positiv beeinflusst werden. Es ist allerdings zu erwarten, dass durch eine optimierte Gemischbildung und Verbrennung zur Erzielung eines höheren Umsetzungswirkungsgrads die Prozesstemperatur weiter ansteigt und die o. g. Verluste zunehmen.

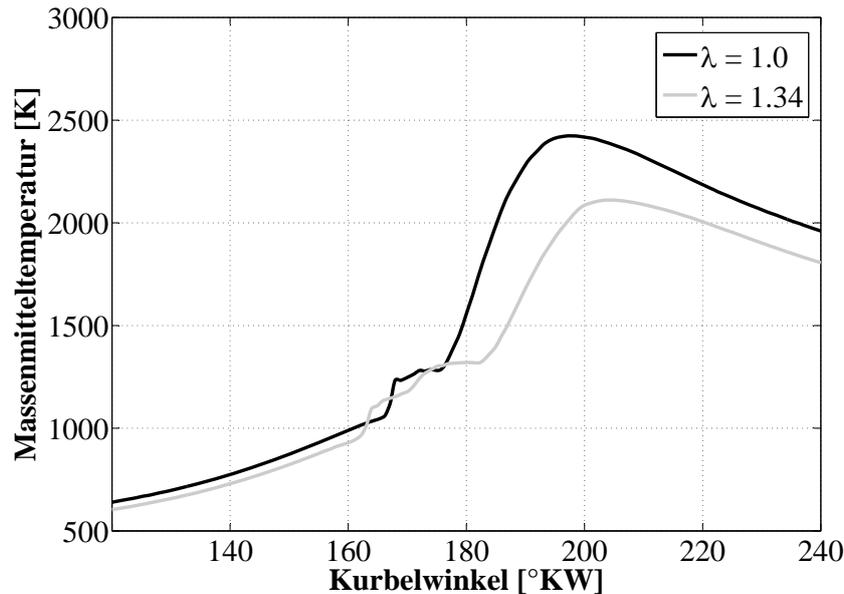


Abbildung 5.11: Massenmitteltemperatur im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 21 \text{ bar}$, Versuchsaggregat: EZ400.

$\lambda = 1.0$: $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n.OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$.

$\lambda = 1.34$: $p_{\text{Rail}} = 1300 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 51^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ\text{KW n.OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE1}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $m_{\text{VE2}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Da die in Abbildung 5.10 gezeigten Wirkungsgradreduzierungen den real existierenden „Absolutverlust“ angesichts der Methodik der Verlustanalyse nicht repräsentieren können (vgl. Kapitel 4.3), wird der Exergieverlust durch Produkte unvollständiger Verbrennung (inklusive der durch Dissoziation entstandenen Emissionen) daher auf Basis der gemessenen Emissionen, im folgenden für den Vollastbetriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, berechnet. Weiter wird eine Abschätzung des Wandwärmeverlusts nach [Woschni 1970] vorgenommen. **Tabelle 5.2** enthält das Ergebnis der Berechnungen. Für den gleichen indizierten Mitteldruck erfordert der stöchiometrische Betrieb in diesem Betriebspunkt eine um etwa 9.8% höhere Energiezufuhr als der überstöchiometrische Betrieb, vgl. Abbildung 5.9. Bezogen auf die jeweils zugeführte Energie ist bei der SDV der Wandwärmeverlust knapp 4% höher als bei der KDV. Mit rund 3% der zugeführten Kraftstoffenergie haben die Produkte unvollständiger Verbrennung einen erheblichen Anteil am Kraftstoffmehrverbrauch der SDV. Insbesondere die hohen Kohlenmonoxid- und Wasserstoffemissionen sind hierfür maßgeblich¹⁷. Die Rußemissionen sind so hoch, dass diese energetisch relevant werden¹⁸. Bei der konventionellen Verbrennung mit Luftüberschuss ist die unvollständige Verbrennung dagegen von untergeordneter Bedeutung. Bezogen auf die zugeführte Energie im überstöchiometrischen Betrieb machen der höhere Wandwärmeverlust sowie die unvollständige Verbrennung der SDV 9% Kraftstoffmehrverbrauch aus. Die verbleibenden 0.8% können damit der Charakteristik der Verbrennung (Durchbrenn- und Ausbrandgeschwindigkeit) zugeordnet werden.

¹⁷Da die SDV sich durch geringe Kohlenwasserstoffemissionen auszeichnet, ist der Verlust Q_{HC} vernachlässigbar klein.

¹⁸Es wird angenommen, dass 75% der emittierten Rußmasse aus Kohlenstoff mit einem Heizwert von $H_u = 32.8 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ und 25% der Rußmasse aus Kohlenwasserstoffen mit dem Heizwert des Kraftstoffs bestehen.

Tabelle 5.2: Zugeführte Wärme, Wandwärmeverlust und Exergieverlust durch unvollständige Verbrennung im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 21 \text{ bar}$, Versuchsaggregat: EZ400

	$\lambda = 1.0$	$\lambda = 1.34$	
Q_{zu}	107.95	98.28	[J/bar]*
	100.0	100.0	[%]
Q_{ww}	20.20	14.72	[J/bar]
	18.7	15.0	[%]
Q_{uV}	3.40	0.10	[J/bar]
	3.1	0.1	[%]
Q_{CO}	2.60	0.04	[J/bar]
	2.4	0.0	[%]
Q_{HC}	0.00	0.04	[J/bar]
	0.0	0.0	[%]
Q_{H_2}	0.65	0.01	[J/bar]
	0.6	0.0	[%]
$Q_{Ru\beta}$	0.14	0.01	[J/bar]
	0.1	0.0	[%]

*Joule pro bar indizierter Mitteldruck

5.3.3 Stabilität der Verbrennung

Abbildung 5.12 zeigt für den stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks bei verschiedenen Motordrehzahlen über der Last. Die Messpunkte entstammen den nachfolgend gezeigten Verfahrensuntersuchungen. Sie umfassen mit Messungen zur Lastreduzierung und zum Vorhalt für den dynamischen Betrieb (siehe Kapitel 5.6) auch Betriebszustände, in denen eine Reduzierung der Zylinderfüllung zur Verschlechterung der Zündbedingungen führt.

Es zeigt sich, dass innerhalb des betrachteten Versuchsraums kein signifikanter Unterschied des Laufverhaltens der SDV im Vergleich zur KDV festgestellt werden kann. Gleichwohl zeichnet sich bei der SDV mit einer Erhöhung der Motorlast eine stärker ausgeprägte Tendenz zu höheren zyklischen Schwankungen ab (s. lineare Ausgleichsfunktionen beider Punktwolken). Die mittlere Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks beträgt für die dargestellten Messpunkte $\sigma_{p_{mi,SDV}} = 0.11 \text{ bar}$ bzw. $\sigma_{p_{mi,KDV}} = 0.09 \text{ bar}$. Die Verfahrensbesonderheiten der SDV wirken teilweise konträr:

- Die Beibehaltung der strahlgeführten Verbrennung ermöglicht gleichbleibende Zündbedingungen.
- Das höhere Temperaturniveau bei stöchiometrischer Verbrennung im Vergleich zum Verfahren mit Luftüberschuss verbessert die Zündbedingungen; dagegen ist der Zylinderdruck geringer.
- Der zunehmende Sauerstoffmangel mit fortschreitender Verbrennung begünstigt möglicherweise höhere zyklische Schwankungen in der Ausbrandphase.

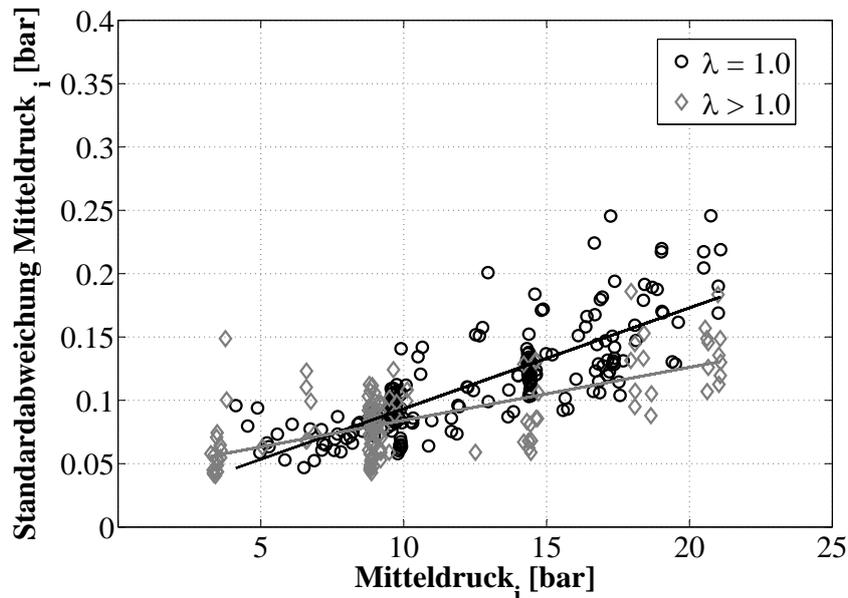


Abbildung 5.12: Lastabhängige Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb bei $1500 \leq n \leq 3000 \text{ min}^{-1}$, Last und Parametrierung variabel, Versuchsaggregate: EZ400 und EZ500

5.3.4 Akustik

Abbildung 5.13 zeigt den Verlauf der Brennrate (obere Reihe) und des Zylinderdruckgradienten (untere Reihe) über dem Kurbelwinkel für zwei Betriebspunkte mit stöchiometrischer bzw. überstöchiometrischer Gemischbildung. Bei der geringeren Motorlast ($p_{mi} \approx 13 \text{ bar}$; linke Diagrammspalte) führt der kleinere Ladedruckbedarf der stöchiometrischen Verbrennung (1300mbar im Vergleich zu 1520mbar bei $\lambda = 1.4$) zu einem längeren

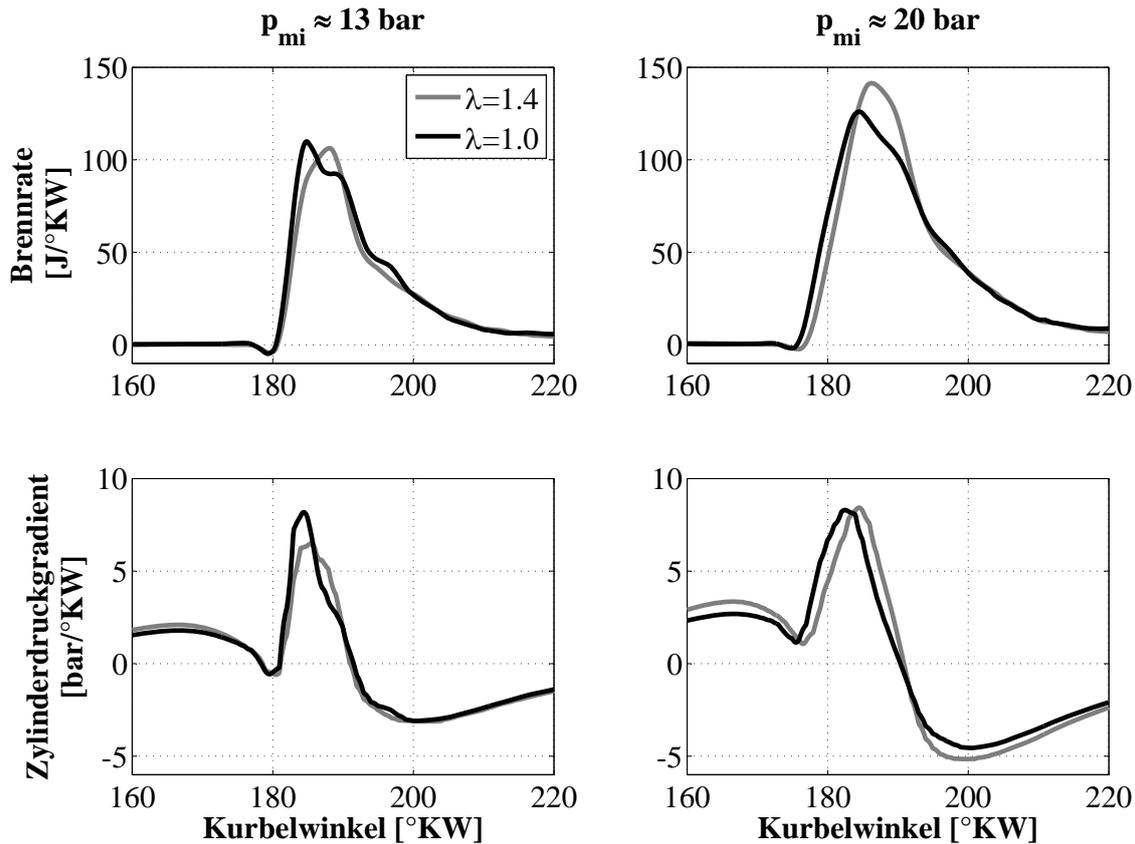


Abbildung 5.13: Verlauf der Brennrate und des Zylinderdruckgradienten im stöchiometrischen bzw. überstöchiometrischen Betrieb, Versuchsaggregat: EZ500. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 13$ bar bzw. $p_{mi} = 20$ bar, $p_{\text{Rail}} = 1800$ bar, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

Zündverzug ($+1.1^\circ\text{KW}$), so dass mehr Kraftstoff vorgemischt umgesetzt wird und sich ein höherer maximaler Zylinderdruckgradient ($8.2 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ im Vergleich zu $6.5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ bei $\lambda = 1.4$) ergibt. Die höhere Brennraumtemperatur bei stöchiometrischer Verbrennung kann den Nachteil des langsameren Strahlaufbruchs (vgl. „Aerodynamische Strahlzerteilung“ in Kapitel 3.1) nicht kompensieren.

Bei dem höherlastigen Betriebspunkt ($p_{mi} \approx 20$ bar; rechte Diagrammspalte) führt der um 0.5°KW längere Zündverzug bei stöchiometrischer Gemischbildung dagegen nicht zu einer Erhöhung des maximalen Zylinderdruckgradienten. Zwar ist die Geschwindigkeit der Energieumsetzung bei beiden Verbrennungsluftverhältnissen zunächst gleich, doch ab ca. 182°KW verlangsamt sich die Energieumsetzung der SDV. Einerseits wird im Vergleich zum überstöchiometrischen Betrieb durch die geringere Luftmasse weniger Ladungsbewegung initiiert, andererseits führt der sich verschärfende Sauerstoffmangel bei fortschreitendem Verbrennungsprozess zu einer Reduzierung der Geschwindigkeit der Energieumsetzung. Hieraus erklärt sich auch der frühere Brennbeginn bei derselben Schwerpunktlage. Messungen zeigen, dass sich der akustische Nachteil mit steigender Last verringert, da der Einfluss des längeren Zündverzugs an Bedeutung verliert [Klingemann 2008]. So nähern sich die Kurven des maximalen Zylinderdruckgradienten oberhalb eines Ladeluftdrucks von ca. 1500 mbar asymptotisch an und verlaufen dann auf demselben Niveau, s. Abbildung E.4 im Anhang. Offensichtlich nimmt der Einfluss der Ladungsbewegung mit steigender Last (d. h. zunehmender Prozesstemperatur und größerem Gasmassenstrom) ab. Für die in Abbildung 5.13 dargestellten Betriebspunkte ergeben sich mit der in Kapitel

4 beschriebenen FFT-Berechnungsmethodik direkte Verbrennungsgeräusche von $LVG_{KDV} = 97.3 \text{ dB(A)}$ und $LVG_{SDV} = 98.9 \text{ dB(A)}$ bei niedriger Last bzw. $LVG_{KDV} = 95.3 \text{ dB(A)}$ und $LVG_{SDV} = 94.7 \text{ dB(A)}$ bei hoher Last.

Ergänzend widmet sich Kapitel 5.4 eingangs der Verbesserung der Verbrennungsakustik durch eine optimierte Voreinspritzparametrierung. Ebenso wird das Potential der Nacheinspritzung zur Rußreduzierung bewertet. Der Fokus dieses Kapitels liegt allerdings auf Sensibilitätsuntersuchungen zur Gemischbildung.

FAZIT: Vergleich mit dem konventionellem Diesel-Brennverfahren

- Rohemissionen: Die SDV weist besonders hohe Kohlenmonoxid- und Rußemissionen auf. Die Anzahl der emittierten Partikel ist deutlich erhöht. Gleichzeitig tritt eine Verschiebung des Verteilungsspektrums der Partikelrohmissionen in Richtung größerer Partikel auf. Hinter dem Dieselpartikelfilter ist jedoch kein signifikanter Unterschied der Partikelkonzentration und -größenverteilung feststellbar.
- Wirkungsgrad: Die experimentellen Untersuchungen zeigen am 1.6l-Motor einen durchschnittlichen Kraftstoffmehrverbrauch von 13 % (indiziert). Ursächlich sind insbesondere eine ausgeprägt unvollständige Verbrennung sowie eine erhöhte Prozesstemperatur, die zu einem höheren Wandwärmeverlust sowie chemisch-physikalischen Verlusten führt.
- Stabilität: Ein grundsätzlicher Unterschied bezüglich der Verbrennungsstabilität der SDV im Vergleich zur KDV ist nicht feststellbar, allerdings zeichnet sich eine Tendenz zu leicht erhöhten zyklischen Schwankungen in der oberen Teillast und Vollast ab.
- Akustik: Der geringere Ladedruckbedarf der SDV bei gleicher Last führt zu einer Verlängerung des Zündverzugs, wodurch mehr Kraftstoff vorgemischt umgesetzt wird und eine schlechtere Akustik resultiert. Mit steigender Last verringert sich dieser akustische Nachteil.

5.4 Sensibilitätsuntersuchungen zur Gemischbildung

Da vom konventionellen Brennverfahren die rußreduzierende Wirkung einer Nacheinspritzung bekannt ist, wird diese einleitend untersucht. Anschließend wird das Potential von Voreinspritzungen zur akustischen Verbesserung bewertet.

Nacheinspritzung zur Partikelreduzierung

Die erhöhten Rußemissionen der SDV drängen die Frage der Wirksamkeit einer Nacheinspritzung (NE) auf. Von der KDV ist bekannt, dass die Applikation einer an die Haupteinspritzung angelagerten („frühen“) Nacheinspritzung die thermischen Bedingungen zur Rußoxidation begünstigen kann, die Turbulenz im Brennraum erhöht und dadurch eine teils deutliche Reduzierung der Rußemissionen erreicht werden kann (vgl. Kapitel 3.5.1).

Abbildung 5.14 zeigt den Verlauf der Rußemissionen über dem Verbrennungsluftverhältnis ohne bzw. mit Abgasrückführung (obere Reihe). Da die Rußemissionen insbesondere für Verbrennungsluftverhältnisse $\lambda > 1.2$ gering sind und die Unterschiede zwischen den Messungen (ohne bzw. mit Nacheinspritzung) aus dem Kurvenverlauf kaum ablesbar¹⁹, ist in der unteren Reihe für diese Messpunkte zusätzlich die prozentuale Rußreduzierung (Rußreduzierungsrate²⁰) durch die eng angelagerte Nacheinspritzung dargestellt. Der Versuch wird ohne Abgasrückführung (linke Spalte) sowie mit 20% Abgasrückführtrate durchgeführt (rechte Spalte).

Ohne Abgasrückführung kann die Rußemission durch die Applikation einer optimierten Nacheinspritzung unter den gegebenen Randbedingungen praktisch nicht reduziert werden. Lediglich für $\lambda = 1.5$ belegen die Messungen ein Rußreduzierungspotential der NE. Bei stöchiometrischer Gemischbildung steigt die Rußemission dagegen um rund 20% an.

Durch die Abgasrückführung tritt eine verstärkte Rußemission in Erscheinung, vgl. Kapitel 3.5.1. Einerseits ist dieses Phänomen auf den reduzierten Sauerstoffpartialdruck während der Verbrennung zurückzuführen, andererseits zieht die Abgasrückführung eine Verringerung der mittleren Gastemperatur im Brennraum nach sich, so dass sich die Oxidationsbedingungen in der Ausbrandphase verschlechtern. Durch die Anwendung einer Nacheinspritzung wird die Gastemperatur und die Ladungsbewegung im Brennraum erhöht, wodurch die Diffusionsvorgänge beschleunigt werden und sich verbesserte Ruß-Oxidationsbedingungen ergeben. Die Wirksamkeit der Nacheinspritzung setzt allerdings das Vorhandensein von ausreichend Oxidantien (Sauerstoff und Radikale, z. B. OH, vgl. [Liebsch 2005]) im Brennraum voraus, so dass mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis die Rußreduzierungsrate fällt. Messungen mit unterschiedlichen Bauteilkonfigurationen (hier nicht dargestellt) zeigen, dass eine optimierte Nacheinspritzung (Lage und Masse) bei stöchiometrischer Verbrennung mit *sinkender* Gemischbildungsqualität ein wachsendes Potential zur Rußreduzierung besitzt, da der höhere Ausstoß von Produkten unvollständiger Verbrennung bei einer unzureichenden Gemischbildung zu einem höheren Sauerstoffangebot führt, das der Nacheinspritzung zur Verfügung steht. Vor diesem Hintergrund erklärt sich auch das Rußreduzierungspotential der Nacheinspritzung mit Abgasrückführung, während ohne Abgasrückführung überwiegend eine Verschlechterung eintritt.

In Summe bleibt festzuhalten, dass die frühe Nacheinspritzung kein global wirksames Mittel zur Rußreduzierung im stöchiometrischen Betrieb ist.

In Kapitel 5.3.4 wurde gezeigt, dass die stöchiometrische Verbrennung bei konstanter Motorlast angesichts des geringeren Zylinderdrucks zum Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung in der Regel einen längeren Zündverzögerung und demzufolge eine schlechtere Verbrennungskakustik aufweist. Daher wird nachfolgend das Potential

¹⁹Die geringste Rußzahl dieser Messreihe tritt bei $\lambda = 1.5$ (ohne AGR, mit NE) auf und beträgt 0.13FSN. Rußzahlen dieser Größenordnung können reproduzierbar gemessen werden, jedoch liegen hohen relativen Unterschieden der Rußzahlen kleine absolute Unterschiede zugrunde, die der Kurvendarstellung kaum entnommen werden können.

²⁰Rußreduzierungsrate: (Rußemission ohne NE - Rußemission mit NE) / Rußemission ohne NE * 100%

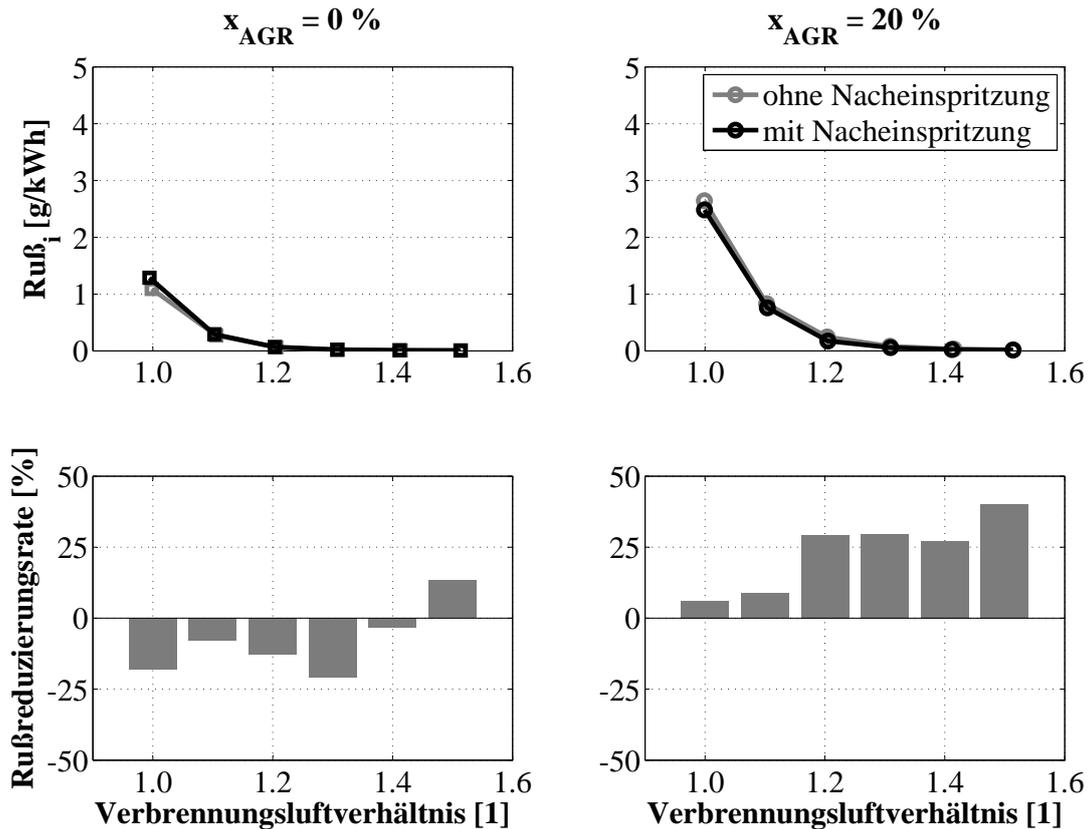


Abbildung 5.14: Wirkung einer eng angelagerten Nacheinspritzung auf die Rußemission, Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ \text{KW n. OT}$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $m_{NE} = 1.8 \text{ mg/Hub}$, $\varphi_{ASB,NE} \approx 20^\circ \text{KW n. OT}$

von Voreinspritzungen zur Verbesserung des Verbrennungsgeräuschs untersucht. Aufgrund der in Kapitel 5.3.4 gezeigten Messergebnisse wird ein Betriebspunkt bei vergleichsweise geringer Last betrachtet.

Voreinspritzung zur Reduzierung des Verbrennungsgeräuschs

Abbildung 5.15 zeigt den Einfluss einer optimierten Voreinspritzung auf die Brennrate. Ohne die Applikation einer Voreinspritzung (durchgezogene Linie) tritt eine stark vorgemischte Verbrennung auf, die zu einer nachteiligen Akustik führt ($LVG_{ohneVE} = 101.1 \text{ dB(A)}$). Eine optimierte Voreinspritzung mit einer Masse von $m_{VE} \approx 2.5 \text{ mg/Hub}$, deren elektrischer Ansteuerbeginn ca. 11°KW vor dem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung liegt, führt zu einer deutlichen Reduzierung der Premixverbrennung der Haupteinspritzung und damit einhergehend zu einer Verbesserung der Akustik ($LVG_{VE} = 96.3 \text{ dB(A)}$). Applikationsabhängig weisen in der Serie befindliche Dieselmotoren in diesem Betriebspunkt (mit der gleichen Berechnungsmethodik) ein Verbrennungsgeräusch $LVG = 93 \dots 98 \text{ dB(A)}$ auf. Somit ist es grundsätzlich möglich, durch eine Anpassung der Voreinspritzparametrierung diesen Bereich auch mit der SDV zu erreichen. In Bezug auf den Kraftstoffverbrauch verhält sich die Voreinspritzung nahezu neutral, die Partikelemissionen steigen leicht an.

FAZIT: Nacheinspritzung und Voreinspritzung

- Nacheinspritzung: Eine Nacheinspritzung ermöglicht, bedingt durch den geringen Sauerstoffpartialdruck, in der Regel keine Reduzierung der Rußemissionen. Je besser die Gemischbildung, d. h. je geringer die

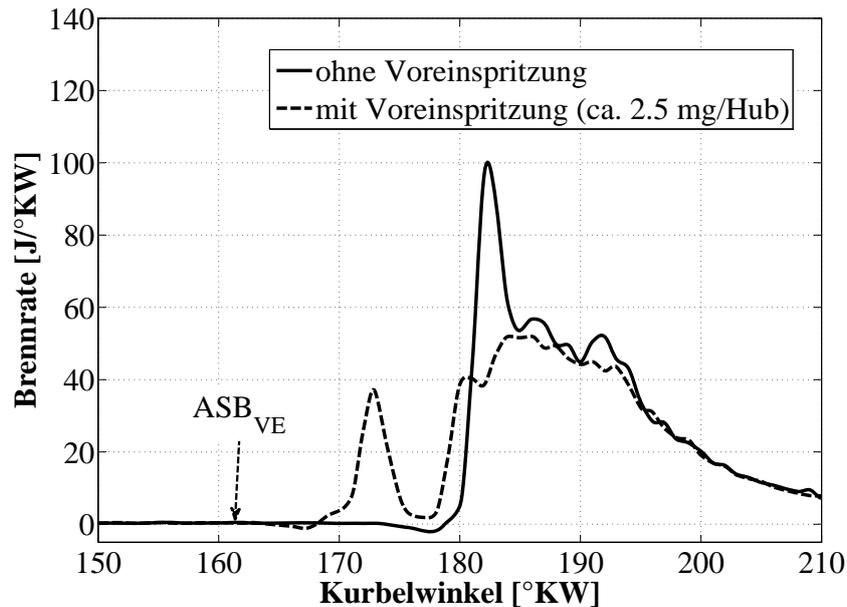


Abbildung 5.15: Brennrate ohne bzw. mit Voreinspritzung, Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 12 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$

Rußemission und die Konzentration der Oxidantien, desto geringer ist das Potential der NE im stöchiometrischen Betrieb.

- Voreinspritzung: Der akustische Nachteil im Vergleich zur KDV kann mit einer angepassten Voreinspritzparametrierung vermindert oder gar aufgehoben werden.

In Kapitel 5.3 wurde gezeigt, dass bei der SDV erhebliche exergetische Verluste auftreten, die unter anderem auf eine unzureichende Gemischbildung zurückzuführen sind. Es ist bekannt, dass die Ladungsbewegung im Brennraum Emissionen und Kraftstoffverbrauch beeinflusst. Daher werden in diesem Kapitel die Wirkungen der folgenden Variationen auf die Verbrennungscharakteristik der stöchiometrischen Dieselverbrennung betrachtet:

- Erhöhung der Ladungsbewegung,
- Untersuchung verschiedener Einspritzdüsengeometrien,
- Untersuchung verschiedener Kolbenmuldengeometrien und
- Abgasrückführung bei konstanter Motorlast.

5.4.1 Vollvariabler Ventiltrieb

Mit Hilfe eines vollvariablen Ventiltriebs wird am Einzylindermotor EZ500 das Potential einer Erhöhung der Ladungsbewegung zur Verbesserung des Verbrennungswirkungsgrads und Senkung der Partikelemissionen der SDV untersucht. Dazu werden die beiden folgenden Strategien verfolgt:

- Spätes Öffnen der Einlassventile
- Verringerung des Ventilhubes eines Einlassventils

Spätes Einlassventilöffnen

Die Ladungsbewegung im Brennraum kann erhöht werden, indem die Einlassventile spät geöffnet werden (SEÖ). Hierbei expandiert das Verbrennungsgas durch die Abwärtsbewegung des Kolbens bei noch geschlossenen Einlassventilen über einen großen Kurbelwinkelbereich, so dass der im Zylinder vorhandene „Unterdruck“

beim Öffnen der Einlassventile dafür sorgt, dass die Ladung schnell in den Brennraum einströmt und eine vergleichsweise hohe Turbulenz erzeugt. Das Temperaturniveau im Zylinder wird durch das schnelle Einströmen tendenziell erhöht. Im Gegensatz zur Drallbewegung ist die Ladungsbewegung hierbei weitgehend ungerichtet. Inwieweit sich SEÖ auf den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen der SDV auswirkt, zeigt **Abbildung 5.16** exemplarisch für eine Spätverstellung des EV-Öffnungszeitpunkts um 56°KW . Der ausgewählte SEÖ-Betriebspunkt zeigt den besten Kompromiss hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen; die Akustik ist unverändert im Vergleich zur Basis. Die Variation wird bei konstantem Luftdurchsatz durchgeführt, so dass der Ladeluftdruck stetig erhöht werden muss, um die höheren Strömungsverluste ausgleichen zu können. Das Spüldruckgefälle ($p_{\text{Lade}} - p_{\text{Abgas}}$) wird konstant gehalten.

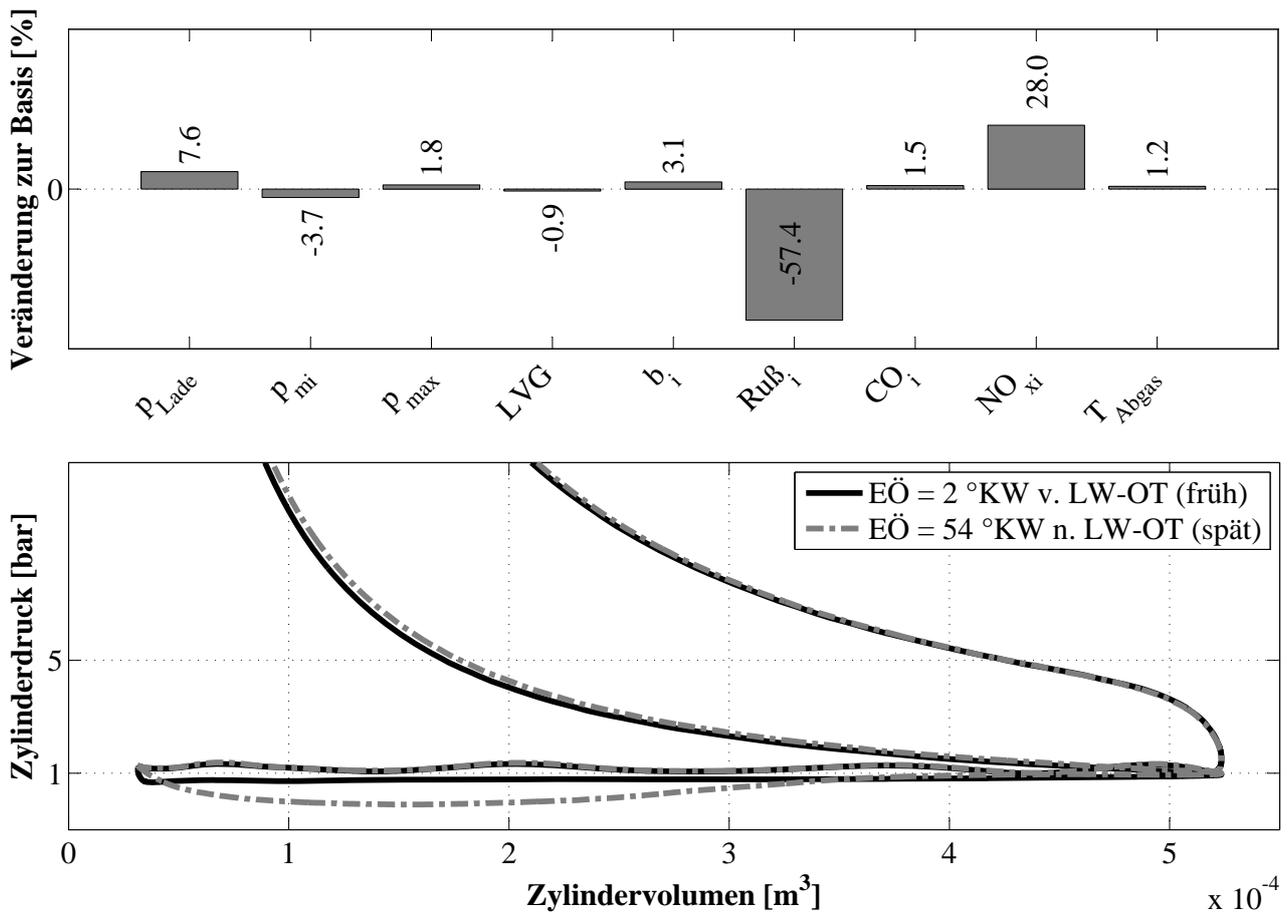


Abbildung 5.16: Erhöhung der Ladungsbewegung durch spätes Einlassventilöffnen: p - V -Diagramm und Verbrennungskennwerte, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} \approx 10 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Bei alleiniger Betrachtung des Hochdruckteils der Verbrennung, d. h. unter Vernachlässigung der Ladungswechselarbeit, ergibt sich im betrachteten Betriebspunkt rechnerisch eine Kraftstoffverbrauchsreduzierung von 0.3% durch eine Beschleunigung der Energieumsetzung (in Abbildung 5.16 nicht dargestellt). Dagegen ist eine reale Verbrauchsverbesserung durch SEÖ nicht zu erreichen; der bessere Wirkungsgrad der Verbrennung wird in jedem Fall durch die größere aufzubringende Ladungswechselarbeit aufgezehrt und führt zu einem über dem Öffnungszeitpunkt linearen Verbrauchsanstieg (im betrachteten Betriebspunkt +3.1%). Das späte Öffnen der Einlassventile ist folglich im Hinblick auf den Wirkungsgrad der Verbrennung zu vermeiden. Auch die Akustik

verschlechtert sich leicht, sofern die Öffnung der Einlassventile sehr spät erfolgt. Die Rußemissionen allerdings können hierbei angesichts der besseren Gemischbildung und Oxidationsbedingungen drastisch reduziert werden. Dagegen steigen die NO_x -Emissionen als Folge höherer lokaler Verbrennungstemperaturen an, was bei Verwendung eines Dreiwegekatalysators mit hohem NO_x -Konvertierungsvermögen allerdings weniger kritisch als z. B. die Reduzierung des Prozesswirkungsgrads ist.

Ventilhubreduzierung/Drallerhöhung

Abbildung 5.17 zeigt die Zielgrößen Kraftstoffverbrauch, Emissionen, Akustik und Abgastemperatur bei konstantem Einlassventilhub des Spiralkanals $h_{EV-S} = 10.5 \text{ mm}$ über dem veränderlichen Ventilhub h_{EV-T} des Tangentialkanals.

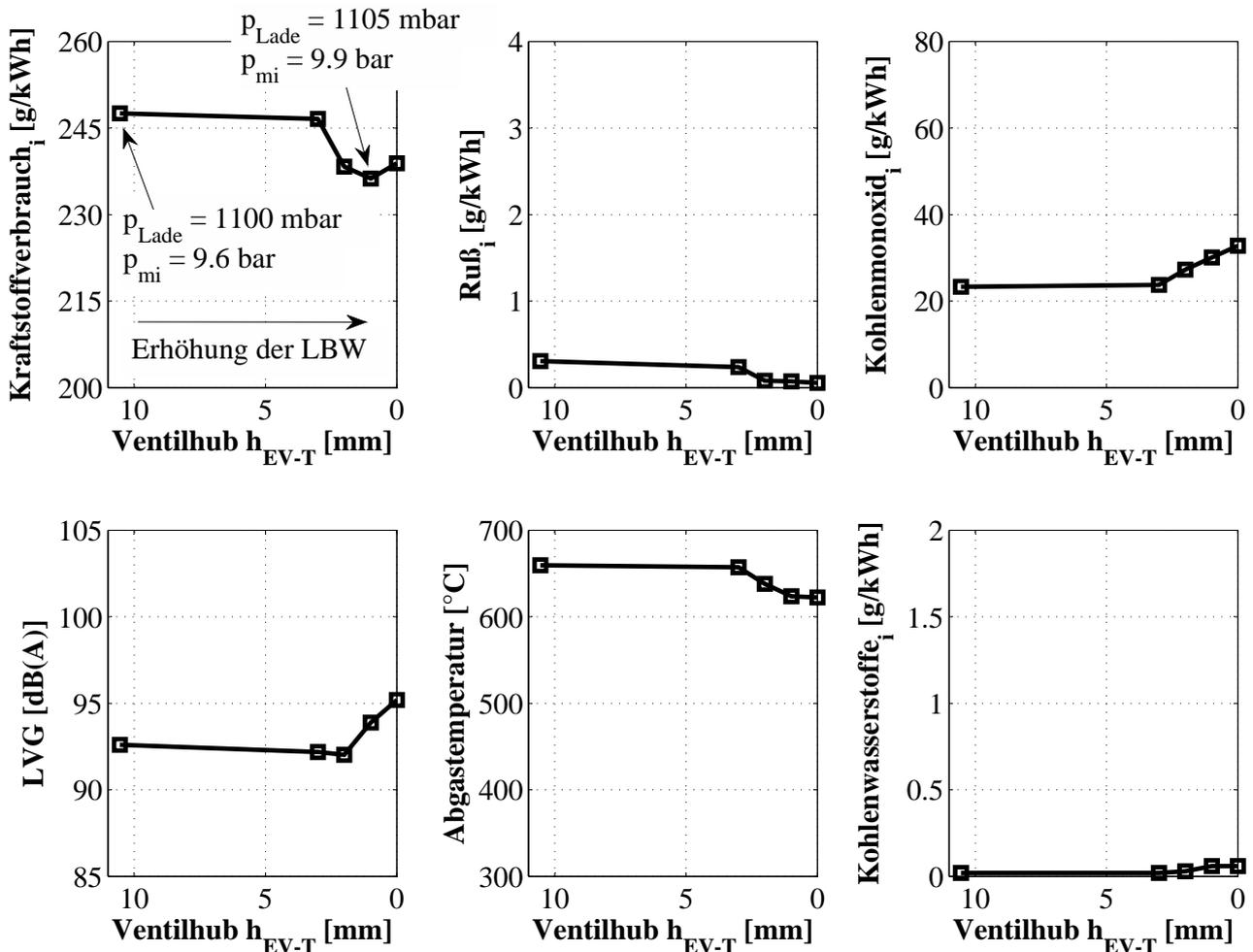


Abbildung 5.17: Erhöhung der Ladungsbewegung durch Ventilhubreduzierung h_{EV-T} , Ventilhub des Spiralkanals $h_{EV-S} = 10.5 \text{ mm} = \text{konst.}$, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Der Drall wird mit einer Reduzierung des Ventilhubs h_{EV-T} erhöht, da einerseits bei konstantem Massenstrom die Einströmgeschwindigkeit durch das zweite Einlassventil zunimmt und andererseits eine Kompensation der gegenseitigen Strömungen dieses Versuchsaggregats (vgl. Kapitel 4) vermindert bzw. aufgehoben wird.

Eine Quantifizierung des Drallniveaus ist mangels einer geeigneten Messmethodik nicht möglich, wird für die Interpretation der Versuchsergebnisse aber auch nicht als notwendig angesehen.

Mit einer Erhöhung der Ladungsbewegung stellt sich ein maximaler Kraftstoffverbrauchsvorteil von 4.5 % ein, obwohl der Anteil unvollständiger Verbrennung²¹ sowie der Wandwärmeverlust²² zunehmen. Während die Rußemissionen um bis zu 75 % sinken, steigen die Kohlenmonoxidemissionen um maximal 35 %. Der Anstieg der CO- und HC-Emissionen deutet darauf hin, dass Kraftstoff in kalte Brennraumzonen gelangt, in denen die Oxidationsbedingungen nicht erreicht werden bzw. die Einfriertemperatur frühzeitig unterschritten wird. Mit zunehmendem Drall erfolgt eine schnellere und bessere Lufterfassung des eingespritzten Kraftstoffs, so dass die Rußentstehung in lokal fetten Zonen gehemmt wird. Die höhere Ladungsbewegung fördert eine schnelle Verbrennung und eine höhere Turbulenz insbesondere in der Durch- und Ausbrandphase, so dass auch die Rußoxidationsrate und der Wirkungsgrad erhöht werden. Die Bedeutung der Ladungsbewegung beruht insbesondere bei der stöchiometrischen Verbrennung auf der positiven Beeinflussung der Oxidationsbedingungen in der späten Verbrennungsphase, da zunehmend weniger freie Sauerstoffatome zur Verfügung stehen. Somit sind hohe Diffusionsgeschwindigkeiten der Reaktionspartner unerlässlich. Ein weiterer positiver Effekt der hohen Ladungsbewegung mit schneller Energieumsetzung ist eine reduzierte Abgastemperatur. Diese kann bei $h_{EV-T} = 1 \text{ mm}$ um 40 K auf 622 °C gesenkt werden. Der Anstieg der Stickoxidemissionen um bis zu 30 % (im Diagramm nicht dargestellt) wird angesichts des guten Konvertierungsverhaltens der Abgasnachbehandlung als unkritisch angesehen. Die ausgeprägt vorgemischte Verbrennung verschlechtert bei gleicher Voreinspritzparametrierung allerdings die Verbrennungsakustik.

Trotz eines (nahezu) vollständig geschlossenen Einlassventils muss zur Erzielung eines konstanten Luftdurchsatzes im betrachteten Betriebspunkt der Ladeluftdruck um lediglich 5 mbar angehoben werden; das Spüldruckgefälle ($p_{Lade} - p_{Abgas}$) ist hierbei konstant. Bei höheren Luftdurchsätzen ist allerdings mit einem wirkungsgradrelevanten Anstieg der Strömungsverluste zu rechnen, die durch einen höheren Ladeluftdruck zu kompensieren wären. Am aufgeladenen Mehrzylinderomotor würde dies einen (in der Regel überproportionalen) Anstieg des Abgasgedrucks und folglich eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs bedeuten.

FAZIT: Ladungsbewegung mit vollvariablem Ventiltrieb

Mit dem „späten Einlassventilöffnen“ und der „Ventilhubreduzierung/Drallerhöhung“ wurden zwei Strategien zur Erhöhung der Ladungsbewegung untersucht, die auch an einem aufgeladenen Mehrzylinderomotor mit variablem Ventiltrieb umsetzbar wären. Das späte Einlassventilöffnen weist mit Ausnahme einer deutlichen Reduzierung der Rußemissionen keine Vorteile auf. Zwar kann die Verbrennung durch eine Erhöhung der Turbulenz im Brennraum positiv beeinflusst werden, jedoch wird dieser Vorteil durch die höhere Ladungswechselarbeit überkompensiert.

Der reduzierte Ventilhub zeigt *unter den gegebenen Randbedingungen* Potential, den Kraftstoffverbrauch um ca. 4 % und die Rußemissionen der SDV um bis zu 75 % zu reduzieren. Gleichzeitig kann die Abgastemperatur maximal um 40 K verringert werden. Demgegenüber steht eine etwas schlechtere Akustik (+2 dB(A)). Insgesamt konnte gezeigt werden, dass sich eine ausgeprägte Ladungsbewegung überwiegend positiv auf die Gemischbildung und die Verbrennung des stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahrens auswirkt; insbesondere die Beschleunigung der Reaktionsvorgänge in der späten Verbrennungsphase ist angesichts des geringen Sauerstoffangebots elementar. **Abbildung 5.18** zeigt eine Matrix der wesentlichen Messergebnisse. Es ist anzunehmen, dass der positive LBW-Effekt auf die SDV bei Verwendung einer Drallklappe anstelle eines vollvariablen Ventiltriebs qualitativ ebenso darstellbar wäre. Allerdings sei darauf hingewiesen, dass trotz

²¹Berücksichtigt werden CO-, H₂-, HC- und Rußemissionen, vgl. Betrachtung in Kapitel 5.3.2. Bei minimaler Ladungsbewegung beträgt der Exergieverlust durch unvollständige Verbrennung 2.9 % der zugeführten Kraftstoffenergie, bei hoher Ladungsbewegung 3.9 %.

²²Der Wärmeübergangskoeffizient steigt mit zunehmender Ladungsbewegung, vgl. Kapitel 3.6. Der Wandwärmeverlust nimmt maximal um 8 % von 312 J/ASP auf 337 J/ASP zu.

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
spätes Einlassventilöffnen	⊖	⊕	○	○
Ventilhubreduzierung/ Drallerhöhung	⊕	⊕	⊖	⊕

Abbildung 5.18: Matrix der wesentlichen Messergebnisse zur Beeinflussung der Ladungsbewegung mittels vollvariablem Ventiltrieb am Versuchsaggregat EZ500

eines konstanten globalen Ladungsbewegungsniveaus (Bewertung z. B. mittels einer am Strömungsprüfstand gemessenen Drallzahl) lokale Inhomogenitäten nicht gänzlich vernachlässigbar sind, vgl. [Rezaei et al. 2012].

5.4.2 Bauteilevariation

In Kapitel 5.4.1 wurde gezeigt, dass die Ladungsbewegung einen großen Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung hat.

Eine direkte Wirkung auf die Kraftstoffzerstäubung und folglich auch auf die Gemischbildung hat die Einspritzdüsengeometrie, s. Kapitel 3.1. Ebenso beeinflusst die Kolbenmuldengeometrie die Gemischbildung und Verbrennung in hohem Maße. In diesem Kapitel werden daher verschiedene Einspritzdüsen- und Kolbenmuldengeometrien untersucht und der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die Emissionen und die Akustik der SDV bewertet.

Als Folge des geringeren erforderlichen Ladeluftdrucks zur Darstellung desselben Mitteldrucks weist die SDV im Vergleich zur KDV einen geringeren Zylinderspitzenruck auf. Umgekehrt kann dieser Vorteil dazu genutzt werden, den Mitteldruck bei konstantem Zylinderspitzenruck zu erhöhen. Für die Realisierung derselben effektiven Kurbelwellenarbeit ist folglich bei der SDV ein geringeres Zylinderhubvolumen notwendig als bei der KDV. Angesichts dieses Downsizingpotentials werden die Messungen am Einzylindermotor EZ400 mit einem Zylinderhubvolumen $V_H = 400 \text{ cm}^3$ durchgeführt.

Einspritzdüse

Die wichtigsten Einspritzdüsenkennwerte sind für alle neun vermessenen Varianten in **Tabelle 5.3** dargestellt. Der Strahlkegelwinkel²³ ist bei sämtlichen Einspritzdüsen nahezu gleich ($\Delta = 1^\circ$). Die Variante 8/709 (der Übersichtlichkeit halber wird die Nomenklatur: „Anzahl der Spritzlöcher/Hydraulischer Durchfluss“ verwendet) weist im Vergleich zu den anderen untersuchten Einspritzdüsen eine hohe Konizität²⁴ auf, was bedeutet, dass das Verhältnis des brennraumseitigen Spritzlochdurchmessers zum sacklochseitigen Spritzlochdurchmesser kleiner ist als bei den übrigen Einspritzdüsen, vgl. Kapitel 3.1. Die Einspritzdüse 7/600 weist ein besonders kurzes Einspritzdüsenloch auf, worauf später noch eingegangen wird. Die Angabe „ks“ für den hydroerosiven Verrundungsgrad bedeutet, dass die Verrundung im Fertigungsprozess derart optimiert (ks = konisch strömungsoptimiert) wird, dass der hydraulische Durchfluss unter Einhaltung der weiteren Parameter bestmöglich erreicht wird²⁵. Da sich im Fertigungsprozess dennoch leichte Streuungen bezüglich des hydraulischen Durchflusses ergeben können, wird jeweils der Mittelwert des Streubands angegeben. Die Einspritzdüsen sind mit Ausnahme der Variante 7/600 an baugleichen Piezoinjektoren montiert²⁶. Erfahrungsgemäß weisen auch baugleiche Injektoren untereinander eine Streuung auf. Insbesondere das Verhalten kleinster Einspritzmengen wird hierdurch beeinflusst. Daher wird für alle Injektor-Einspritzdüsen-Kombinationen die erforderliche elektrische Ansteuerdauer für dieselbe Voreinspritzmasse ($\pm 5\%$) ermittelt. Die Einspritzdüsen weisen jeweils eine ähnliche motorische Laufzeit auf, so dass ungleichartige Einspritzdüsenverkokung und Verschleiß nahezu auszuschließen sind. Durch diese Maßnahmen sind Rückschlüsse auf den verbrennungsmotorischen Einfluss der Einspritzdüsen möglich.

Für den Vergleich wird der Kolben mit der Mulde A verwendet (Abbildung 5.21). Die Einspritzdüsenvariation wird in sechs Betriebspunkten bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ bei $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$ und $p_{mi} \approx 20 \text{ bar}$ durchgeführt. Der Einspritzdruck wird angesichts der kürzeren Gemischbildungszeit mit steigender Motordrehzahl angehoben und beträgt 1400 bar, 1600 bar bzw. 1800 bar. Die Schwerpunktlage der Verbrennung beträgt $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{ KW n. OT}$, die Ladelufttemperatur $\vartheta_{Lade} = 50^\circ \text{ C}$. Die Kohlenwasserstoffemissionen liegen bei sämtlichen Messungen auf einem sehr niedrigen Niveau (max. 60 ppm, in der Regel unter 30 ppm) und werden nicht weiter betrachtet.

²³Strahlkegelwinkel: Der brennraumseitige Winkel zwischen den Mittellinien der Einspritzstrahlen im Längsschnitt durch den Zylinder. Häufig auch als (doppelter) Höhenwinkel bezeichnet.

²⁴k-Faktor: $k = \frac{D_{innen} - D_{ausen}}{10}$, mit Durchmessern in $[\mu\text{m}]$

²⁵Der hydroerosive Verrundungsgrad der Einspritzdüse 7/600 ist wie folgt definiert: $HE = \frac{Q_{\text{hyd nach HE}}}{Q_{\text{hyd vor HE}}} - 1$

²⁶Die Einspritzdüse 7/600 ist bauartbedingt an einem Piezoinjektor anderen Typs montiert.

Tabelle 5.3: Einspritzdüsenvarianten

		Hydraulischer Düsendurchfluss [cm ³ /60 s/100 bar]				
		600	709	735	835	1025
Lochanzahl	6			162 1.5 137 1025 ks	162 1.5 146 1025 ks	
	7	162 1.5 120 740 12				
	8		162.4 3.5 115 850 ks	162 1.5 119 1025 ks	162 1.5 127 1025 ks	163 1.5 139 1025 ks
	9				162 1.5 120 1025 ks	
	10			162 1.5 107 1025 ks		

Angaben von oben nach unten

Strahlkegelwinkel [°]
k-Faktor [1]
Düsenlochdurchmesser außen [µm]
Düsenlochlänge [µm]
HE-Verrundungsgrad [%] / [-]

Idealerweise könnten Injektordüsen vermessen werden, bei denen eine Änderung genau eines Parameters vorgenommen wird. Da dies prinzipbedingt bzw. fertigungstechnisch nicht möglich ist, muss bei der Betrachtung der Versuchsergebnisse berücksichtigt werden, dass sich teils gegenläufige Phänomene überlagern können. Das Ziel der Betrachtungen kann daher nicht sein, jede Veränderung der Zielgrößen auf einen geänderten Parameter der untersuchten Einspritzdüsen zurückzuführen. Vielmehr ist das Ziel, Potentiale zur Verbesserung der stöchiometrischen Gemischbildung zu bewerten, die mit einer veränderten Einspritzdüsengeometrie darstellbar sind. Aus diesem Grund ist in **Abbildung 5.19** die relative Differenz der Zielgrößen als Mittelwert der sechs untersuchten Betriebspunkte im Vergleich zur Basisdüse 7/600 dargestellt. Die jeweiligen Messergebnisse bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ finden sich in den Abbildungen E.5 bis E.7 im Anhang.

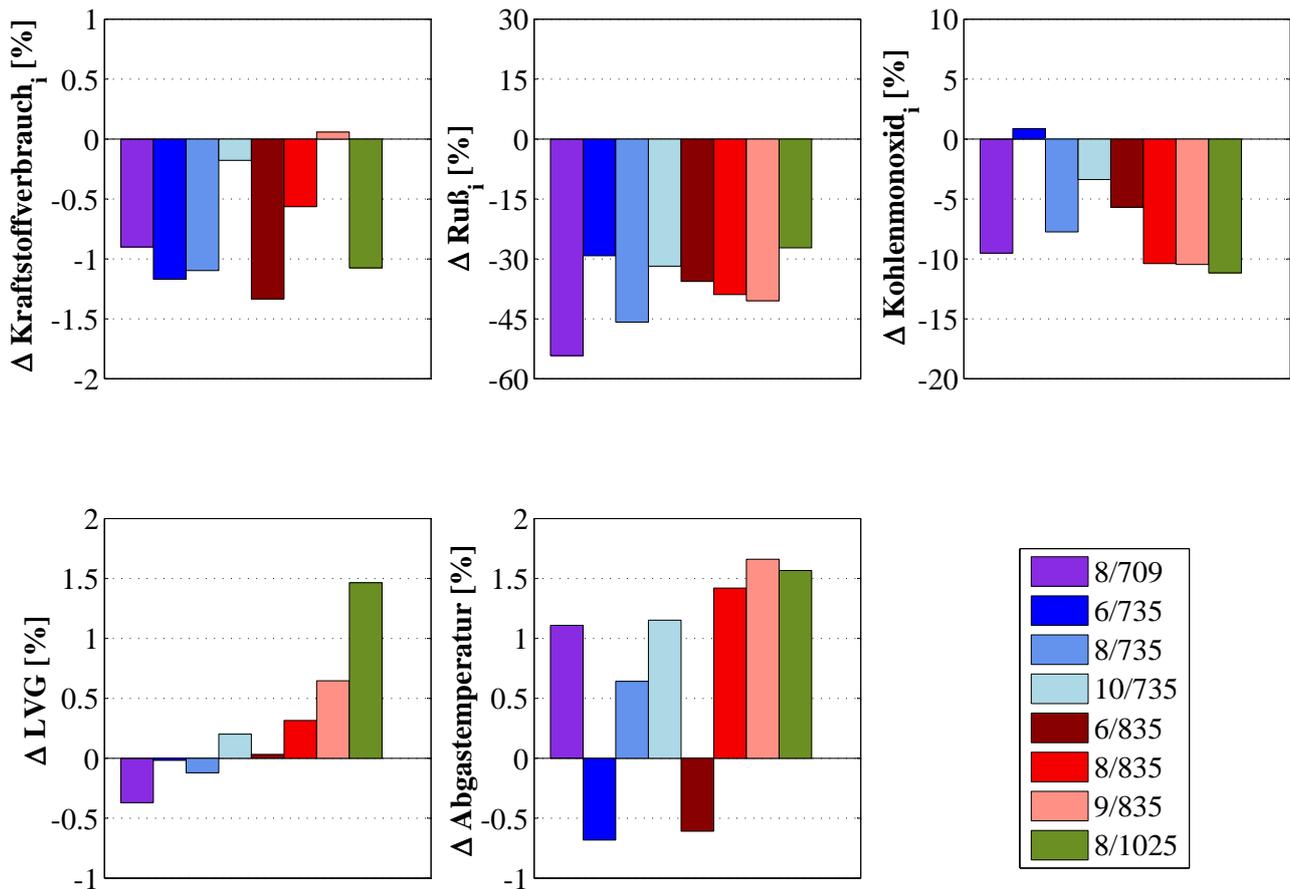


Abbildung 5.19: Relative Differenz zur Basis (Einspritzdüse 7/600) als Mittelwert der sechs untersuchten Betriebspunkte mit Kolbenmulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Mit einer Veränderung der Einspritzdüsengeometrie kann unter den gegebenen Randbedingungen eine vergleichsweise geringe Kraftstoffverbrauchsreduzierung von durchschnittlich maximal 1.3% im Vergleich zur Basisdüse 7/600 erzielt werden. Anhand der stationär messbaren Größen können insbesondere geringere Kohlenmonoxidemissionen (Vollständigkeit der Verbrennung) sowie eine reduzierte Abgastemperatur bei Verwendung von 6-Loch-Einspritzdüsen als Ursachen benannt werden. Ein eindeutig kausaler Zusammenhang zwischen Einspritzdüsengeometrie und Kraftstoffverbrauch ist allerdings nicht identifizierbar.

Ein deutlich größeres Potential bietet sich hinsichtlich der Rußemissionen, die um bis zu 50% reduziert werden können. Wie eingangs erwähnt, hat die Einspritzdüsengeometrie einen großen Einfluss auf die Gemisch-

bildung und Verbrennung. Grundsätzlich gilt, dass eine Verbesserung des Strahlaufbruchs und die Erhöhung der Lufterfassung zu einer Reduzierung der lokal fetten Gemischzonen führt. Damit kann eine Reduzierung der Rußbildung herbeigeführt werden. Die Rußoxidation spielt für die gemessene Rußemission eine mindestens ebenso große Rolle und wird neben der lokalen Brennraumtemperatur hauptsächlich von der Ladungsbewegung während der Expansionsphase geprägt. Im Vergleich zur Basisdüse 7/600 weist insbesondere die Einspritzdüse 8/709 geringe Rußemissionen auf. In Kapitel 3.1 wurde auf die Kavitationsblasenbildung und deren Einfluss auf die Gemischbildung eingegangen. Demnach führt eine Erhöhung der Konizität zu einer Verringerung der Kavitationsneigung und damit tendenziell zu einer Erhöhung der Strahleindringtiefe, wodurch bei ausreichend großem Kolbenmuldendurchmesser die Lufterfassung verbessert werden kann. Neben einer ausgeprägten Konizität weist die Einspritzdüse 8/709 im Vergleich zur Einspritzdüse 7/600 ein um 15 % längeres Spritzloch auf, was kompakte Einspritzstrahlen mit großer Eindringtiefe ebenfalls unterstützt. Da die Basisdüse 7/600 die kürzeste aller Spritzlochlängen bei einer Konizität von $k = 1.5$ und die höchsten Rußemissionen aufweist, ist zu vermuten, dass die Vergrößerung der Strahleindringtiefe einen wesentlichen rußreduzierenden Mechanismus darstellt.

Die Kohlenmonoxidemissionen können durch die Variation der Einspritzdüse um bis zu 11 % reduziert werden. Geringe Kohlenmonoxidemissionen werden analog zum Ruß durch eine gute Lufterfassung und günstige Oxidationsbedingungen in der Ausbrandphase (hohe Temperatur, ausgeprägte Ladungsbewegung) erzielt. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Einspritzdüsengeometrie und Kohlenmonoxidemissionen ist allerdings nicht identifizierbar.

Bei gleicher Voreinspritzmasse sind die akustischen Unterschiede zwischen den Einspritzdüsen gering, korrelieren aber weitgehend mit dem hydraulischen Durchfluss. So führt ein großer Durchfluss zu einem erhöhten Zylinderdruckanstieg, da pro Zeiteinheit mehr Kraftstoff eingespritzt wird und dieser teilweise vorgemischt verbrennt.

Die Abgastemperaturunterschiede zwischen den Einspritzdüsen liegen im Bereich weniger Grad Celsius. Bei konstanter Motorlast und konstantem Schwerpunkt der Verbrennung ist die Abgastemperatur eine Funktion der Durchbrenn- und Ausbrandgeschwindigkeit sowie des Umsetzungswirkungsgrads. Eine in dieser Hinsicht wirkungsgradgünstige schnelle Verbrennung führt zu einer geringeren Abgastemperatur.

Zur zusammenfassenden Bewertung der neun untersuchten Einspritzdüsen wird die Bewertungskennzahl K_{stoech} eingeführt. Da die Sensibilitätsanalyse zur stöchiometrischen Verbrennung vor allem auf eine Reduzierung des hohen Kraftstoffverbrauchs und der Rußemissionen abzielt, erfolgt die Berechnung der Bewertungskennzahl basierend auf diesen beiden Größen. Dabei wird dem Kraftstoffverbrauch $b_i = 180 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ in Kombination mit der Rußemission $PM = 0.1 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ eine Bewertungskennzahl $K_{\text{stoech}} = 100$ (bester Fall) und dem Kraftstoffverbrauch $b_i = 300 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ in Kombination mit der Rußemission $PM = 10 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ eine Bewertungskennzahl $K_{\text{stoech}} = 0$ (schlechtester Fall) zugewiesen. $K_{\text{stoech}} = 50$ wird durch das Ergebnis eines mit Kolbenmulde A und Einspritzdüse 7/600 vermessenen Referenzpunktes definiert. Als Ergebnis der auf diesen drei Punktepaaren definierten Funktion ergibt sich der in **Tabelle 5.4** dargestellte Mittelwert der Bewertungskennzahlen \bar{K}_{stoech} aller sechs Betriebspunkte. In Kombination mit Kolbenmulde A weist die Einspritzdüse 7/600 die schlechteste

Tabelle 5.4: Gemittelte Bewertungskennzahlen \bar{K}_{stoech} der sechs Betriebspunkte bei Variation der Einspritzdüsengeometrie mit Kolbenmulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Einspritzdüse	\bar{K}_{stoech}	Einspritzdüse	\bar{K}_{stoech}	Einspritzdüse	\bar{K}_{stoech}
7/600	50.3	8/709	52.5	8/1025	52.8
6/735	52.8	8/735	52.8	10/735	50.8
6/835	53.3	8/835	51.8	9/835	50.8

Bewertungskennzahl \bar{K}_{stoech} auf. Es ist anzunehmen, dass hierfür vor allem die geringe Strahleindringtiefe ausschlaggebend ist. Das beste Ergebnis kann im stöchiometrischen Betrieb mit der Einspritzdüse 6/835 erzielt werden ($\bar{K}_{\text{stoech}} = 53.3$). Auch die Einspritzdüse 8/735 erzielt mit $\bar{K}_{\text{stoech}} = 52.8$ eine hohe Bewertungskennzahl. Außerdem weist diese Düse eine im Vergleich sehr gute Akustik auf.

Da die Anwendung der SDV nicht kennfeldweit möglich ist und auf die Anwendung der KDV keinesfalls verzichtet werden kann, muss auch die Darstellbarkeit des überstöchiometrischen Betriebs bei geringem Kraftstoffverbrauch und geringen Emissionen sichergestellt sein. Daher wird das Ergebnis der Einspritzdüsenvariation exemplarisch für einen überstöchiometrischen Niedriglastpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ diskutiert, Abbildung E.8 im Anhang. Hier weist die Basisdüse 7/600 einen guten Kompromiss aus geringen Rußemissionen und einem geringen Kraftstoffverbrauch auf. Dagegen weist die bei der SDV im Vergleich beste Düse 6/835 im überstöchiometrischen Betrieb hohe Rußemissionen und einen hohen Kraftstoffverbrauch auf. Mit der Einspritzdüse 8/735 kann unter den gegebenen Bedingungen der Kraftstoffverbrauch (bei erhöhten Rußemissionen) reduziert werden. Eine nennenswerte Veränderung der anderen Zielgrößen ist nicht feststellbar, so dass durch die Verwendung dieser Einspritzdüse in anderen überstöchiometrischen Betriebspunkten keine gravierenden Nachteile zu erwarten wären. Für die folgenden Vergleiche werden mit der Kolbenmulde A daher die Einspritzdüsen 7/600 und 8/735 kombiniert.

Da im folgenden Kapitel die Kolbenmuldengeometrie angepasst wird und hierdurch sowohl eine Verringerung bzw. Erhöhung der freien Strahllänge als auch eine Beeinflussung der Ladungsbewegung auftritt, werden für die Messungen mit den Kolbenmulden B und C die Einspritzdüsen 7/600, 8/709, 6/735 und 10/735 verwendet. Die Auswahl wird auf der Grundlage getroffen, einen möglichst großen Bereich zwischen minimal und maximal darstellbarer Strahlpenetration sowie geringer und hoher Drallempfindlichkeit bei gleichzeitig möglichst hohen Bewertungskennzahlen abzudecken.

FAZIT: Einspritzdüse

Die Verwendung anderer Einspritzdüsengeometrien zeigt am Einzylindermotor EZ400 vor allem im Hinblick auf eine Reduzierung der Rußemissionen Potential. Die höchste Rußreduzierung ist mit der Düse 8/709 darstellbar (-50%). Der Kraftstoffverbrauch kann mit durchschnittlich maximal 1.3% leicht gesenkt werden, was insbesondere auf eine vollständigere Verbrennung durch eine verbesserte Lufterfassung und eine schnellere Energieumsetzung zurückgeführt werden kann. Das beste Ergebnis im stöchiometrischen Betrieb kann – gemessen an der Bewertungskennzahl K_{stoech} – mit der Einspritzdüse 6/835 erzielt werden. Im überstöchiometrischen Betrieb weist diese Düse allerdings Defizite auf. Ein im Vergleich sehr gutes Verhalten, sowohl im stöchiometrischen als auch im überstöchiometrischen Betrieb, zeigt die Einspritzdüse 8/735. Für die nachfolgende Diskussion verschiedener Kolbenmulden bildet daher neben der Basiskonfiguration A/7/600 die Kombination A/8/735 die Vergleichsgrundlage. **Abbildung 5.20** zeigt eine Matrix der Messergebnisse.

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
Potential durch Veränderung der Einspritzdüsengeometrie	○	+	○	○

Abbildung 5.20: Matrix der dominierenden Messergebnisse zur Variation der Einspritzdüsengeometrie am Versuchsaggregat EZ400

Kolbenmulde

In diesem Kapitel werden ausgehend von der Geometrie des Basiskolbens (Mulde A, im vorangehenden Kapitel mit verschiedenen Einspritzdüsen ausführlich betrachtet) zwei weitere Kolbenmulden untersucht, deren Geometrien relativ zur Basismulde Extrema darstellen, s. **Abbildung 5.21**. Das geometrische Verdichtungsverhältnis bleibt dabei mit $\varepsilon = 16.5$ konstant. Mulde B bezeichnet eine tiefe Kolbenmulde mit kleinem Durchmesser

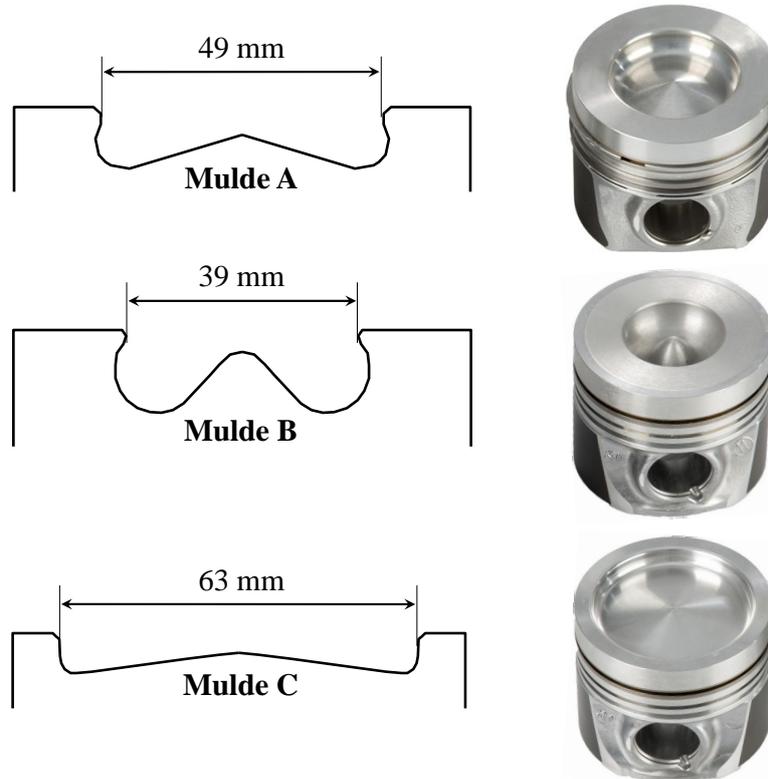


Abbildung 5.21: Die untersuchten Kolbenmulden A, B und C

und ausgeprägten Radien. Die Geometrie unterstützt einen hohen Drall und ermöglicht darüber hinaus die Ausbildung einer Sekundärströmung. Mulde C ist flach und hat einen großen Durchmesser. Dadurch wird einerseits eine große freie Strahllänge ermöglicht, aber andererseits wenig Ladungsbewegung erzeugt.

Nachfolgend wird zunächst das Ergebnis einer 3D-CFD-Simulation der Strömung mit den untersuchten Kolbenmulden dargestellt, ehe die motorischen Versuchsergebnisse mit den Kolbenmulden B und C betrachtet werden und ein abschließender Vergleich der drei Kolbenmulden durchgeführt wird. Basis des Vergleichs ist die Kolbenmulde A mit der Einspritzdüse 7/600 bzw. 8/735.

Kolbenmuldenvariation: CFD-Simulation

Das Strömungsverhalten der Kolbenmulden wird vorab mithilfe von 3D-CFD-Simulationen²⁷ bewertet sowie eine Berechnung mit Kraftstoffeinspritzung und folgender Zündung und Verbrennung durchgeführt. Das CFD-Modell umfasst eine geometrische Abbildung der Einlasskanäle und eine vereinfachte Darstellung des Brenn-

²⁷durchgeführt mit kommerziellem Programm Ricardo Vectis (Version 3.12 p2)

raums²⁸. Die Berechnung der Einlassströmung basiert auf Druck- und Temperaturrandbedingungen, die am Motorprüfstand ermittelt wurden. Im Brennraum wird die Interaktion der Einspritzung mit der kanalinduzierten Gasströmung berechnet sowie die Kraftstoff-Wand-Interaktion mit einem vereinfachten Tropfen-Wand-Interaktionsmodell berücksichtigt. Für die Berechnung werden die physikalischen Eigenschaften von Dieseldieselkraftstoff verwendet. Chemische Prozesse, wie die Selbstzündung und Verbrennung, werden mit der Reaktionskinetik des einkomponentigen Modellkraftstoffs n-Heptan dargestellt. Einkomponentenkraftstoffe ermöglichen (trotz einiger hundert zu berücksichtigender Reaktionspfade) vergleichsweise kurze Berechnungszeiten (Größenordnung 30h). Die Simulation wird bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$ und $p_{mi} \approx 20 \text{ bar}$ durchgeführt.

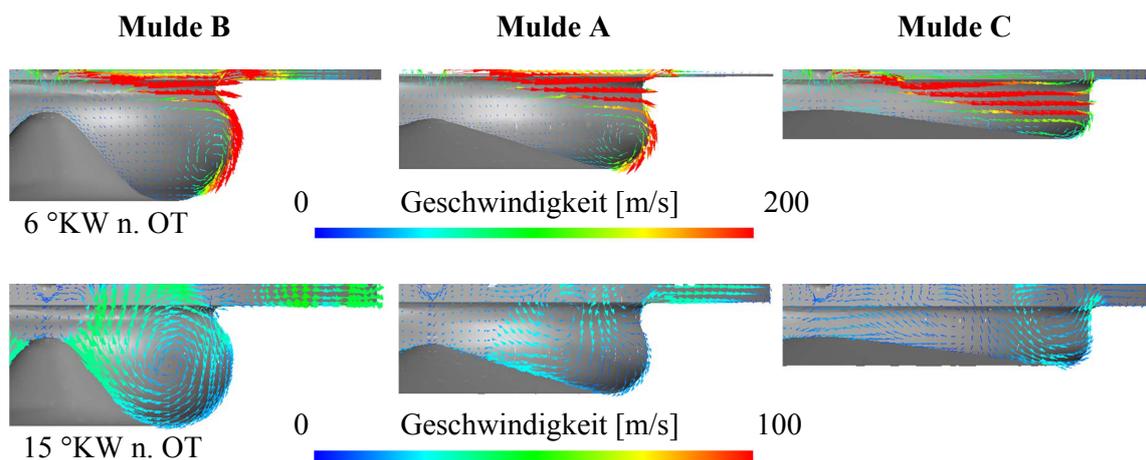


Abbildung 5.22: Simulierte Strömung in den Kolbenmulden kurz nach dem oberen Totpunkt (Querschnitt).

$$\lambda = 1.0, n = 2000 \text{ min}^{-1}, p_{mi} \approx 10 \text{ bar}, p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}, \vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}, \varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}, \tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%, m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$$

Abbildung 5.22 zeigt das Simulationsergebnis der Strömung 6°KW und 15°KW nach dem oberen Totpunkt. Bei der Basismulde A setzt 6°KW n. OT die Ausbildung einer Sekundärströmung (normal zur Drallströmung, d. h. in der Darstellungsebene) ein, die durch den Impuls der Einspritzstrahlen initiiert wird. Vor allem die Gasphase des Einspritzstrahls wird am Kolbenmuldenkragen umgelenkt und an der Kolbenmuldenwand entlang geführt. Der Übergang auf die „Rampe“ des Kolbenbodens verursacht allerdings eine Abschwächung der Sekundärströmung. Da diese die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemischs unterstützt (vgl. Kapitel 3.5.1), wird bei Mulde B die Sekundärströmung durch eine geeignete Wahl der Muldenradien geführt und erhalten. Der Radius am Muldenkragen wird verkleinert, so dass der Auftreffwinkel des gasförmigen Einspritzstrahls reduziert wird (Bild unten links) und dieser einen höheren Impuls behält. Durch die Wahl eines großen und lang gezogenen Muldenradius beschreibt die Sekundärströmung eine beinahe kreisförmige Bewegung mit vergleichsweise hoher Geschwindigkeit. Der weiche Übergang in den Anstieg der mittigen Rampe („Mexiko-Hut“) unterstützt die Ausbildung der kompakten Sekundärströmung. Gleichzeitig kann der strömungsarme Bereich oberhalb der Kolbenmuldenspitze deutlich reduziert werden. Da die stöchiometrische Verbrennung zur Erzielung eines hohen Verbrennungswirkungsgrads sich dadurch auszeichnen sollte, dass Kraftstoff- und Sauerstoffmoleküle rasch aufeinander treffen, ist durch die Reduzierung des strömungsarmen Bereichs eine beschleunigte Verbrennung zu erwarten. Durch die Reduzierung des Kolbenmuldendurchmessers wird auch die für die SDV

²⁸Da einige real vorhandene Schadvolumina im Brennraum (z. B. um die Ventilteller und um die Einspritzdüse) nicht vernetzbar sind, ist zur Darstellung eines konstanten Verdichtungsverhältnisses eine Verschiebung des Kolben-OT um etwa $6/10 \text{ mm}$ nach unten erforderlich. Die Lage der Einspritzdüse wird der OT-Verschiebung entsprechend korrigiert. Hiermit können sehr gute Simulationsergebnisse erzielt werden, wie umfangreiche Validierungsarbeiten zeigen [Lange 2010].

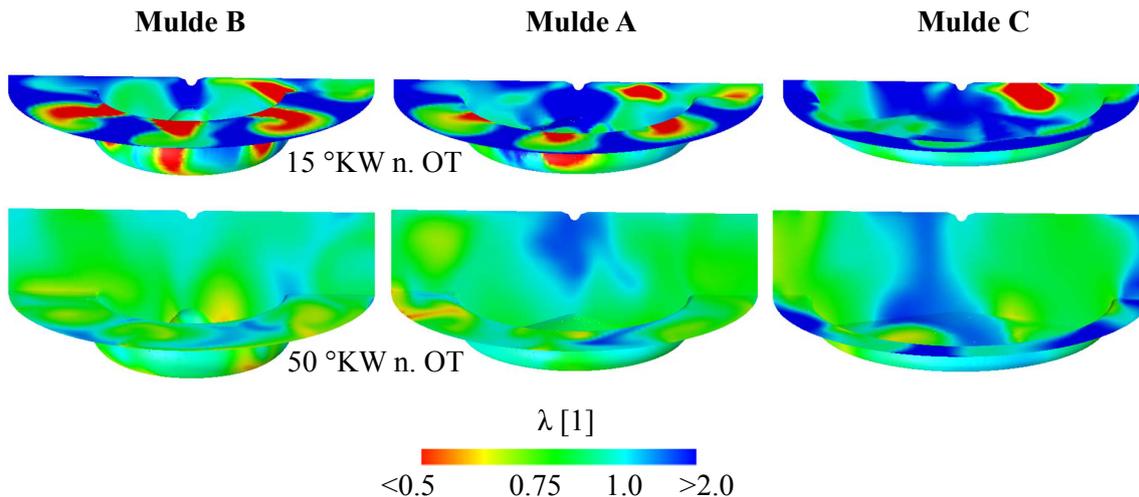


Abbildung 5.23: Simuliertes lokales Verbrennungsluftverhältnis in den Kolbenmulden 15°KW und 50°KW nach dem oberen Totpunkt. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

offensichtlich hilfreiche Drallströmung erhöht („Pirouetteneffekt“). Bei konstantem geometrischem Verdichtungsverhältnis führt die tiefe Kolbenmulde B unweigerlich zu einer Reduzierung der freien Strahllänge. Eine geringere Luftefassung sowie eine höhere Wandbenetzung mit Kraftstoff können die Folge sein. Daher wird mit Mulde C eine weite Kolbenmulde experimentell untersucht, die eine sehr große freie Strahllänge ermöglicht. So wird die Strahl-Wand-Interaktion minimiert und der potentiell vorhandene Nachteil der Mulde B umgangen. Die Ladungsbewegung ist bei dieser Kolbenmulde schwach ausgeprägt, da keine Sekundärströmung existiert und auch die Drallströmung, wegen des großen Muldendurchmessers, gering ist.

Eine wirkungsgradgünstige schnelle Energieumsetzung erfordert im stöchiometrischen Betrieb besonders hohe Diffusionsgeschwindigkeiten der Reaktionspartner. **Abbildung 5.23** zeigt das lokale Verbrennungsluftverhältnis 15°KW n. OT²⁹ und 50°KW n. OT³⁰. Bei der Basismulde A gelangt der Einspritzstrahl auf den Muldenrand und in den Quetschspalt (rote Bereiche mit $\lambda_{\text{lokal}} \leq 0.5$). Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt erwartungsgemäß bei Mulde B, während er bei Mulde C eine untergeordnete Bedeutung hat. Der große Muldendurchmesser und der steile Muldenrand verhindern weitgehend einen Eintrag von Kraftstoff in den Quetschspalt. Zusätzlich resultiert die schwache Ladungsbewegung in einer unzureichenden Erfassung der Luft im Zentrum des Brennraums. Folglich ist das Gemisch 50°KW n. OT besonders inhomogen. Ein höherer Homogenisierungsgrad zu diesem Zeitpunkt wird mit der Basismulde A erzielt, doch insbesondere im Brennraumzentrum unter der Einspritzdüse ist das lokale Verbrennungsluftverhältnis weiterhin vergleichsweise mager. Die höchste Gemischgleichverteilung lässt sich mit Mulde B erzielen, bei der keine großvolumigen Zonen überstöchiometrischer Gemischzusammensetzung vorhanden sind. Mit dieser Mulde ist die Diffusionsgeschwindigkeit der Sauerstoff- und Kraftstoffmoleküle folglich am höchsten, was ein Indiz für eine zu erwartende schnelle Energieumsetzung ist.

Kolbenmuldenvariation: Kolbenmulde B

Der kleine Durchmesser und der spitze Kolbenkragen der Kolbenmulde B fördern eine ausgeprägte Strahl-Wand-Interaktion, die in Kombination mit dem Strahlkegelwinkel der verwendeten Einspritzdüsen eine erhöh-

²⁹Zu diesem Zeitpunkt sind etwas mehr als 50% des eingespritzten Kraftstoffs verbrannt.

³⁰Zu diesem Zeitpunkt sind ca. 90% des eingespritzten Kraftstoffs verbrannt.

te Sensitivität bezüglich einer Veränderung des Strahlursprungs (SU) verursacht.³¹ Der Strahlursprung charakterisiert die Höhenlage des Injektors samt Einspritzdüse. **Abbildung 5.24** enthält hierzu Messergebnisse

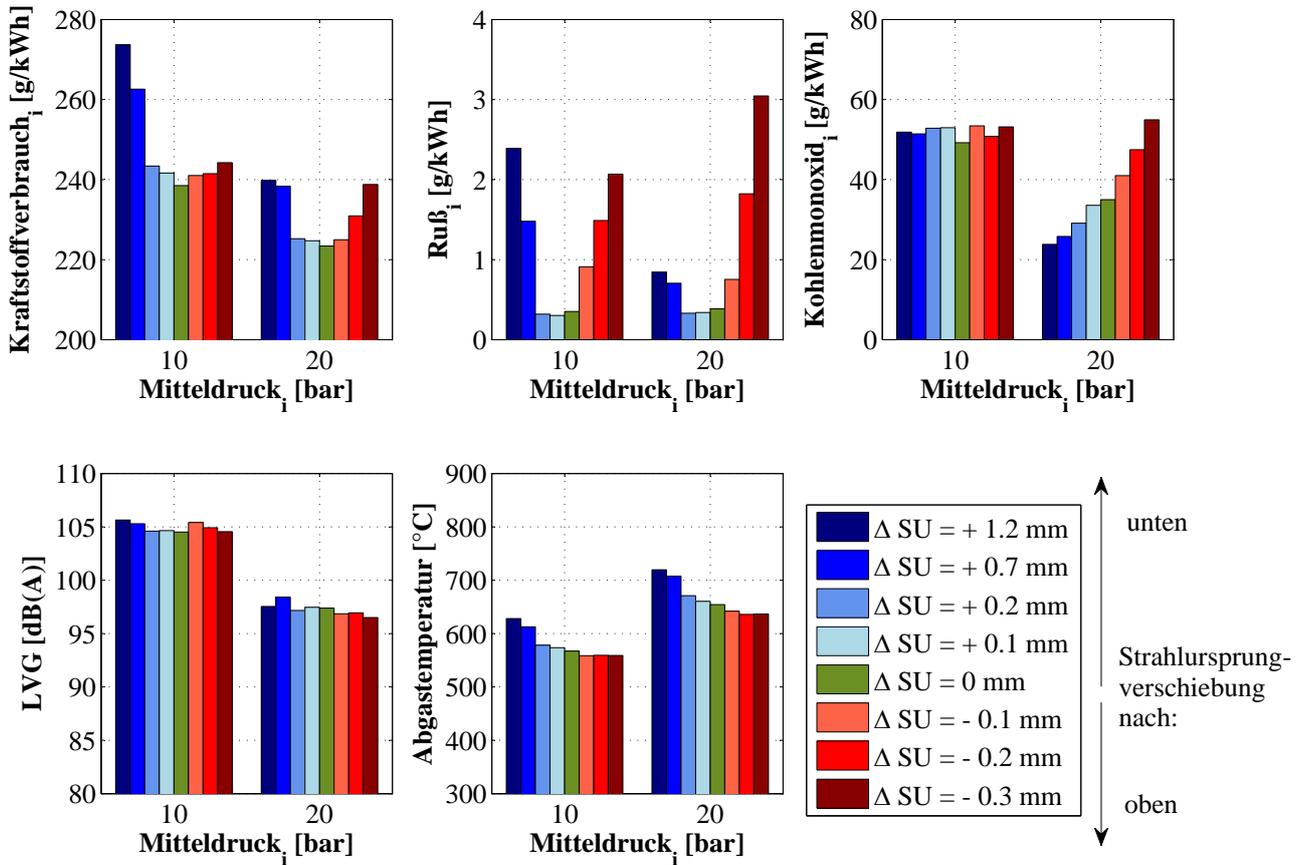


Abbildung 5.24: Variation des Strahlursprungs mit Mulde B und Einspritzdüse 7/600, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$ bzw. $p_{mi} \approx 20 \text{ bar}$ mit der Einspritzdüse 7/600. Dabei kennzeichnet $\Delta SU = 0 \text{ mm}$ die mittels CFD-Simulation auf die Kolbenmulde B abgestimmte optimale Höhenlage. Es bedeuten

- Positive Werte für ΔSU eine Verschiebung des Strahlursprungs nach unten (in den Brennraum hinein),
- Negative Werte eine Verschiebung des Strahlursprungs nach oben (aus dem Brennraum heraus).

Bemerkenswert ist insbesondere die Sensitivität des Kraftstoffverbrauchs und der Rußemissionen auf eine Veränderung des Strahlursprungs. Obwohl mit der Einspritzdüse 7/600 die Variante mit der geringsten Strahleindringtiefe verwendet wird (und damit die kleinstmögliche Strahl-Wand-Interaktion auftritt), führt bereits eine Verschiebung der Einspritzdüsenlage um 0.2 mm nach oben zu einem messbaren Kraftstoffverbrauchsanstieg und drastisch erhöhten Rußemissionen. Besonders gering ist der Wirkungsgrad der Verbrennung, wenn die Einspritzdüse weit in die Kolbenmulde hineinragt und die Luft im Quetschspalt nicht unmittelbar erfasst werden kann. Umgekehrt führt aber auch ein zu hoch gelegener Strahlursprung zu einer Wirkungsgradreduzierung durch eine verschleppte und unvollständige Verbrennung. Abbildung E.9 im Anhang verdeutlicht

³¹ Geometriebedingt reagieren Kolbenmulde A und Kolbenmulde C erheblich weniger bzw. nicht messbar auf eine Veränderung der Strahlursprungslage, so dass nachfolgend nicht weiter darauf eingegangen wird.

anhand der Durchbrennfunktion die langsamere Energieumsetzung bei ungünstiger Höhenlage der Einspritzdüse. Hinsichtlich der Kohlenmonoxidemissionen ist bei $p_{mi} \approx 10$ bar kein Einfluss durch eine Veränderung

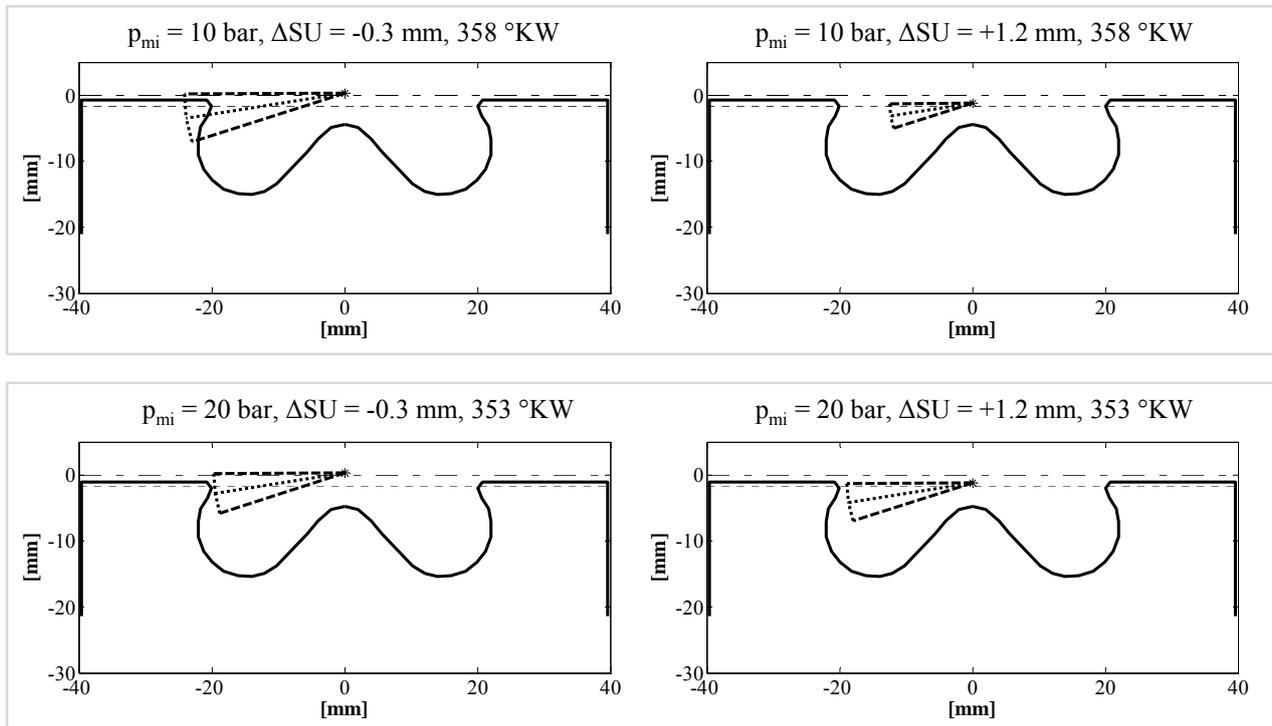


Abbildung 5.25: Einfluss der Veränderung des Strahlursprungs auf den Auftreffpunkt des Einspritzstrahls auf der Kolbenmulde mit Mulde B und Einspritzdüse 7/600, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10$ bar (obere Reihe) bzw. $p_{mi} \approx 20$ bar (untere Reihe).

der Höhenlage feststellbar, bei $p_{mi} \approx 20$ bar nehmen die CO-Emissionen dagegen mit höherem Strahlursprung drastisch zu. Zur Erklärung enthält **Abbildung 5.25** eine schematische Darstellung des Auftreffpunkts auf der Kolbenmulde in beiden untersuchten Betriebspunkten. Die Visualisierung erfolgt mithilfe eines mit MATLAB® erstellten Skripts, das auf Basis der Stationärmessdaten und den Ausgabedaten der thermodynamischen Analyse mit dem Ansatz nach [Hiroyasu und Arai 1990] den Einspritzstrahl relativ zur Kolbenposition schematisch darstellt. Demnach führt eine Verschiebung des Strahlursprungs nach oben bei Volllast zu einem verstärkten Kraftstoffeintrag in den Quetschspalt. Da hieraus (unabhängig von der Motorlast) eine nur sehr geringe Erhöhung der Kohlenwasserstoffemissionen ($< +10$ ppm) resultiert, findet offensichtlich eine Teiloxidation des Kraftstoffs im Quetschspaltbereich immer statt, während eine vollständige Oxidation allerdings nicht erreicht wird. Mitverantwortlich für die sehr hohen Kohlenmonoxidemissionen im Volllastbetriebspunkt bei hoher Strahlursprungslage könnte die lange Einspritzdauer sein, da mit der Expansion des Kolbens durch Strömungswirbel weiteres Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Quetschspalt gesaugt wird. Die Einspritzstrahlen erreichen den Kolbenmuldenkragen bei hoher Motorlast ca. 7°KW vor dem oberen Totpunkt. Folglich ist der Quetschspalt breiter als im niedrigen Lastpunkt. Bei niedriger Motorlast tritt zudem eine deutliche Verschiebung des Einspritzzeitpunkts mit der Veränderung der Höhenlage auf, da zur Kompensation der anfangs schnelleren Energieumsetzung bei tief liegendem Strahlursprung der Einspritzbeginn später erfolgen muss ($\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT} = \text{konst.}$). Hieraus kann geschlossen werden, dass die Verbrennung stark vorgemischt beginnt, im weiteren Verlauf durch Sauerstoffmangel aber zunehmend schleppend verläuft, weil der Sauerstoff im Quetschspalt zunächst nicht erfasst wird und erst Diffusionsvorgänge in der Expansionsphase diesen Sauerstoff verfügbar machen. Für

die Güte der stöchiometrischen Verbrennung ist die Erfassung der Luft im Quetschpaltbereich bedeutend, da sämtlicher Sauerstoff im Brennraum für die Verbrennung benötigt wird, sich aber nur ca. 68 % des Kompressionsvolumens in der Kolbenmulde befinden (Versuchsaggregat EZ400).

Hinsichtlich der Abhängigkeit der Rußemissionen von der Strahlursprungslage ist festzuhalten, dass sowohl eine zu hohe als auch eine zu niedrige Strahlursprungslage zu vermeiden ist. In beiden Fällen ist die Luftausnutzung unzureichend, so dass lokal fette Zonen vorliegen, in denen vermehrt Ruß gebildet wird. Im Vollastbetriebspunkt wird bei einer zu hohen Strahlursprungslage einige Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt besonders viel Kraftstoff in den Quetschpaltbereich eingespritzt, der angesichts der hier vorliegenden geringen Temperatur nicht entflammt und im oberen Totpunkt durch die Quetschströmung möglicherweise in den bereits entflammten Einspritzstrahlbereich gedrückt wird. Damit lägen Bedingungen gleichartig einer Strahlüberwehung vor. Die thermischen Einflüsse der Rußbildung und -oxidation sind auf Grundlage der vorliegenden Daten nicht endgültig erklärbar.

Die Abgastemperatur steigt in beiden Betriebspunkten mit einer Absenkung des Strahlursprungs, was in erster Linie auf die langsamere Energieumsetzung in der Ausbrandphase zurückgeführt werden kann. Insbesondere im Vollastbetriebspunkt korrelieren minimaler Kraftstoffverbrauch und niedrige Abgastemperatur nicht miteinander, vgl. Abbildung 5.19. Hier zeigt sich wiederum der große Einfluss des Anteils unvollständiger Verbrennung; bei konstanter Einspritzmasse wird mit einem wachsenden Verlust durch unvollständige Verbrennung weniger Energie umgesetzt. In der Folge sinken der indizierte Mitteldruck und bei konstantem Brennende auch die Abgastemperatur.

Nachfolgend wird das Ergebnis einer Einspritzdüsenvariation mit Mulde B dargestellt (Abbildung E.10 im Anhang). Die Strahlursprungslage ist für jede der betrachteten Einspritzdüsen im Hinblick auf einen geringen Kraftstoffverbrauch sowie geringe Rußemissionen und Kohlenmonoxidemissionen optimiert.

Mit der Einspritzdüse 7/600 wird die durchschnittlich höchste Bewertungskennzahl ($\bar{K}_{\text{stoech}} = 54$) erzielt. Mit der Einspritzdüse 8/709 kann zwar eine signifikante Reduzierung der Rußemissionen erreicht werden, allerdings ist der Kraftstoffverbrauch durch eine verlangsamte Energieumsetzung etwas höher, so dass die durchschnittliche Bewertungskennzahl $\bar{K}_{\text{stoech}} = 52.5$ beträgt. Auch akustisch ist die Düse 7/600 die beste Variante. Da sich die Kolbenmulde B durch eine hohe Ladungsbewegung auszeichnet, besteht ein potentiell höheres Risiko der Strahlüberwehung, vgl. Kapitel 3.5.1. Daher werden zur Bewertung der diesbezüglichen Sensibilität zusätzlich die Einspritzdüsen 6/735 und 10/735 erprobt, die innerhalb der Versuchsmatrix den Bereich zwischen geringster und höchster Strahlüberwehungsempfindlichkeit darstellen. Abbildung E.10 zeigt, dass mit beiden Einspritzdüsen ein hoher Kraftstoffverbrauch auftritt, der vor allem auf eine langsame Verbrennung (deutlich höhere Abgastemperaturen) und bei $p_{mi} \approx 10$ bar auch auf erhöhte Verluste durch eine unvollständige Verbrennung zurückgeführt werden kann. Eine Strahlüberwehung tritt auch mit der Einspritzdüse 10/735 offensichtlich nicht auf, da die Rußemissionen im Vergleich zur 6-Lochdüse sogar reduziert werden können. Insgesamt stellen diese beiden Einspritzdüsen jedoch keine gute Alternative dar, so dass für die abschließende Bewertung des Bauteilepotentials, die sich an die nachfolgende Betrachtung der Kolbenmulde C anschließt, die Einspritzdüse 7/600 verwendet wird.

Kolbenmuldenvariation: Kolbenmulde C

Kolbenmulde C weist durch ihren großen Durchmesser prinzipbedingt ein geringes Ladungsbewegungsniveau auf und bietet daher theoretisch ein besonderes Potential für Vielloch-Einspritzdüsen. Zur Verifizierung der Sensibilität werden analog zur Kolbenmulde B die Einspritzdüsen 7/600, 8/709, 6/735 und 10/735 vermessen. Abbildung E.11 im Anhang zeigt das Ergebnis der Messungen. Es zeigt sich, dass im Vergleich zur Kolbenmulde B gegenläufige Tendenzen in Erscheinung treten.

So werden mit der Einspritzdüse 7/600 die schlechtesten Ergebnisse erzielt ($\bar{K}_{\text{stoech}} = 36.5$). Die Einspritzdüse 10/735 dagegen weist aufgrund des geringen Kraftstoffverbrauchs im Teillastbetriebspunkt und der gerin-

gen Rußemissionen mit $\bar{K}_{\text{stoech}} = 40$ die höchste Bewertungskennzahl auf. Dieser Effekt ist vor allem auf einen geringeren Verlust durch unvollständige Verbrennung zurückzuführen, da mit der Einspritzdüse 10/735 über einen weiten Kurbelwinkelbereich gute Oxidationsbedingungen vorliegen. Der hohe Anteil vorgemischter Verbrennung als Folge einer verhältnismäßig homogenen Gemischaufbereitung fördert geringe Rußemissionen, verursacht aber eine ungünstige Motorakustik.

Unabhängig von der Einspritzdüse verursacht Kolbenmulde C eine Beschleunigung der frühen Verbrennungsphase, was vermutlich auf reduzierte Wandwärmeverluste als Folge der geringen Ladungsbewegung (Geschwindigkeitsabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten) zurückzuführen ist. Im weiteren Verbrennungsverlauf verursachen die schleppenden Diffusionsvorgänge eine deutliche Verlangsamung des Verbrennungsvorgangs, so dass die niedrigen Bewertungskennzahlen insgesamt ein geringes Potential der Kolbenmulde C erahnen lassen.

Da der große Kolbenmuldendurchmesser ein geringes Ladungsbewegungsniveau im Brennraum hervorruft, wird in den gleichen Betriebspunkten ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$ bzw. $p_{mi} \approx 20 \text{ bar}$) zusätzlich eine Variation des Dralls vorgenommen. Dazu wird die Klappe im Füllungskanal des Einzylindermotors EZ400 kontinuierlich geschlossen, so dass mehr Gasmasse durch den Drallkanal strömt und eine höhere Drallströmung im Brennraum initiiert wird. Mit der Einspritzdüse 8/709 können durch eine maximale Erhöhung des Dralls der Kraftstoffverbrauch um durchschnittlich 2 % und die Rußemission um durchschnittlich 40 % verringert werden, was vermutlich auf eine höhere Turbulenz in der letzten Verbrennungsphase zurückgeführt werden kann (Abbildung E.12 im Anhang). Diese Effekte dürften insbesondere auf eine Anhebung des Oberflächen-Volumen-Verhältnisses aller Einspritzstrahlen zurückzuführen sein. Mit der Einspritzdüse 10/735 bleibt der Kraftstoffverbrauch über einer Variation des Dralls konstant. Gleiches gilt auch für die Rußemissionen im Vollastbetriebspunkt, da die Gemischbildung nicht verbessert werden kann. Bei niedriger Last dagegen können die Rußemissionen ebenfalls um 40 % reduziert werden. Damit bestätigt sich grundsätzlich die positive Wirkung einer hohen Ladungsbewegung im stöchiometrischen Betrieb.

Nachfolgend werden die Kolbenmulden A, B und C mit der jeweils besten Einspritzdüse miteinander verglichen und unter den gegebenen Randbedingungen das maximal darstellbare Verbesserungspotential im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und die Rußemissionen ermittelt.³²

Kolbenmuldenvariation: Vergleich der Kolbenmulden A, B und C

Tabelle 5.5 enthält eine Übersicht über die erzielten Bewertungskennzahlen mit den Kolbenmulden A, B und C (ohne Voreinspritzung). Für jede der untersuchten Kolbenmulden ist die beste Einspritzdüse im Sinne einer hohen Bewertungskennzahl K_{stoech} (d. h. geringe Rußemissionen und geringer Kraftstoffverbrauch) grau markiert. Nachfolgend werden für die drei Paarungen Mulde A mit Düse 8/735, Mulde B mit Düse 7/600 und Mulde C mit Düse 10/735 bei der Motordrehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ die Zielgrößen diskutiert. Zur besseren Vergleichbarkeit ist in **Abbildung 5.26** auch das Ergebnis bei überstöchiometrischer Betriebsweise ($\lambda \approx 1.35$) sowie die Basiskonfiguration im stöchiometrischen Betrieb (Mulde A mit Düse 7/600) eingezeichnet.

Ausgehend von der Basiskonfiguration A/7/600 kann durch den Einsatz der Einspritzdüse A/8/735 der Kraftstoffverbrauch um maximal 2.4 % reduziert werden. Bei leicht verbesserter Motorakustik können durch eine bessere Luftausnutzung zusätzlich die Ruß- und Kohlenmonoxidemissionen gesenkt werden. Mit der Verwendung der engen Kolbenmulde B in Kombination mit der besten Einspritzdüse (B/7/600) kann eine weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um ca. 1 % erzielt werden. Die Erhöhung des Wirkungsgrads ist in diesem Fall maßgeblich auf eine beschleunigte Energieumsetzung in der Ausbrandphase (gute Luftefassung und hohe Homogenität, vgl. Abbildungen 5.22 und 5.23) zurückzuführen. Folglich zeichnet sich diese Bauteilekombination durch eine deutlich reduzierte Abgastemperatur aus. Wirkungsgradreduzierend stehen eine größere Kolbenoberfläche und ein höheres Ladungsbewegungsniveau gegenüber. Hierdurch tritt ein höherer Wandwär-

³²Die besseren Messergebnisse durch eine Erhöhung des Dralls bei Verwendung der Einspritzdüse 8/709 bleiben unberücksichtigt.

Tabelle 5.5: Bewertungskennzahlen \bar{K}_{stoech} bei Variation der Einspritzdüsengeometrie mit Kolbenmulden A, B und C. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

		Mitteldruck _i [bar]		Mittelwert
		10	20	
Kolbenmulde A	7/600	46	60	53
	8/709	49	60	54.5
	6/735	46	61	53.5
	8/735	48	62	55
	10/735	49	59	54
	6/835	46	60	53
	8/835	46	61	53.5
	9/835	46	59	52.5
	8/1025	46	59	52.5
Kolbenmulde B	7/600	48	60	54
	8/709	46	59	52.5
	6/735	37	51	44
	10/735	33	49	41
Kolbenmulde C	7/600	28	45	36.5
	8/709	31	46	39
	6/735	32	44	38
	10/735	36	44	40

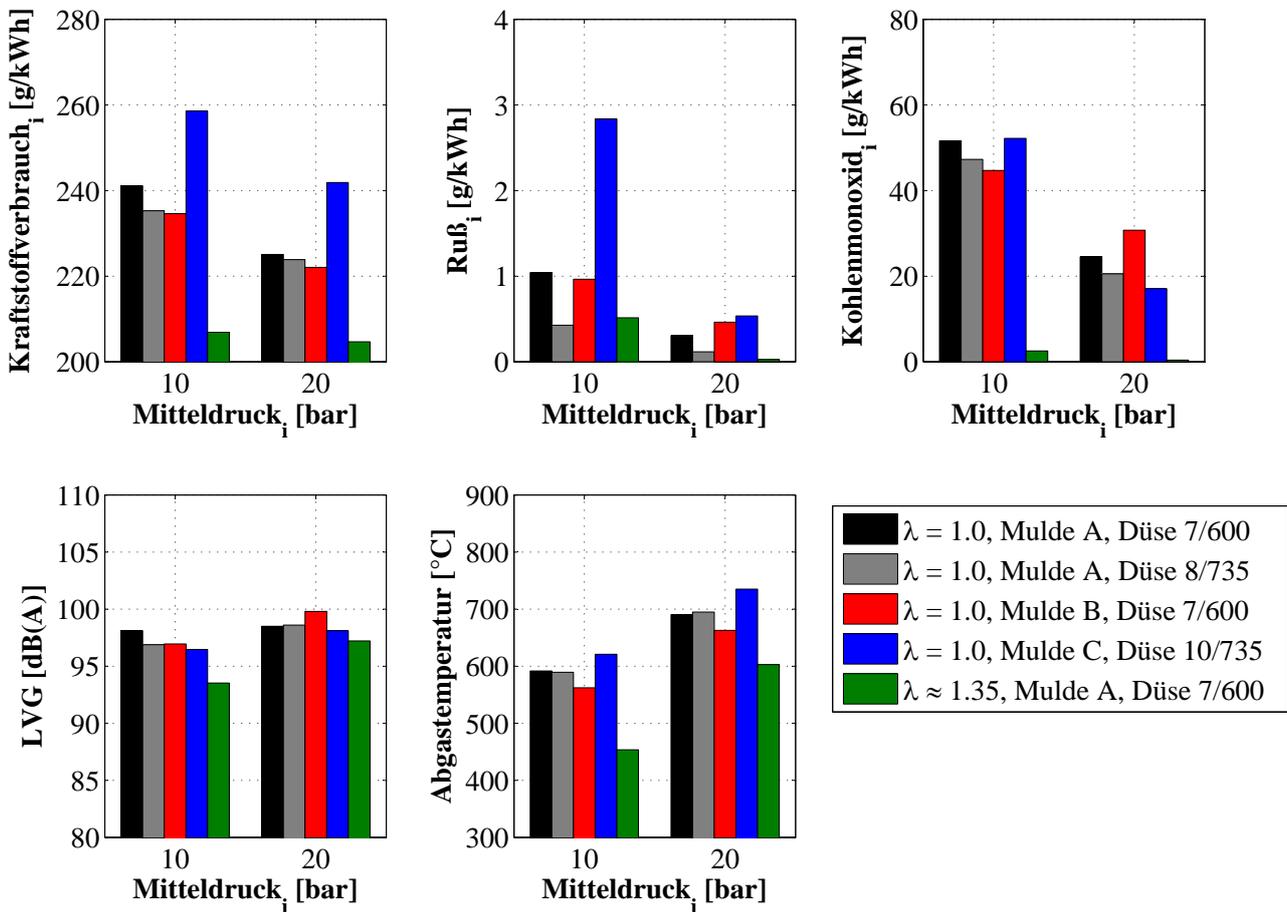


Abbildung 5.26: Kolbenmuldenvergleich bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit „optimalen“ Einspritzdüsen, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$: $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$
 $\lambda \approx 1.35$: $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$ bzw. $p_{\text{Rail}} = 1300 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 35^\circ\text{C}$ bzw. $\vartheta_{\text{Lade}} = 51^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 15^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 26\%$ bzw. $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE1}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $m_{\text{VE2}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

meübergang³³ auf, der einen Teil der Wirkungsgradverbesserung kompensiert. Im Vollastbetriebspunkt führt die Bauteilekombination B/7/600 zusätzlich zu einer erhöhten Emission von Produkten unvollständiger Verbrennung. Auch die Motorakustik ist in diesem Betriebspunkt kritisch zu bewerten³⁴. Mit der höheren Drallströmung und Ausbildung einer Sekundärströmung bei Mulde B steigen die Rußemissionen im Vergleich zur Optimalkonfiguration mit Kolbenmulde A deutlich an. Bei geringer Last ist die Voreinspritzung dafür maßgeblich, wie ein Vergleich der Abbildungen 5.24 und 5.26 zeigt. Bei Vollast dagegen ist der rußerhöhende Effekt der VE von untergeordneter Bedeutung, so dass vermutlich thermisch ungünstige Oxidationsbedingungen dominierend für die Erhöhung der Ruß- und Kohlenmonoxidemissionen sind. Ferner ist nicht endgültig auszuschließen, dass die Überlagerung der Drall- und Sekundärströmung zu einer Torusströmung (vgl. Abbildung 3.4) eine Strahlüberwehung und folglich die Entstehung besonders sauerstoffarmer Zonen bewirkt, in denen vermehrt Ruß entsteht. Zudem wurde gezeigt, dass die Höhenlage des Injektors bei Verwendung der Kolbenmulde B eine herausragende Bedeutung für das Emissionsverhalten und den Prozesswirkungsgrad hat. Eine Anpassung der Strahlursprungslage erfolgte auf Basis von Messungen ohne Voreinspritzung. Sofern zur Reduzierung der vorgemischten Verbrennung jedoch eine VE angewendet wird, kann ein optimaler Auftreffpunkt des Einspritzstrahls auf der Kolbenmulde nicht gewährleistet werden. Da sich der Einspritzzeitpunkt mit der Motorlast und Drehzahl verändert, ist ein Kolben mit geringem Muldendurchmesser und spitzem Muldenkragen, d. h. eine hinsichtlich des Strahlauftreffpunkts sensible Kolbenmulde, folglich nicht zielführend.

Mit der weiten und flachen Kolbenmulde C tritt eine deutliche Verschlechterung praktisch aller Zielgrößen ein. Die Intention dieser Mulde ist die Bereitstellung einer großen freien Strahllänge zur Verringerung der Strahl-Wand-Interaktion, unter Inkaufnahme eines prinzipbedingt signifikant reduzierten Ladungsbewegungsniveaus. Aufgrund der geringen Ladungsbewegung treten insbesondere im Teillastbetriebspunkt drastisch erhöhte Rußemissionen auf. Hier zeigt sich, dass allein die Bereitstellung eines hohen Einspritzdrucks keinesfalls geringe Emissionen bewirkt. Einzig geringe Wandwärmeverluste (und eine damit verbundene Beschleunigung der frühen Diffusionsverbrennung) durch die kleine Kolbenoberfläche (-7.1% im Vergleich zu Kolbenmulde A bzw. -13.4% im Vergleich zu Kolbenmulde B) sowie eine vergleichsweise gute Motorakustik sind positive Aspekte der Kolbenmulde C.

FAZIT: Kolbenmulden A, B und C

Ausgehend von der Basiskolbenmulde A wurden zwei weitere Kolbenmulden experimentell untersucht, deren Geometrien eine besonders ausgeprägte Ladungsbewegung (Mulde B) bzw. eine besonders große freie Strahllänge (Mulde C) ermöglichen. Für jede Kolbenmulde wurde zunächst die Einspritzdüse mit dem größten Potential – bewertet anhand der Kennzahl K_{stoech} – ermittelt und darüber hinaus eine Optimierung der Höhenlage des Injektors vorgenommen. Es konnte gezeigt werden, dass mit Mulde B durch die Erzeugung eines erhöhten Ladungsbewegungsniveaus der Kraftstoffverbrauch reduziert werden kann. Die hohe Sensibilität der Mulde B auf eine Veränderung der Injektorhöhenlage führte bereits bei der Anwendung einer Voreinspritzung und der geänderten Kolbenposition zu teils stark erhöhten Rußemissionen. Das grundsätzliche Potential einer hohen Ladungsbewegung zur Wirkungsgraderhöhung der SDV wurde damit zwar bestätigt³⁵, der beschrittene Weg ist im Hinblick auf eine kennfeldweite Applikation aber keineswegs zielführend.

Die große Bedeutung einer ausgeprägten Ladungsbewegung wurde mit der Kolbenmulde C nochmals deutlich. Die flache Kolbenmulde großen Durchmessers führt zu einer überwiegend drastischen Verschlechterung aller betrachteten Zielgrößen mit Ausnahme der Verbrennungsakustik. Bei konstantem Einspritzdruck verlangsamt sich die Energieumsetzung während der späten Diffusionsverbrennung und des Ausbrands dermaßen, dass

³³vgl. Seite 29

³⁴Das berechnete Verbrennungsgeräusch ist mit einer Voreinspritzung sogar höher als in der Vergleichsmessung ohne Voreinspritzung (vgl. Balken $\Delta SU = 0$ mm in Abbildung 5.24 und Balken $\lambda = 1.0$, Mulde B, Einspritzdüse 7/600 in Abbildung 5.26 bei $p_{mi} \approx 20$ bar). Hier ist die Applikation einer Voreinspritzung (mit den gewählten Parametern) offenkundig nicht sinnvoll.

³⁵vgl. Kapitel 5.4.1

eine Kraftstoffverbrauchserhöhung von bis zu 7.5% im Vergleich zur Basis (Mulde A, Einspritzdüse 7/600) eintritt.

Insgesamt wurde gezeigt, dass die SDV sensibel auf eine veränderte Kolbenmuldengeometrie reagiert. Der Einsatz extremer Kolbenmuldengeometrien ist selbst unter Vernachlässigung des überstöchiometrischen Betriebsverhaltens nicht sinnvoll. Vielmehr lassen die Messergebnisse den Schluss zu, dass leichte geometrische Änderungen vorhandener Kolbenmuldengeometrien den besten Kompromiss im Hinblick auf ein ausgewogenes Verhalten im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb darstellen. Eine signifikante Wirkungsgradverbesserung der SDV ist dadurch allerdings nicht zu erwarten, so dass ein massiver Wirkungsgradnachteil im Vergleich zur KDV bestehen bleibt. Eine Zusammenfassung der wesentlichen Messergebnisse mit den Kolbenmulden B und C im Vergleich zur Basismulde A enthält **Abbildung 5.27**.

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
Tiefe, enge Kolbenmulde (Mulde B)	+	○	○	+
Weite, flache Kolbenmulde (Mulde C)	-	-	○	-

Abbildung 5.27: Matrix der wesentlichen Messergebnisse zur Variation der Kolbenmuldengeometrie am Versuchsaggregat EZ400

5.4.3 Abgasrückführung

Ein wesentlicher Nachteil der SDV im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren ist die höhere Prozesstemperatur. Diese führt zu erhöhten exergetischen Verlusten und ist maßgeblich für den höheren Kraftstoffverbrauch verantwortlich, vgl. Kapitel 5.3.2. Eine Erhöhung des Wirkungsgrads sollte somit durch eine Absenkung der Verbrennungstemperatur erzielt werden können. Inwieweit sich die externe Abgasrückführung (eAGR) bei konstanter Last auf die Verbrennungscharakteristik auswirkt, ist Gegenstand der Untersuchungen in diesem Kapitel.

Die Messungen werden am Einzylindermotor EZ400 bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Der indizierte Mitteldruck ist mit $p_{mi} = 10.5 \text{ bar}$ bzw. $p_{mi} = 18.1 \text{ bar}$ durch eine Erhöhung des Ladeluftdrucks mit steigender AGR-Rate konstant. Es sei angemerkt, dass die Verdichtungsarbeit zur Erzeugung des Ladeluftdrucks durch ein externes Aufladeaggregat verrichtet wird. Da Abgasgegendruck und Ladeluftdruck stets gleich geregelt werden, bleibt die (spüldruckgefälleabhängige) Ladungswechselarbeit in guter Näherung unbeeinflusst. Dennoch können die Einzylindereergebnisse nicht direkt auf einen abgasturboaufgeladenen Mehrzylindermotor übertragen werden, da einerseits der Abgasgegendruck (u. a. bedingt durch Strömungsverluste im Abgasturbolader) in der Regel höher ist als der Ladeluftdruck und andererseits der darstellbare Ladeluftdruck begrenzt ist. **Abbildung 5.28** enthält die Messergebnisse der eAGR-Variation. Zusätzlich zu den Kurven im stöchiometrischen Betrieb enthalten die Diagramme einen entsprechenden „Serienbetriebspunkt“ bei gleicher Last.

Mit der Anwendung sehr hoher Abgasrückföhraten weist die SDV hohe Kohlenwasserstoffemissionen auf, weil die Brennraumtemperatur drastisch reduziert wird und sich die Oxidationsbedingungen dadurch verschlechtern. Gleichzeitig steigt der Zündverzug an, was den Eintrag von Kraftstoff in den wandnahen Bereich begünstigt. Die Verbrennungakustik wird mit steigender AGR-Rate besser, da die Verbrennungsgeschwindigkeit durch das zurückgeföhrte Abgas verlangsamt wird. Als Folge des größeren Gasmassenstroms und der höheren Wärmekapazität sinkt die Abgastemperatur mit steigender AGR-Rate deutlich. So kann bei $p_{mi} = 10.5 \text{ bar}$ eine maximale Reduzierung um mehr als 200 K und bei $p_{mi} = 18.1 \text{ bar}$ eine maximale Reduzierung um knapp 200 K erzielt werden. Hinsichtlich der thermischen Belastung eines Abgasturboladers stellt die Abgasrückführung damit einen Vorteil dar. Die Kohlenmonoxidemissionen steigen als Produkt einer unvollständigen Verbrennung mit steigender AGR-Rate an. Die Ursachen hierfür sind einerseits der Verdünnungseffekt der AGR sowie andererseits die Zunahme des Inertgasanteils insbesondere in der Nähe der Zylinderwandung, vgl. Kapitel 3.5.1. Beide Effekte föhren zur Reduzierung der Reaktionsgeschwindigkeit und zu einem früheren Einfrieren der Oxidationsreaktionen in der Expansionsphase. Zudem ist mit einer Erhöhung der AGR-Rate ein massiver Anstieg der Rußemissionen zu beobachten. Die Darstellbarkeit einer kontinuierlichen Dieselpartikelfilterregeneration (s. Kapitel 5.5) ist angesichts der massiv erhöhten Rußemission mit AGR daher von besonderer Bedeutung. Nebenbei sei angemerkt, dass trotz der Applikation einer Voreinspritzung im niederlastigen Betriebspunkt eine Teilhomogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemischs erzielt werden kann.

Bei konstanter Last ist mit steigender AGR-Rate ein sinkender Kraftstoffverbrauch erzielbar. So kann im Betriebspunkt mit $p_{mi} = 10.5 \text{ bar}$ der Kraftstoffmehrverbrauch im Vergleich zum überstöchiometrischen Referenzpunkt von knapp 14 % ohne AGR auf ca. 8 % bei $\tilde{x}_{eAGR} = 44 \%$ sowie im Betriebspunkt mit $p_{mi} = 18.1 \text{ bar}$ von rund 9 % ohne AGR auf 5 % bei $\tilde{x}_{eAGR} = 29 \%$ reduziert werden. Dabei ist der erforderliche Ladeluftdruck mit $p_{Lade} = 1870 \text{ mbar}$ bzw. $p_{Lade} = 2414 \text{ mbar}$ am turboaufgeladenen Vollmotor darstellbar³⁶. Zwar kann im niederlastigen Betriebspunkt mit noch höheren AGR-Raten eine weitere Senkung des Kraftstoffverbrauchs durch die Reduzierung der Verluste unvollständiger Verbrennung und sinkende Wandwärmeverluste herbeigeföhrt werden. Allerdings ist dieses Verhalten an einen höheren Aufladegrad gebunden, der einzig am fremdaufgeladenen Einzylindermotor wirkungsgradneutral darstellbar ist.

Abbildung 5.29 zeigt die Durchbrennfunktionen aller vier Messpunkte. Obwohl die Schwerpunktlage für alle Messpunkte bei $\varphi_{Q50} = 10^\circ \text{KWn.OT}$ liegen sollte und der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung ent-

³⁶Basierend auf Vergleichsmessungen am turboaufgeladenen Vierzylindermotor VM1600, die hier nicht dargestellt sind.

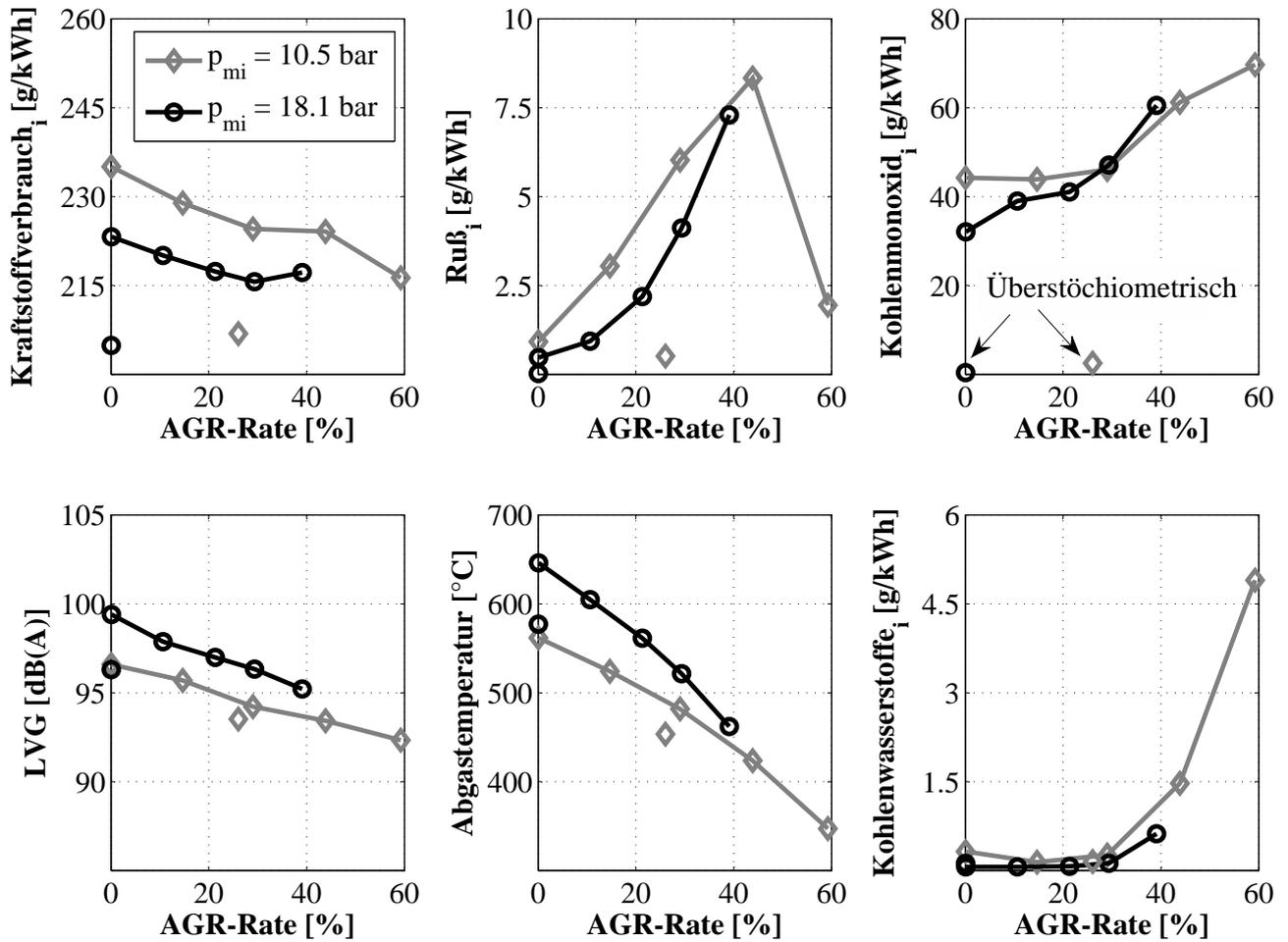


Abbildung 5.28: Abgasrückführung bei konstanter Motorlast mit „Mulde B“ und Düse 7/600, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $m_{\text{VE}} \approx 2 \text{ mg/Hub}$, Parametrierung gilt nicht für überstöchiometrische Vergleichspunkte

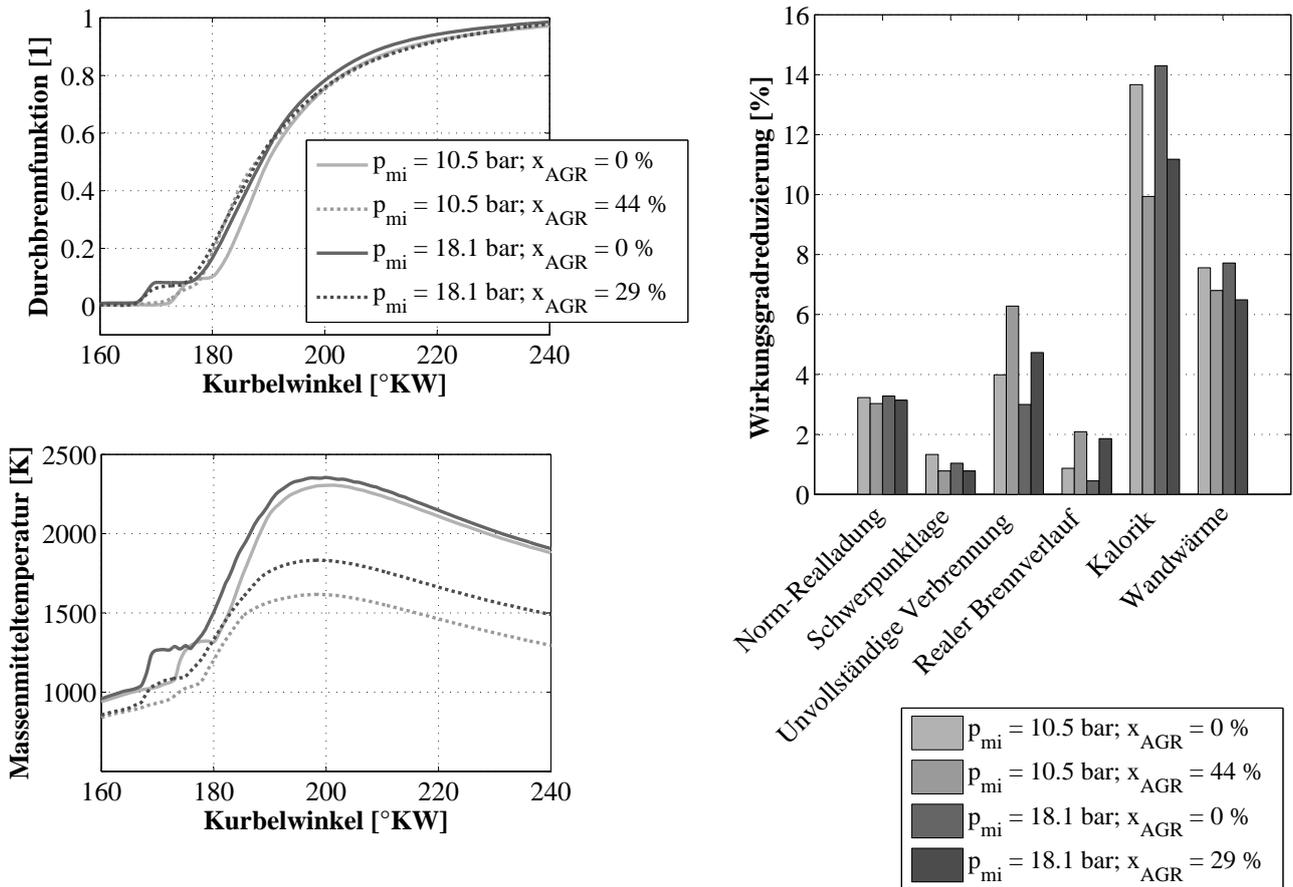


Abbildung 5.29: Durchbrennfunktion, Massenmitteltemperatur und Verlustanalyse für Betriebspunkte ohne und mit Abgasrückführung, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $m_{\text{VE}} \approx 2 \text{ mg/Hub}$

sprechend geregelt wird, ergeben sich hier leichte Differenzen ($< 2^\circ\text{KW}$). Diese sind auf die Ungenauigkeit der schnellen Heizverlaufberechnung nach [Rassweiler und Withrow 1938] zurückzuführen. Zudem basiert die Berechnung der Durchbrennfunktion im Gegensatz zur genannten Echtzeitberechnung auf der Brennrate. Das Brennende der Betriebspunkte mit AGR wird bedingt durch die inertgasverdünnte Zylinderladung und die daraus resultierende langsamere Energieumsetzung trotz der leicht früheren Schwerpunktlage (kleinere Wirkungsgradreduzierung bei „Schwerpunktlage“) später erreicht. Daher weist die Verlustteilung beim „Realen Brennverlauf“ eine größere Wirkungsgradreduzierung aus. Die Absenkung der Prozesstemperatur führt zur Reduzierung der thermischen Verluste („Kalorik“ und „Wandwärme“) und ist ausschlaggebend für die erzielbare Kraftstoffverbrauchsreduzierung.

Per Definition werden in der thermodynamischen Verlustanalyse die CO-, H₂- und HC-Emissionen den Produkten unvollständiger Verbrennung zugeschlagen³⁷. Sofern sehr hohe Rußemissionen auftreten, sind diese ebenfalls energetisch relevant, vgl. Kapitel 5.3.2. Werden die CO-, H₂-, HC- und Rußemissionen berücksichtigt und dabei für die CO-Emissionen mit einem Heizwert von $H_{u,\text{CO}} = 10.05 \text{ MJ/kg}$, für die H₂-Emissionen mit einem Heizwert von $H_{u,\text{H}_2} = 119.97 \text{ MJ/kg}$, für die HC-Emissionen mit dem Heizwert des Kraftstoffs ($H_u = 43.11 \text{ MJ/kg}$), für 75 % des emittierten Rußes mit dem Heizwert des Kohlenstoffs ($H_{u,\text{C}} = 32.8 \text{ MJ/kg}$) und für 25 % des emittierten Rußes mit dem Heizwert des Kraftstoffs gerechnet, so zeigt sich, dass durch die Anwendung hoher AGR-Raten bei der stöchiometrischen Verbrennung bis zu 3 % der zugeführten Energie im Ruß gebunden ist, siehe **Abbildung 5.30**. In Betriebspunkten ohne AGR kann der Exergieverlust durch die Rußemissionen näherungsweise vernachlässigt werden. Grundsätzlich machen die Kohlenmonoxidemissionen bei der SDV, unabhängig von der Höhe der AGR-Rate, den größten Anteil an der „unvollständigen Verbrennung“ aus. Dagegen ist auch bei sehr hohen Abgasrückführaten der Exergieverlust durch die Kohlenwasserstoffemissionen vergleichsweise gering.

FAZIT: Abgasrückführung

Die Abgasrückführung bei konstanter Last ermöglicht am Einzylindermotor eine deutliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgastemperatur. Der Kraftstoffmehrerbrauch kann in den beiden untersuchten Betriebspunkten auf durchschnittlich 6.5 % im Vergleich zum überstöchiometrischen Betrieb verringert werden. Hierfür ist allerdings eine Erhöhung des Ladeluftdrucks notwendig und es tritt ein massiver Anstieg der Rußemissionen auf. Akustisch ist die Abgasrückführung vorteilhaft. Eine Matrix der wesentlichen Versuchsergebnisse zeigt **Abbildung 5.31**.

Bei einer Anwendung der Abgasrückführung am turboaufgeladenen Mehrzylindermotor ist bedingt durch die notwendige Erhöhung des Aufladegrads ein geringerer Kraftstoffverbrauchsvorteil zu erwarten. Zudem können die höheren Rußemissionen dazu beitragen, dass der Abgasgedruck und damit der Kraftstoffverbrauch als Folge einer schnelleren Partikelfilterbeladung und einer Verkürzung der Regenerationsintervalle steigen.

³⁷Die H₂-Emissionen werden mithilfe des Wassergasgleichgewichts anhand der gemessenen CO-Emissionen berechnet.

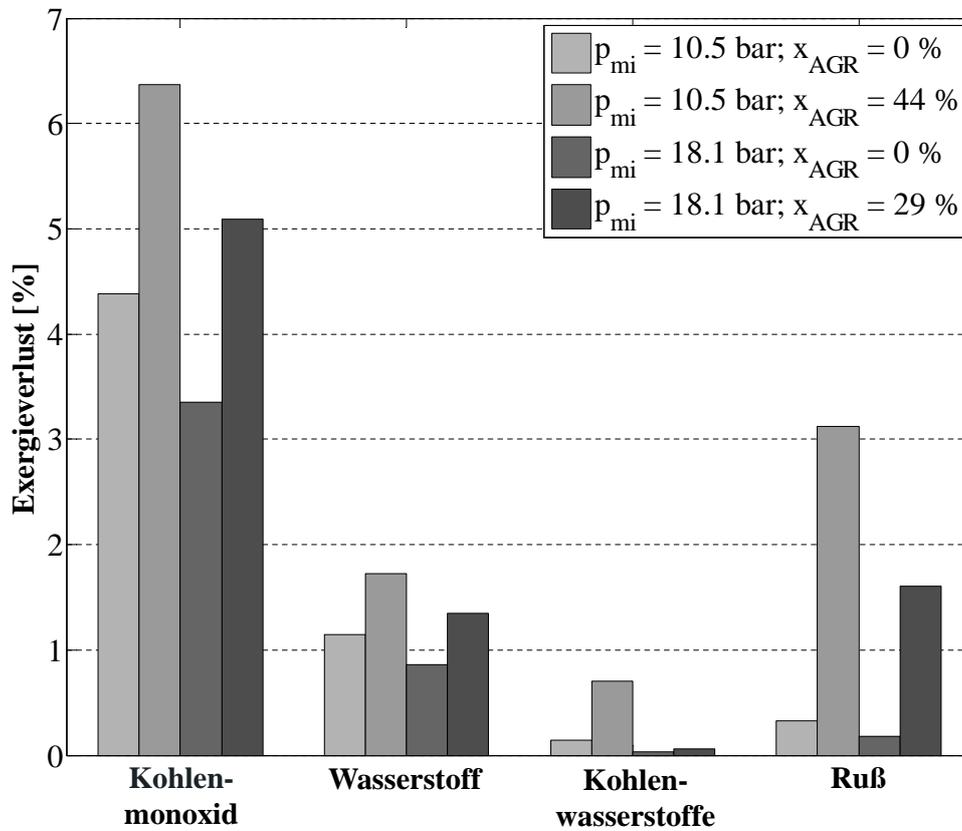


Abbildung 5.30: Exergieverlust durch Produkte unvollständiger Verbrennung bei Anwendung der Abgasrückführung, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $m_{VE} \approx 2 \text{ mg/Hub}$

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
Abgasrückführung (konstante Motorlast)	+	-	+	+

Abbildung 5.31: Matrix der wesentlichen Messergebnisse bei Erhöhung der Abgasrückführrate bei konstanter Motorlast am Versuchsaggregat EZ400

5.5 Partikelfilterregeneration

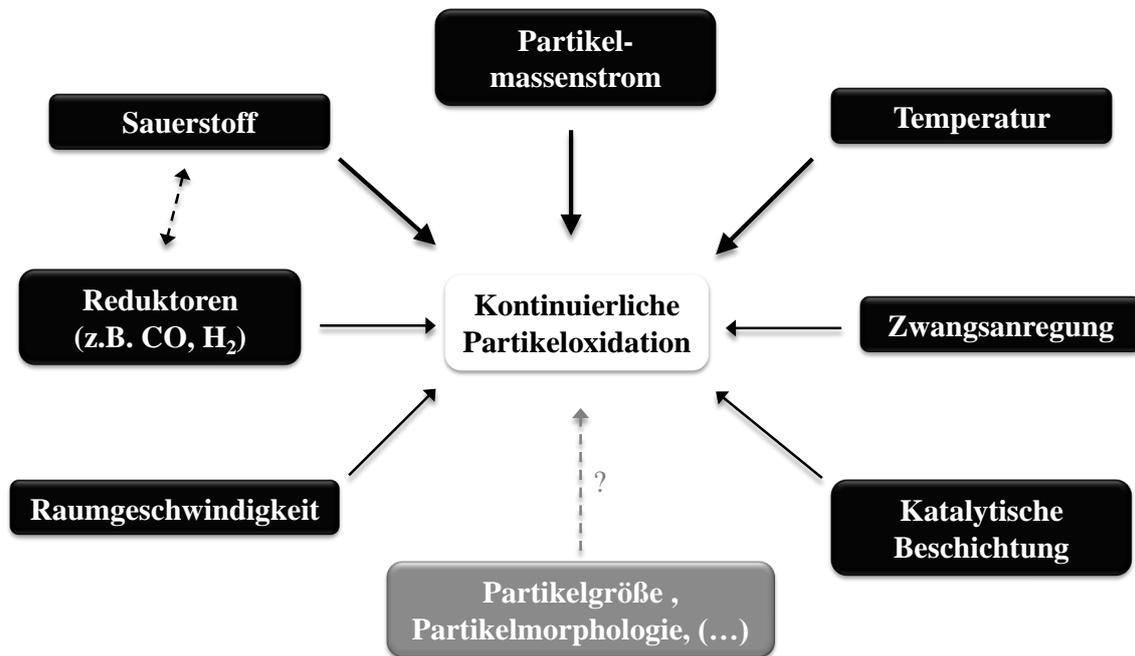


Abbildung 5.32: Einflussfaktoren auf die kontinuierliche Partikeloxidation im Dieselpartikelfilter bei stöchiometrischer dieselmotorischer Verbrennung

In den vorangehenden Betrachtungen hat sich gezeigt, dass die Partikelemissionen der SDV im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren teilweise stark erhöht sind. In Kombination mit dem geringen Potential einer angelagerten Nacheinspritzung, die Partikelemissionen zu reduzieren (vgl. Kapitel 5.4), kommt dem Regenerationsverhalten des obligatorischen Dieselpartikelfilters eine besondere Bedeutung zu.

Messungen in unterschiedlichen Betriebspunkten lassen den Schluss zu, dass für eine Umsetzung einer *kontinuierlichen* Regeneration (d. h. ohne die Einleitung spezifischer Regenerationsmaßnahmen) im stöchiometrischen Betrieb insbesondere

- die Sauerstoffkonzentration vor Dieselpartikelfilter,
- der Rußmassenstrom sowie
- die Temperatur im Partikelfilter

bestimmend sind. Die Messungen zeigen, dass die kontinuierliche Regeneration des Dieselpartikelfilters im stöchiometrischen Betrieb minimal 600 °C Gastemperatur im DPF erfordert. Dabei darf das Verhältnis des Rußmassenstroms zur Sauerstoffkonzentration vor DPF einen kritischen Wert (der vor allem von der Raumgeschwindigkeit³⁸ abhängig ist) nicht überschreiten. Als Konsequenz hat auch die Konzentration der verbliebenen Reduktoren (insbesondere CO- und H₂-Emissionen) vor DPF einen entscheidenden Einfluss auf die Darstellbarkeit der kontinuierlichen Regeneration. Da Wasserstoff und Kohlenmonoxid reaktiver als Kohlenstoff sind, läuft die Oxidation dieser Komponenten im (katalytisch beschichteten) Dieselpartikelfilter bevorzugt ab und die Sauerstoffkonzentration sinkt. Zwar ist bei der stöchiometrischen Gemischführung für sämtliche Kohlenstoffatome (Rußpartikel) global ausreichend Sauerstoff für deren vollständige Oxidation vorhanden, allerdings ist auch die räumliche Trennung der beiden Reaktionspartner entscheidend. Die Oxidation im Dieselpartikel-

³⁸Raumgeschwindigkeit: Abgasvolumenstrom / Filtervolumen

filter setzt voraus, dass sich Kohlenstoff und Sauerstoff einerseits „treffen“ und andererseits die Reaktionen ausreichend schnell ablaufen. Mit den untersuchten Hardware- und Parameter-Varianten lässt sich dieser Einfluss allerdings experimentell nicht quantifizieren, da mit der Änderung des Parameters Raumgeschwindigkeit ein Betriebspunktwechsel und damit gleichzeitig eine ungewollte Änderung anderer relevanter Parameter verbunden ist. Grundsätzlich könnte sich der größere Partikeldurchmesser im stöchiometrischen Betrieb ungünstig auf die Rußoxidation auswirken, da das Oberflächen-Volumen-Verhältnis sinkt und die Oxidatoren auf eine im Verhältnis zur Masse kleinere Kontaktfläche treffen, vgl. [Wiartalla 1995, Liebsch 2005]. Ferner ist vorstellbar, dass die Partikelmorphologie einen Einfluss auf den Gütegrad des Rußabbrands im Dieselpartikelfilter hat.

Experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Versuchsaggregaten (hier nicht dargestellt) zeigen, dass die katalytische Beschichtung des Dieselpartikelfilters entscheidend für die „kritische Grenze“ einer Umsetzbarkeit ist. Die Messungen lassen den Schluss zu, dass die Beschichtung der Abgasnachbehandlungskomponenten mit Ceroxiden zur Erzeugung einer Sauerstoffspeicherfähigkeit und / oder Rhodium zur Reduktion von Stickoxiden nachteilig im Hinblick auf die Umsetzbarkeit einer kontinuierlichen Rußoxidation ist. Die Anwendung einer Zwangsanregung (Lambdamodulation, vgl. Kapitel 5.1) förderte dagegen bei der Mehrzahl der Messungen die Darstellbarkeit einer kontinuierlichen Regeneration. **Abbildung 5.32** enthält eine Übersicht der experimentell ermittelten (schwarz) und denkbaren (grau) Einflussfaktoren auf die Realisierbarkeit einer kontinuierlichen Dieselpartikelfilterregeneration.

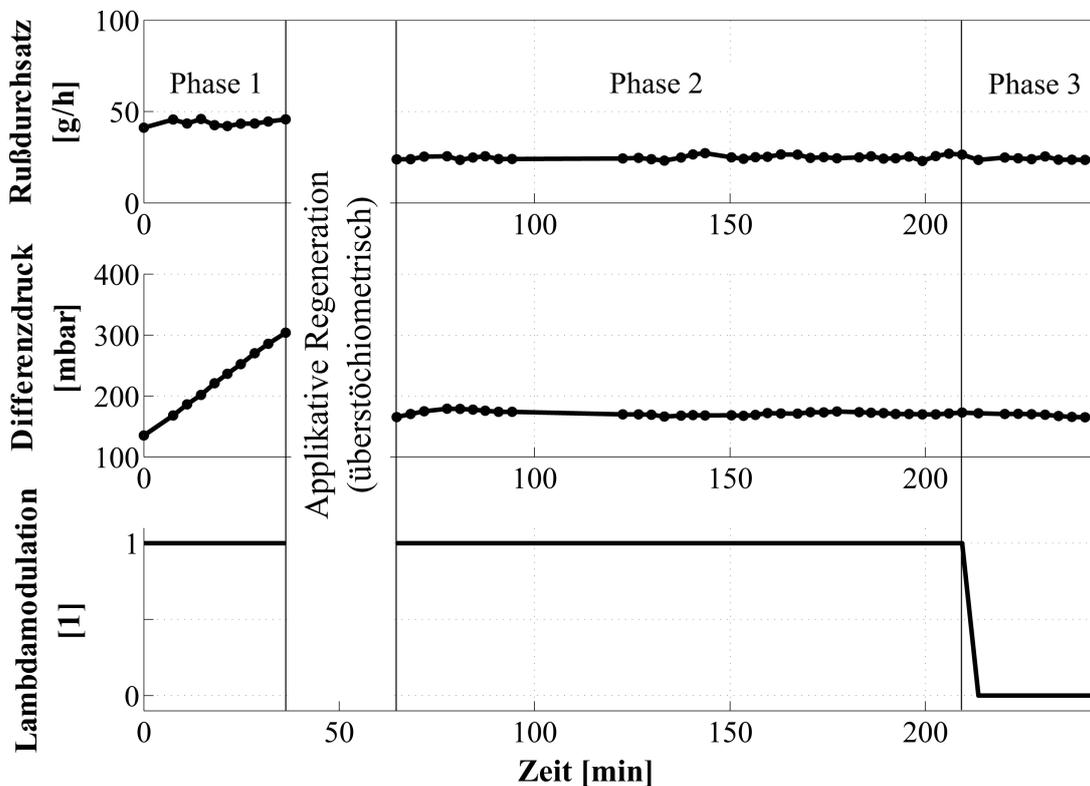


Abbildung 5.33: Realisierbarkeit einer kontinuierlichen Dieselpartikelfilterregeneration in Abhängigkeit des Rußdurchsatzes, Versuchsaggregat: VM1600. $0.99 < \lambda < 1.01$ (Phase 1 und 2) bzw. $\lambda = 1.0$ (Phase 3), $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 24 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 2000 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$

Nachfolgend wird beispielhaft das Ergebnis einer Messreihe bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ in der Vollast gezeigt, **Abbildung 5.33**. Dieser Betriebspunkt zeichnet sich durch einen besonders hohen Rußmassendurchsatz aus

und erfüllt gleichzeitig die thermischen Voraussetzungen der kontinuierlichen Regeneration. Die Anordnung der Abgasnachbehandlungskomponenten ist **Abbildung 5.34** zu entnehmen. Der mit „Oxi“ gekennzeichnete Oxidationskatalysator verfügt über eine Platin-, Palladium- und Rhodiumbeschichtung und besitzt damit eine vergleichbare Wirksamkeit wie ein Dreiwegekatalysator. Der nachgeschaltete Dieselpartikelfilter enthält die Edelmetalle Platin und Palladium, vgl. Kapitel 5.1.

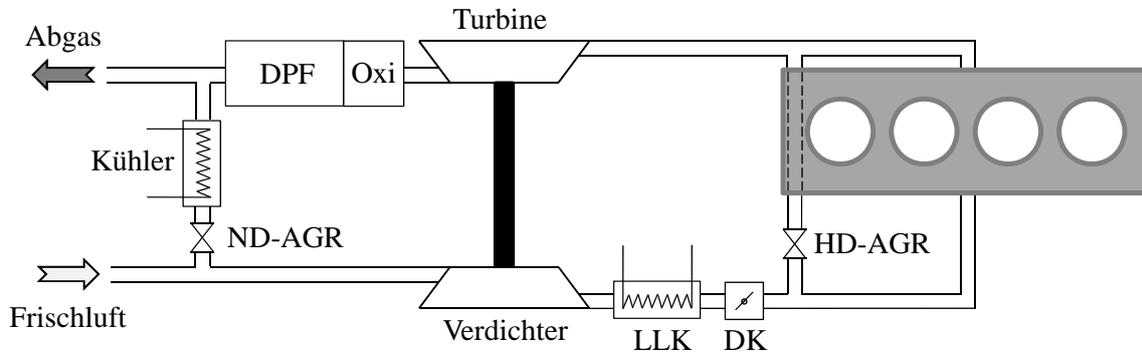


Abbildung 5.34: Systemschaubild: Anordnung der Abgasnachbehandlungskomponenten am Versuchsaggregat VM1600

Die Messung ist in drei Phasen untergliedert: In Phase 1 ergibt sich mit einer einfachen Voreinspritzung ein Rußdurchsatz von ca. 42 g/h. Dagegen wird in Phase 2 bei ansonsten gleichen Randbedingungen die Voreinspritzung deaktiviert und eine späte Nacheinspritzung appliziert ($m_{NE} \approx 4 \text{ mg/Hub}$, $\varphi_{ASB,NE} = 40^\circ \text{KW n. OT}$). Mit dieser Applikation wird der Rußdurchsatz deutlich reduziert (auf ca. 25 g/h)³⁹. Im Gegensatz zu den Phasen 1 und 2 erfolgt in Phase 3 eine Messung ohne Zwangsanzregung bei ansonsten gleicher Parametrierung wie in Phase 2. Die Abgastemperatur im Dieselpartikelfilter beträgt während der gesamten Messreihe $\vartheta > 610^\circ \text{C}$.

Der hohe Rußdurchsatz in Phase 1 führt bei einer Sauerstoffkonzentration $\tilde{x}_{O_2} \approx 1\%$ vor Dieselpartikelfilter zu einem steilen Anstieg des Differenzdrucks über DPF. Bei konstantem Volumenstrom durch den DPF kann der Druckanstieg über Filter als Zeichen für einen unvollständigen Rußabbrand gewertet werden. Nach 36 Minuten ist die zulässige Beladung des Dieselpartikelfilters erreicht und es wird applikativ bei überstöchiometrischem Gemisch eine Regeneration durchgeführt. In Phase 2 ermöglicht der um 40% reduzierte Rußdurchsatz ein Gleichgewicht zwischen der Einlagerung von Partikeln im DPF und deren Abbrand. Folglich bleibt der Differenzdruck über Dieselpartikelfilter konstant. Dieser Zustand wird über einen Zeitraum von mehr als zwei Stunden beibehalten. In Phase 3 schließlich wird bei ansonsten unveränderter Parametrierung die Zwangsanzregung ausgeschaltet. Im Volllastbetriebspunkt zeigt sich kein nachteiliger Effekt auf die kontinuierliche Regenerierbarkeit. Vermutlich ist dies darauf zurückzuführen, dass sich bei Anwendung einer Zwangsanzregung der Partikelmehrausstoß und die geringere Rußoxidationsrate während der Fettphasen der Zwangsanzregung ($\lambda < 1.0$) einerseits und der Partikelminderausstoß und die höhere Rußoxidationsrate während der Magerphasen ($\lambda > 1.0$) andererseits kompensieren.

FAZIT: Partikelfilterregeneration

Im stöchiometrischen Betrieb ist eine kontinuierliche Partikelfilterregeneration, d. h. ein Gleichgewicht zwischen Partikeleinlagerung und Partikelabbrand, grundsätzlich möglich. Als wesentliche Kriterien konnten die Parameter Temperatur im DPF, Sauerstoffkonzentration vor DPF sowie der Rußmassenstrom identifiziert werden. Es zeigte sich, dass nicht in jedem der untersuchten Betriebspunkte eine vollständige kontinuierliche Rußoxidation erfolgt, obwohl dies bei der spezifischen Abgaszusammensetzung des stöchiometrischen Betriebs und

³⁹Die späte Nacheinspritzung führt zu einer Reduzierung des Verbrennungswirkungsgrads.

einer Temperatur $\vartheta > 600^\circ\text{C}$ theoretisch der Fall sein müsste (Stoffmengenbilanz). Da mit einer Veränderung eines Parameters am Motorprüfstand häufig eine ungewünschte Veränderung anderer Parameter verbunden ist, konnten die Quereinflüsse nicht quantifiziert werden. Hier sollten für das bessere Verständnis weitergehende Untersuchungen (insbesondere zur Wirkung katalytischer Beschichtungen) angestellt werden.

5.6 Kennfeldausweitung

Die Anwendbarkeit der Abgasrückführung zur Reduzierung der Stickoxidemissionen des Dieselmotors sinkt mit steigender Last. Eine mögliche Strategie zur Erzielung geringer Stickoxidemissionen bei einem möglichst geringen Kraftstoffverbrauch im gesamten Kennfeld könnte daher die Anwendung der SDV oberhalb einer zu definierenden Grenzlast sein. Darunter sollte aus Gründen des besseren Wirkungsgrads auf den konventionellen dieselmotorischen Betrieb zurückgegriffen werden, vgl. darstellbares Kennfeld in Kapitel 5.2. In diesem Kapitel wird am Einzylindermotor EZ500 die darstellbare Lastreduzierung unter der Annahme eines minimal dastellbaren Ladeluftdrucks $p_{Lade} = 1100 \text{ mbar}$ bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ untersucht.

5.6.1 Lastreduzierung

Ein geeignetes Mittel zur Ausweitung des stöchiometrisch darstellbaren Kennfeldbereichs ist die Lastreduzierung. Einige Maßnahmen, die Zylinderfüllung zu verringern und auf diesem Wege die Last zu reduzieren (z. B. Androsselung, Ventilhubreduzierung, Abgasrückführung), sind vom Ottomotor bekannt. In Serienfahrzeugen mit Ottomotoren haben sich mittlerweile zahlreiche Systeme zur variablen Steuerung der Ventilsteuerzeiten etabliert und angesichts ihres hohen Potentials wird sich dieser Trend zukünftig voraussichtlich fortsetzen [Bernard et al. 2009, Haas und Rauch 2010, Flierl et al. 2011]. Im folgenden Abschnitt werden am Einzylindermotor EZ500 mit vollvariablem Ventiltrieb die Methoden Abgasrückführung (intern und extern), das Miller- und Atkinsonverfahren sowie eine Phasenverschiebung der Einlassventilhübe zur Lastreduzierung untersucht und bewertet.

Da mit der Androsselung, bedingt durch erhöhte Ladungswechselverluste, zwangsläufig eine Wirkungsgradreduzierung einhergeht, wird auf diese Möglichkeit der Lastreduzierung im stöchiometrischen Betrieb nicht weiter eingegangen. Im Fokus der Untersuchungen zur Lastreduzierung stehen wiederum insbesondere der Kraftstoffverbrauch und die Rußemissionen; darüber hinaus werden die Produkte unvollständiger Verbrennung, die Akustik sowie die Abgastemperatur betrachtet.

Lastreduzierung mittels Abgasrückführung

Der lastreduzierende Effekt durch (interne und externe) Abgasrückführung basiert auf der Substitution eines Teils der angesaugten Frischluft durch Abgas. Folglich befindet sich zur Erzielung des gewünschten Motordrehmoments bei konstantem Ladeluftdruck weniger Sauerstoff im Brennraum und die eingespritzte Kraftstoffmasse zur Darstellung eines stöchiometrischen Gemischs ist kleiner.

Der vollvariable Ventiltrieb ermöglicht zusätzlich eine definierte interne Abgasrückführung durch eine Veränderung der Ventilsteuerzeiten. Basierend auf Voruntersuchungen wird die Strategie „Abgasvorlagern“ als beste Variante hinsichtlich Emissionen und Kraftstoffverbrauch gewählt⁴⁰. Hierbei wird während des Ausschietakts ein Einlassventil mit reduziertem Hub kurzzeitig geöffnet, so dass Abgas in den Ansaugkanal strömt, dort „vorgelagert“ und im Ansaugtakt wieder angesaugt wird. Mit der Höhe und Länge des Ventilhubes variiert die zurückgeführte Abgasmasse.

Es wurde bereits darauf hingewiesen, dass die SDV i. d. R. praktisch frei von Kohlenwasserstoffemissionen ist (unter 30 ppm), diese Aussage mit der Rückführung von Abgas jedoch nicht zutrifft. Im folgenden werden daher auch die HC-Emissionen betrachtet. Der besseren Vergleichbarkeit halber werden die Versuchsergebnisse mit externer und interner AGR (eAGR bzw. iAGR) in einem Diagramm dargestellt. Zur Reduzierung der thermischen Belastung des Ansaugtrakts bei Anwendung interner AGR wird die Motordrehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ gewählt.

⁴⁰Ferner wurden die Varianten „Abgasrücksaugen“, d. h. ein Teilhub des Auslassventils während des Ansaugtakts, sowie „Abgasrückhalten“, d. h. eine verkürzte Öffnungsdauer des Auslassventils, untersucht.

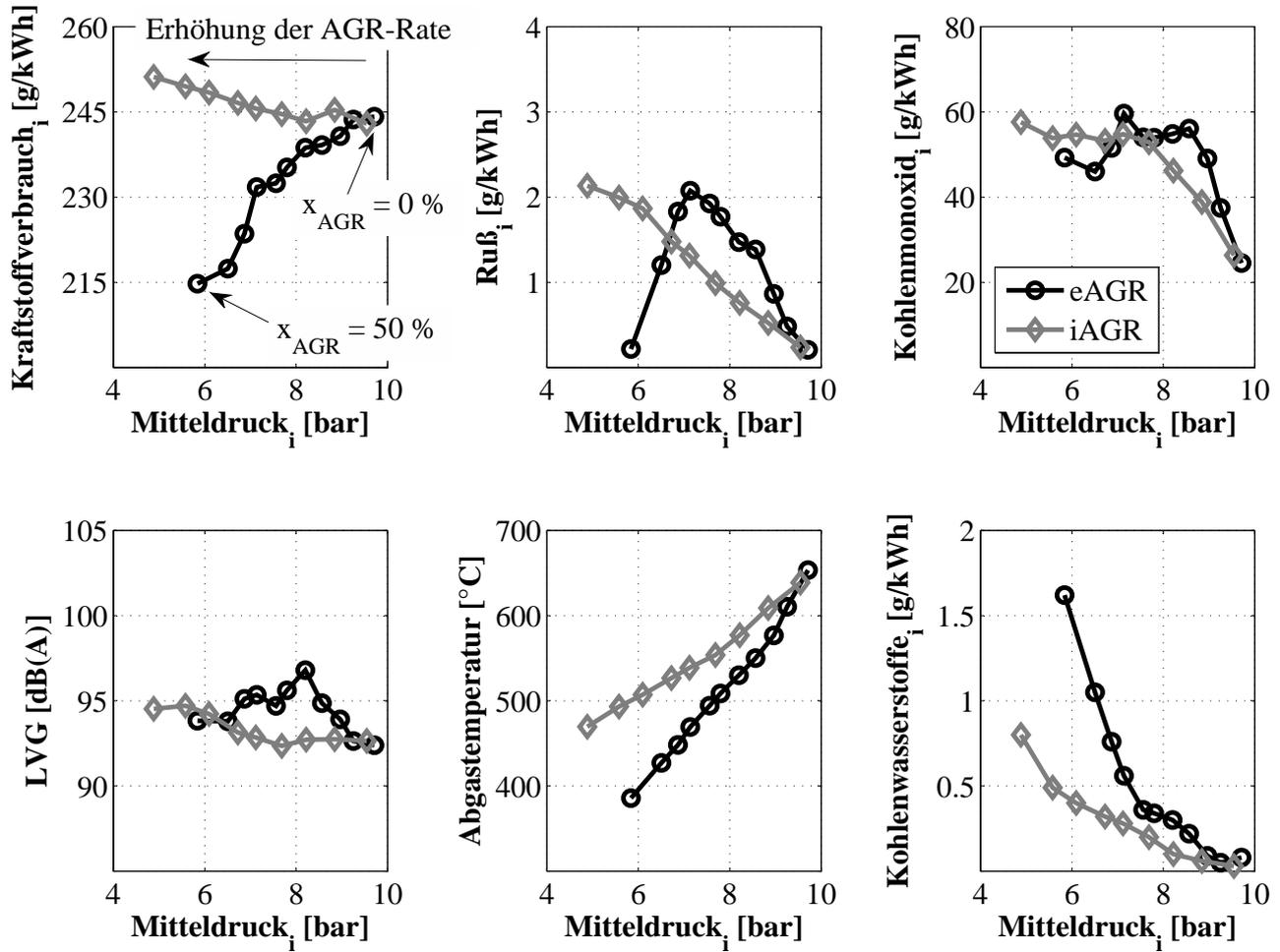


Abbildung 5.35: Reduzierung der Last durch externe und interne AGR, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$ mit iAGR, $m_{\text{VE}} \approx 1 \dots 3 \text{ mg/Hub}$ mit eAGR, $p_{\text{Lade}} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{\text{Abgas}} = 1300 \text{ mbar}$

Eine Erhöhung der Voreinspritzmasse mit steigender eAGR-Rate verhindert eine Verschlechterung der Akustik auf unzulässig hohe Werte (Erhöhung von $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$ ohne eAGR auf $m_{VE} \approx 3 \text{ mg/Hub}$ mit $\tilde{x}_{eAGR} = 60\%$). Im Falle der internen AGR ist eine Anpassung der Voreinspritzmenge nicht notwendig, da sich durch das heiße zurckgefhrte Restgas keine nennenswerte Verlängerung des Zündverzugs mit steigender iAGR-Rate einstellt.

Eine Absenkung der Motorlast durch eAGR führt im stöchiometrischen Betrieb zu einer Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, siehe **Abbildung 5.35**, vgl. Kapitel 5.4.3. Dazu tragen im wesentlichen zwei Mechanismen bei: Es wurde gezeigt, dass die vergleichsweise hohe Verbrennungstemperatur zu erhöhten chemischen Verlusten und einem höheren Wandwärmeverlust führt (Kapitel 3.6). Da die Wärmekapazität des rückgeführten Gasgemischs höher im Vergleich zur Wärmekapazität reiner Luft ist, wird dem Brennraum mehr Wärme entzogen. Damit führt die eAGR zu einer deutlichen Temperaturabsenkung sowohl in der Kompressions- als auch in der Verbrennungsphase. Zusätzlich führt der Verdünnungseffekt der AGR zu einer geringeren Verbrennungstemperatur, vgl. Kapitel 3.5.1.

Dagegen kann durch interne Abgasrückführung keine Kraftstoffverbrauchsreduzierung erzielt werden. Zwar sind mit iAGR sowohl die Verbrennungstemperatur als auch die kalorischen Verluste und der Wandwärmeverlust niedriger als ohne Abgasrückführung (**Abbildung 5.36**⁴¹), der höhere Verlust durch unvollständige Verbrennung führt aber in Summe zu einem leichten Wirkungsgradmalus. Die Brennraten desselben Betriebspunkts unterscheiden sich mit externer und interner AGR stark voneinander, s. **Abbildung 5.36** links oben. Die externe Rückführung kalten Abgases führt zur o. g. Reduzierung des Temperaturniveaus, so dass bei konstantem elektrischem Ansteuerbeginn der Voreinspritzung diese später durchbrennt als bei der Rückführung heißen Abgases im Falle der iAGR. Die Temperatur der Ladeluft ist jeweils konstant, jedoch führt die interne Rückführung von Restgas zu einer Temperaturerhöhung der Gasmasse im Saugrohr. Folglich startet und endet die Kompression bei Anwendung der iAGR auf einem höheren Temperaturniveau. Durch die schnelle Umsetzung der Voreinspritzmasse ergibt sich, in Kombination mit der hohen Brennraumtemperatur, eine vergleichsweise schwach ausgeprägte vorgemischte Verbrennung. Die Akustik mit iAGR ist daher moderat im Vergleich zur eAGR, vgl. **Abbildung 5.35**. Trotz der höheren Kompressionsendtemperatur ist die Massenmitteltemperatur während der Verbrennung geringer als bei einer Lastreduzierung ohne AGR. Dieser Effekt ist auf die höhere Gasmasse im Zylinder bei Anwendung der iAGR zurückzuführen, von der ein Teil inert und damit hinsichtlich der chemischen Umsetzung passiv ist. Die höchste Gasmasse ergibt sich gleichwohl bei Anwendung der eAGR, da diese gekühlt zurückgeführt werden kann⁴².

Angesichts des konstanten Verbrennungsluftverhältnisses ändert sich der Betrag des Glieds „Norm-Realladung“ nicht signifikant. Grundsätzlich bedeutet eine Erhöhung des Restgasgehalts bei konstantem Druck und konstanter Temperatur eine Reduzierung des Isentropenexponenten. Im dargestellten Betriebspunkt ist mit der Rückführung externen Abgases dank eines besseren Wirkungsgrads die Einspritzmasse (bei konstanter Motorlast) allerdings etwas geringer, so dass dieser Effekt den Nachteil durch die Erhöhung des Restgasanteils überkompensiert, vgl. [Sarikoc 2009].

Mit externer AGR ist die vorgemischte Verbrennung bei der betrachteten Motorlast, bedingt durch den Zündverzug verlängernden Effekt kalten Abgases, besonders ausgeprägt. Trotz einer Erhöhung der Voreinspritzmasse mit steigender Abgasrückführrate kann das akustische Ausgangsniveau ohne Abgasrückführung nicht gehalten werden ($+2 \text{ dB(A)}$ bei $\tilde{x}_{eAGR} = 60\%$).

Auch bei der SDV ist bei geringen Gastemperaturen im Brennraum durch hohe AGR-Raten eine Teilhomogenisierung des Verbrennungsgasgemischs zu erzielen. Eine Rußbildung findet dann kaum noch statt. Mit iAGR ist dieser Effekt wegen des höheren Temperaturniveaus nicht zu erreichen. Hier zeigt sich ein näherungsweise

⁴¹Fr denselben Betriebspunkt ohne AGR wird die notwendige Reduzierung der Zylinderfüllung durch Offenhalten eines Einlassventils erreicht, vgl. nachfolgende Betrachtung zur „Lastreduzierung durch Phasenverschiebung“.

⁴² $m_{Z_{eAGR}} \approx 550 \text{ mg}$, $m_{Z_{iAGR}} \approx 440 \text{ mg}$, $m_{Z_{ohneAGR}} \approx 350 \text{ mg}$; bei allen drei Varianten befinden sich $m_L \approx 330 \text{ mg}$ Luftmasse im Zylinder; geringe Differenzen ergeben sich durch den divergierenden Wirkungsgrad der Verbrennung

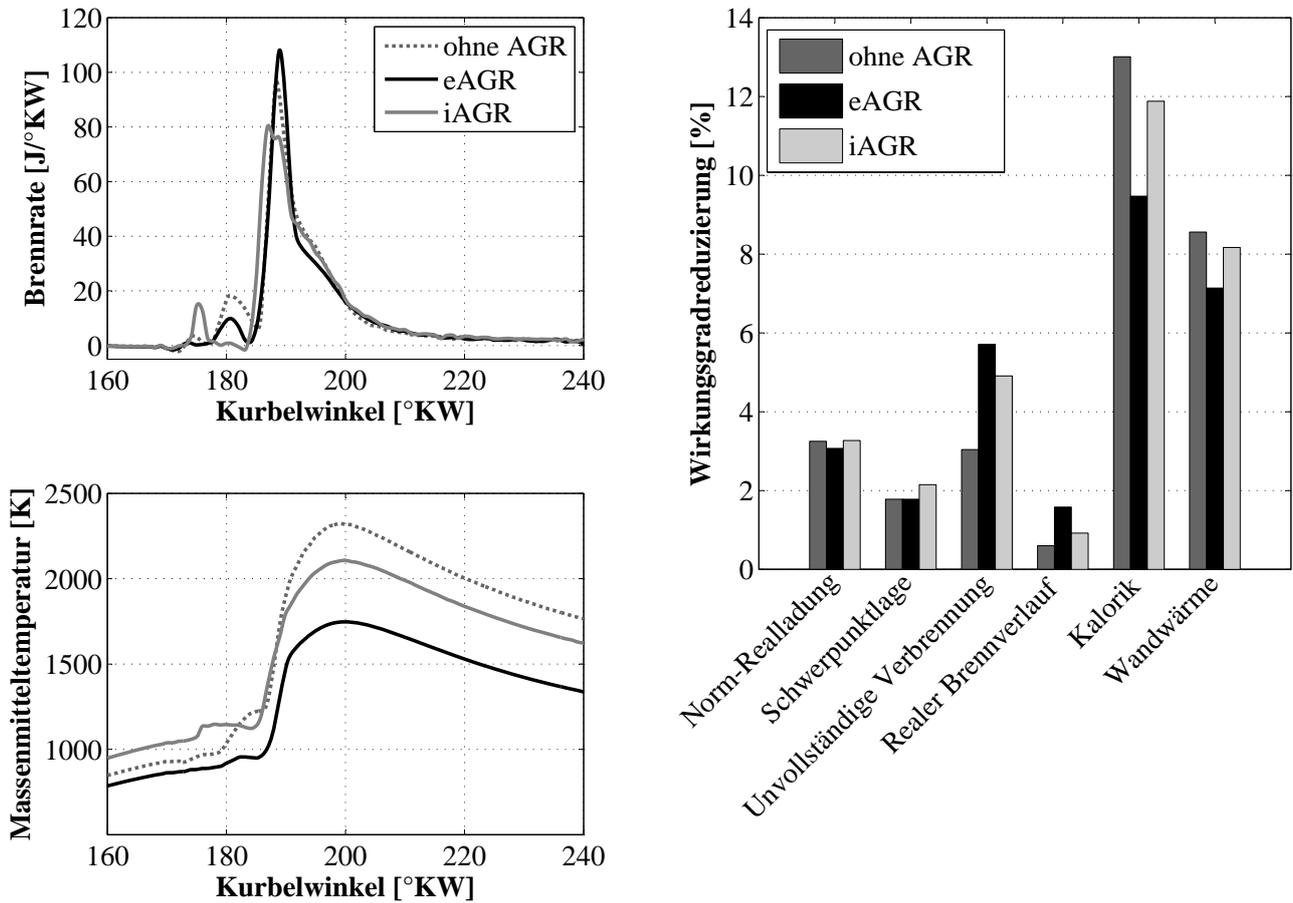


Abbildung 5.36: Lastreduzierung durch AGR: Brennrate, Massenmitteltemperatur und Verlustteilung. Betriebspunkt ohne AGR durch Phasenverschiebung realisiert, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 7 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$ bzw. $\tilde{x}_{eAGR} \approx 40\%$ bzw. $\tilde{x}_{iAGR} \approx 20\%$, $m_{VE} \approx 2 \text{ mg/Hub}$ ohne bzw. mit eAGR, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$ mit iAGR, $p_{Lade} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{Abgas} = 1300 \text{ mbar}$

linearer Anstieg der gravimetrischen spezifischen Rußemissionen mit sinkender Last. Die Geradensteigung verläuft dabei etwas flacher als die der externen AGR (bis der Homogenisierungseffekt bei $p_{mi} \approx 7$ bar zu greifen beginnt), weil die Rußoxidationsbedingungen besser sind.

Der Abbildung ist weiter zu entnehmen, dass die Kohlenwasserstoffemissionen mit einer Erhöhung der AGR-Rate und der damit verbundenen Reduzierung des indizierten Mitteldrucks massiv ansteigen. Ursächlich hierfür sind der etwas längere Zündverzug, durch den der Wall-Quenching-Effekt begünstigt wird (vgl. Kapitel 3.4.4), sowie das insgesamt reduzierte Temperaturniveau im Brennraum, das insbesondere in der späteren Expansionsphase die Oxidation des eingespritzten Kraftstoffs erschwert. Da die Prozesstemperatur bei Anwendung interner AGR höher ist, bleibt das Niveau der Kohlenwasserstoffemissionen geringer.

Ein grundsätzlich positiver Effekt der Abgasrückführung ist im Hinblick auf die Abgastemperatur zu verzeichnen, da diese mit steigender AGR-Rate, d. h. abnehmender Motorlast, sinkt. Nur zum Teil ist dies auf die Reduzierung der Einspritzmasse zurückzuführen, denn bei gleicher Motorlast ist die Abgastemperatur ohne Abgasrückführung rund 100 K höher (s. Abbildung 5.39). Folglich resultiert ein erheblicher Teil der Temperaturabsenkung aus der insgesamt kälteren Prozessführung mit AGR. Dabei ist mit der Rückführung des warmen Abgases im Falle der iAGR die Reduzierung der Abgastemperatur weniger stark ausgeprägt.

Als Äquivalent für eine unvollständige Verbrennung steigen die Kohlenmonoxidemissionen bei beiden Strategien drastisch an, da sich die Oxidationsbedingungen im Brennraum mit steigender AGR-Rate verschlechtern (fallende Massenmitteltemperatur und folglich eine Verlangsamung der Reaktionen). Da die Schichtdicke der passiven Gasmasse an der Zylinderwandung mit Abgasrückführung größer wird, führen auch die o. g. Wall-Quenching-Effekte zu einer unvollständigen Oxidation der Kohlenwasserstoffmoleküle. Der Anstieg der CO-Emissionen durch eine Erhöhung der AGR-Rate ist ein bekannter Effekt, der sich motorisch in der Regel so ergibt, obwohl thermisch allein unter Berücksichtigung des chemischen Gleichgewichts eine Reduzierung des CO-Ausstoßes zu erwarten ist, vgl. Abbildung 3.8. Eine Absenkung des indizierten Mitteldrucks unterhalb der in Abbildung 5.35 dargestellten Werte wird durch unzulässig hohe Standardabweichungen des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}$ limitiert.

Lastreduzierung mittels Miller- und Atkinsonverfahren

Miller- und Atkinsonverfahren werden ebenso wie die Abgasrückführung bei einem konstanten Ladeluftdruck $p_{Lade} = 1100$ mbar angewendet und deren Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch, die Emissionen sowie die Akustik bewertet.

Beim Millerverfahren werden die Einlassventile im Ansaugtakt vor dem unteren Totpunkt geschlossen, während diese beim Atkinsonverfahren erst im fortgeschrittenen Kompressionstakt geschlossen werden [Eifler et al. 2009, Heywood 1988, Schutting et al. 2007, Stone 1999, Pischinger et al. 2002, Mollenhauer und Tschöke 2007, Golloch 2005]. Beide Verfahren verursachen eine Reduzierung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses. Das Millerverfahren bewirkt eine Zwischenexpansion des im Zylinder eingeschlossenen Gases und folglich eine Temperatursenkung, so dass die anschließende Kompression auf einem geringeren Temperaturniveau startet. Denselben Effekt hat qualitativ auch das Atkinsonverfahren. Hier wird bereits im Zylinder vorhandenes Gas durch einen späten Einlassschluss wieder ausgeschoben. Da die Kompression kürzer ist, sinken Temperatur und Druck. Der Wandwärmeverlust, die Realgas- und die Dissoziationsverluste fallen hierdurch geringer aus. Beide Verfahren führen zu einer relativen Verlängerung der Expansionsphase im Vergleich zur Kompressionsphase, vgl. [Eifler et al. 2009, Heywood 1988]. Die Untersuchung des Miller- und Atkinsonverfahrens bei konstanter Motorlast ist Inhalt des Kapitels 5.6.2.

Dagegen wird zur Lastreduzierung auf eine Anhebung des Ladeluftdrucks verzichtet, so dass sich durch das frühere bzw. spätere Einlassventilschließen weniger Luftmasse im Zylinder befindet. Folglich muss zur Erzielung eines stöchiometrischen Gemischs weniger Kraftstoff eingespritzt werden und die Motorlast kann ohne Androsselung abgesenkt werden.

Zur besseren Vergleichbarkeit ist die Diagrammskalierung dieselbe wie bei der „Lastreduzierung durch Abgasrückführung“, Abbildung 5.35. Die Parametrierung der Voreinspritzung wird konstant gehalten. Bedingt durch eine Verlängerung des Zündverzugs verschlechtert sich die Akustik mit sinkender Last, **Abbildung 5.37**. Auffallend ist der recht schmale Wertebereich der Zielgrößen im Vergleich zur „Lastreduzierung durch Ab-

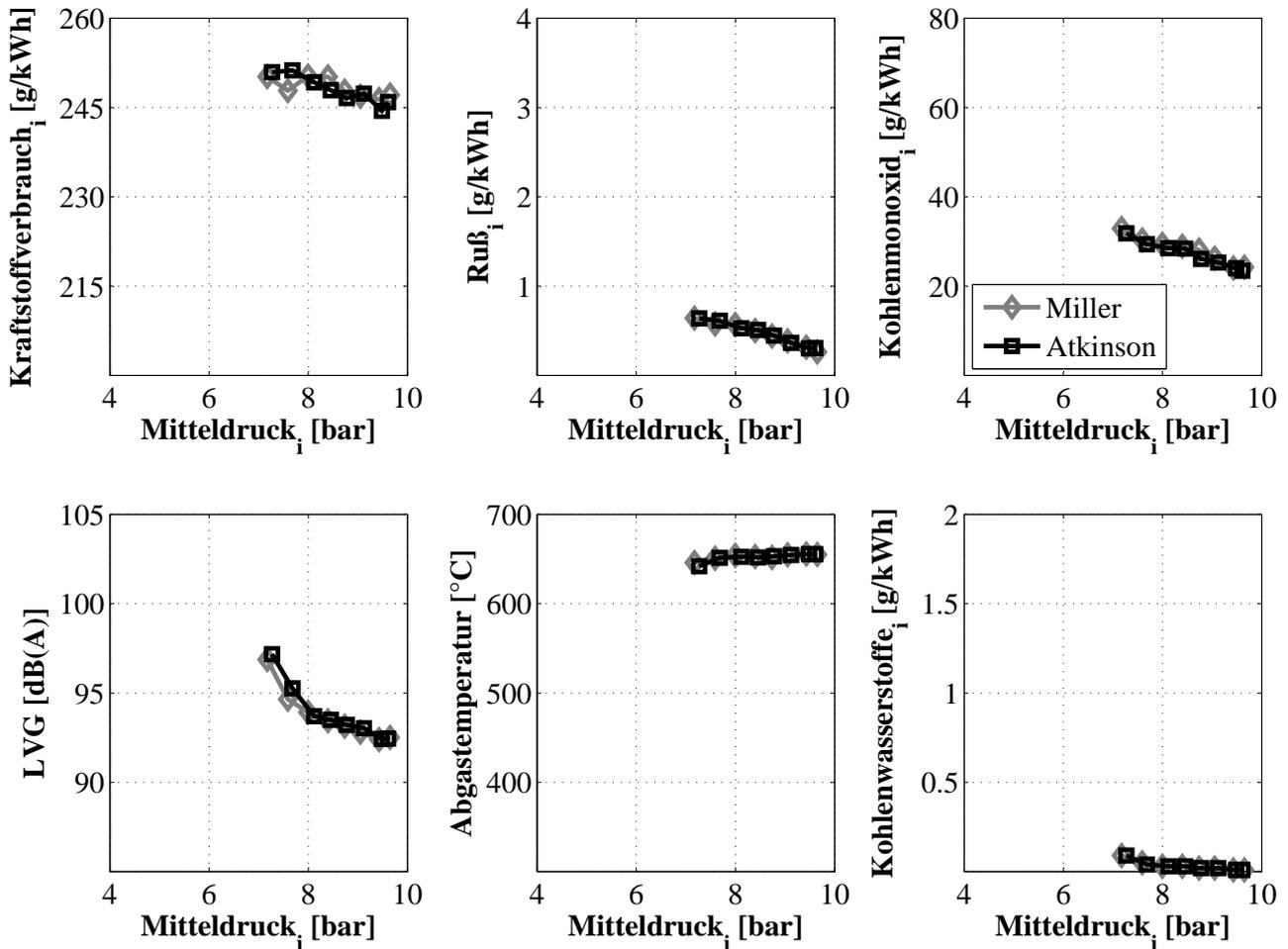


Abbildung 5.37: Reduzierung der Last durch Miller- und Atkinsonverfahren, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $p_{\text{Lade}} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{\text{Abgas}} = 1300 \text{ mbar}$

gasrückführung“. Der Kraftstoffverbrauch steigt mit sinkender Last moderat an, was auf die erhöhten Verluste durch unvollständige Verbrennung zurückzuführen ist; ebenso steigen die Rußemissionen. Die Abgastemperatur fällt als Folge eines konstanten Brennendes und des sinkenden Wirkungsgrads nur leicht.

Abbildung 5.38 enthält eine Darstellung der Brennrate und der Massenmitteltemperatur über dem Kurbelwinkel sowie das Ergebnis einer Verlustteilung bei $p_{mi} \approx 7 \text{ bar}$ im Vergleich zum Basisbetriebspunkt ohne lastreduzierende Maßnahmen bei $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$. Die Brennrate zeigt eine verzögerte und schleppende Umsetzung der Voreinspritzung. Bei konstanter Schwerpunktlage der Energieumsetzung $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$ erfolgt der Beginn der Hauptverbrennung bei Anwendung des Miller- bzw. Atkinsonverfahrens einige Grad Kurbelwinkel später. Der Anteil der vorgemischten Verbrennung ist höher, woraus eine ungünstige Akustik resultiert. Obwohl sich der Anteil der diffusiven Verbrennung am gesamten Energieumsatz entsprechend reduziert, verdoppelt sich die spezifische Rußemission im Vergleich zum Basismesspunkt. Das Gasgemisch im Brennraum weist eine ge-

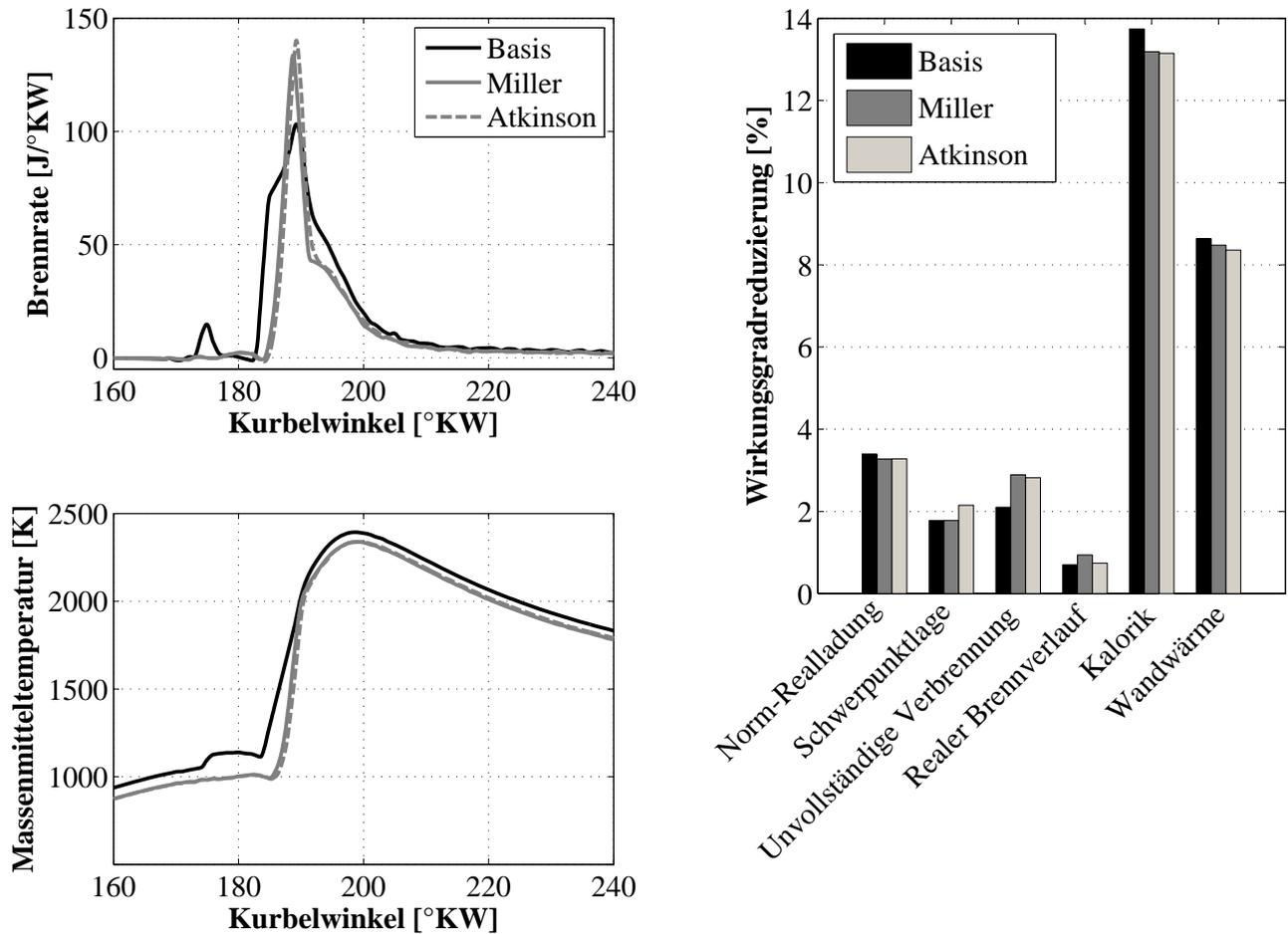


Abbildung 5.38: Lastreduzierung durch Miller- bzw. Atkinsonverfahren: Brennrate, Massenmitteltemperatur und Verlustteilung, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 10 \text{ bar}$ (Basis) bzw. $p_{mi} \approx 7 \text{ bar}$ (Miller/Atkinson), $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $p_{\text{Lade}} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{\text{Abgas}} = 1300 \text{ mbar}$

ringere Dichte auf, so dass die Quetschströmung und die dadurch unterstützte Drallbewegung im Brennraum abnehmen. Damit unterscheiden sich Miller- und Atkinsonverfahren grundsätzlich von der (externen) Abgasrückführung, bei der die Gasmasse im Brennraum trotz sinkender Last näherungsweise konstant bleibt (im Vergleich zum Basisbetriebspunkt ohne Lastreduzierung; Substitution von Luft durch Abgas, vgl. Seite 99). Folglich sind die vermehrte Rußbildung und die zunehmende Kohlenmonoxidemission mit sinkender Last auf eine unzureichende Gemischbildung zurückzuführen. Das reduzierte Temperaturniveau im Brennraum führt darüber hinaus zu schlechteren Oxidationsbedingungen während der Expansions- und Ausbrandphase. Eine Verlangsamung der Verbrennung kann dagegen nicht beobachtet werden. Das „Brennende“ liegt für die drei betrachteten Betriebspunkte konstant bei $\varphi_{Q95} = 233^\circ\text{KW}$. Da die kalorischen Verluste und der Wandwärmeverlust beim Miller- und Atkinsonverfahren bedingt durch die niedrigere Massenmitteltemperatur tendenziell geringer ausfallen und die Terme „Norm-Realladung“ und „Realer Brennverlauf“ sich erwartungsgemäß kaum voneinander unterscheiden, kann der leichte Anstieg des Kraftstoffverbrauchs auf den höheren Anteil unvollständiger Verbrennung (CO , H_2) zurückgeführt werden⁴³. Der minimal darstellbare indizierte Mitteldruck von $p_{mi} \approx 7\text{ bar}$ erfordert z. B. im Falle des Atkinsonverfahrens eine Spätverstellung des ES-Zeitpunkts um knapp 60°KW , was mit serientauglichen variablen Ventiltriebssystemen dargestellt werden kann. Eine Limitierung der Lastreduzierung mittels Miller- und Atkinsonverfahren ergibt sich analog zur Abgasrückführung durch eine unzulässig hohe Standardabweichung $\sigma_{p_{mi}}$.

Lastreduzierung mittels Phasenverschiebung

Eine weitere Möglichkeit, die Lastgrenze der SDV vergleichsweise wirkungsgradgünstig zu reduzieren, ist die Phasenverschiebung. Hierbei wird die Ventilhubkontur eines Einlassventils über dem Kurbelwinkel verschoben, so dass das Ventil später öffnet und später schließt, bereits angesaugte Luft also wieder ausgeschoben und die Zylinderfüllung reduziert wird. Ventilöffnungsdauer und Ventilhubhöhe bleiben unverändert. Für die Messungen wird die Phase des „Füllungsventils“ verschoben⁴⁴. Die Ladungsbewegung im Brennraum wird durch die Phasenverschiebung im Gegensatz zum Miller- und Atkinsonverfahren erhöht, da durch das spätere Öffnen eines Einlassventils eine größere Gasmasse durch das zweite Einlassventil strömt. Dadurch ergeben sich eine höhere Einströmgeschwindigkeit sowie eine Verringerung der Wirkung der gegensinnigen Strömungen, vgl. Kapitel 4.1. Zur besseren Vergleichbarkeit werden die Messergebnisse der Phasenverschiebung gemeinsam mit den bereits untersuchten Strategien zur Lastreduzierung dargestellt, **Abbildung 5.39**. Eine Erhöhung der Voreinspritzmasse mit sinkender Last hält die Akustik auf einem akzeptablen Niveau.

Der Kraftstoffverbrauch ist bis zu einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} \approx 8\text{ bar}$ im Vergleich zu den bereits diskutierten Methoden minimal, steigt bei weiterer Lastreduzierung aber recht deutlich an. Hierzu enthält **Abbildung 5.40** das Ergebnis einer detaillierten Verlustteilung für $p_{mi} \approx 8.5\text{ bar}$ und $p_{mi} \approx 7\text{ bar}$. Bei niedriger Last kann, analog zur Lastabsenkung mittels Miller-/ Atkinsonverfahren, eine verzögerte Umsetzung der Voreinspritzmasse beobachtet werden, die sich durch das niedrigere Temperatur- und Druckniveau im Brennraum erklärt. Bei gleicher Schwerpunktlage ($\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$) erfolgt die Umsetzung der Haupteinspritzmasse im Betriebspunkt mit $p_{mi} \approx 7\text{ bar}$ zwar einige Grad Kurbelwinkel später als die Umsetzung der Haupteinspritzmasse im Betriebspunkt mit $p_{mi} \approx 8.5\text{ bar}$, jedoch ist die vorgemischte Verbrennung stärker ausgeprägt. Die spätere Verbrennung führt in Kombination mit einer geringeren Massenmitteltemperatur zu einem geringeren Kalorik- und Wandwärmeverlust. Dem stehen höhere Verluste durch eine unvollständige Verbrennung sowie die verzögerte Wärmefreisetzung – was zu einem größeren Verlust im Term „Realer Brennverlauf“ führt – gegenüber. In Kombination mit den höheren Strömungsverlusten durch das Ausschieben der bereits angesaugten Frischluft erklärt sich damit der Kraftstoffverbrauchsanstieg in Höhe von rund 2 %.

⁴³Die größere Wirkungsgradreduzierung im Term „Schwerpunktlage“ beim Atkinsonverfahren ist auf Regelabweichungen in der Echtzeitbestimmung des Heizverlaufs zurückzuführen.

⁴⁴Durch die Verschiebung des „Drallventils“ lässt sich nahezu der gleiche Effekt erzielen, da beide Kanäle des Versuchsaggregats EZ500 eine entgegengesetzte Drallströmung erzeugen, vgl. Kapitel 4.

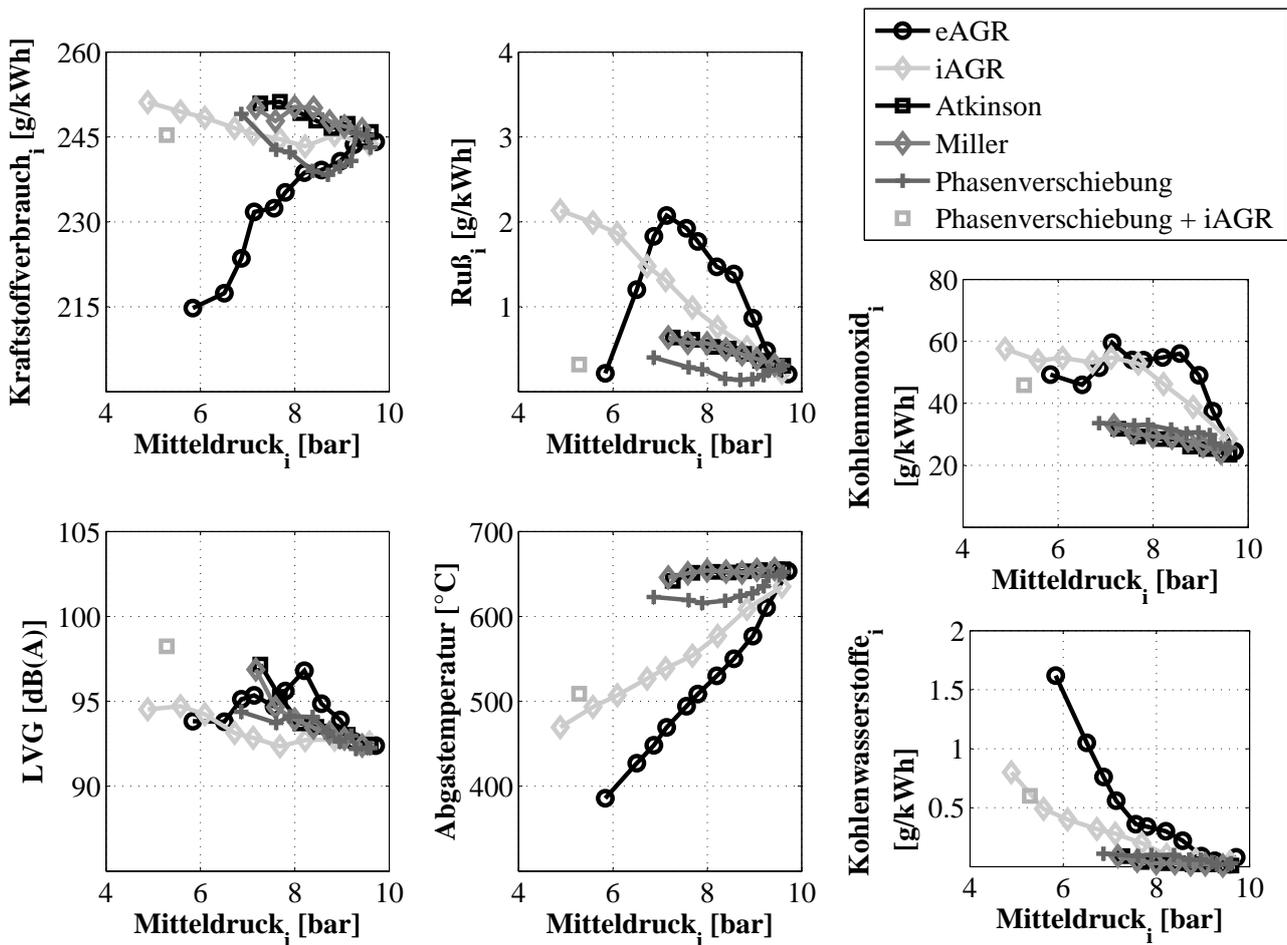


Abbildung 5.39: Übersicht aller lastreduzierenden Strategien, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60 \text{ °C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10 \text{ °KW n. OT}$, $m_{\text{VE}} \geq 1 \text{ mg/Hub}$, $p_{\text{Lade}} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{\text{Abgas}} = 1300 \text{ mbar}$.

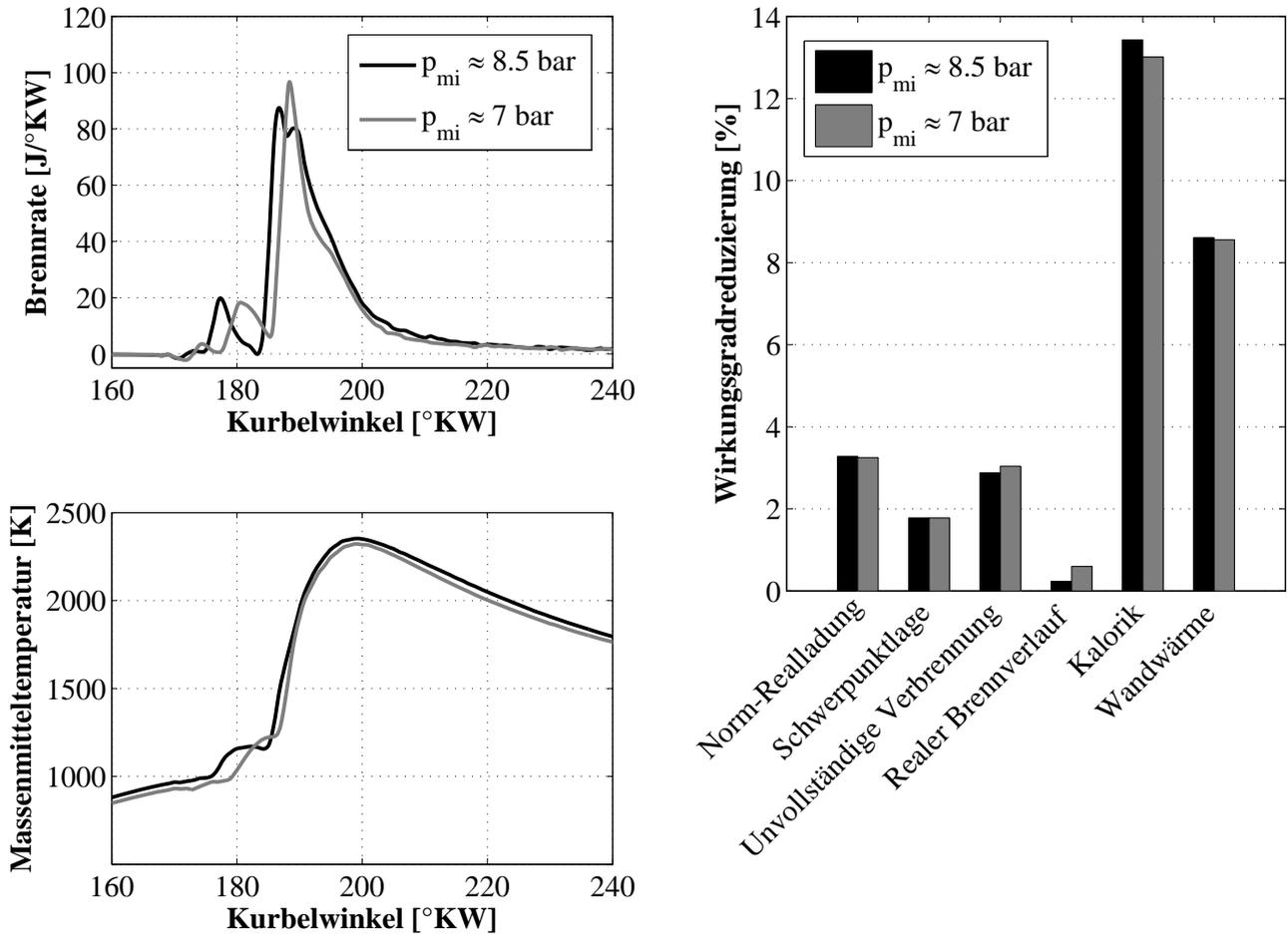


Abbildung 5.40: Lastreduzierung durch Phasenverschiebung: Brennrate, Massenmitteltemperatur und Verlustteilung, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 8.5 \text{ bar}$ bzw. $p_{mi} \approx 7 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$, $p_{\text{Lade}} = 1100 \text{ mbar}$, $p_{\text{Abgas}} = 1300 \text{ mbar}$.

Die Rußemissionen verlaufen als Folge der erhöhten Ladungsbewegung auf einem vergleichsweise geringen Niveau. Der Anstieg mit sinkender Last dürfte wiederum insbesondere auf ungünstige Oxidationsbedingungen in der Expansionsphase zurückzuführen sein. Zudem führt der sinkende Gasmassendurchsatz mit verringerter Last zu einer Reduzierung der Ladungsbewegung und folglich zu einer stärkeren Inhomogenität des Gemischs. Ein signifikanter Einfluss auf die Kohlenwasserstoffemissionen ist nicht feststellbar. Die Abgastemperatur sinkt angesichts eines früheren Brennendes im Vergleich zum Miller- bzw. Atkinsonverfahren mit reduzierter Last. Als Ursache wird die höhere Ladungsbewegung im Brennraum angesehen, die die Geschwindigkeit und Güte der Gemischbildung sowie Verbrennung positiv beeinflusst. Im Vergleich zu beiden AGR-Strategien zeigt sich dennoch eine deutlich höhere Abgastemperatur, da die Wärmekapazität des Gasgemischs geringer als bei Anwendung der Abgasrückführung ist. Die Kohlenmonoxidemissionen sind im Vergleich zum Miller- und Atkinsonverfahren etwas höher, im Vergleich zu beiden AGR-Strategien allerdings deutlich geringer.

Auch die Phasenverschiebung ist in der minimal darstellbaren Last durch die zulässige Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks $\sigma_{p_{mi}}$ begrenzt. Allerdings ermöglicht eine Kombination der Phasenverschiebung mit interner AGR eine weitere Lastreduzierung. Da sowohl interne AGR als auch eine Phasenverschiebung mit einem vollvariablen Ventiltrieb nahezu zyklusindividuell applizierbar sind, könnte diese Kombination eine Möglichkeit darstellen, den indizierten Mitteldruck dynamisch bis auf $p_{mi} \approx 5$ bar abzusenken. Nachteilig im betrachteten Betriebspunkt ist der vergleichsweise hohe Kraftstoffverbrauch als Folge einer ausgeprägt unvollständigen Verbrennung. Da eine Teilhomogenisierung des Gemischs eintritt, ist die Rußemission sehr gering. Dabei wäre eine Verbesserung der Akustik durch die Anpassung der Voreinspritzparametrierung notwendig.

FAZIT: Lastreduzierung (am Versuchsaggregat EZ500)

Es wurden verschiedene Strategien zur Reduzierung der minimal darstellbaren Last bei Anwendung der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung experimentell untersucht. Auf das vom Ottomotor bekannte Androsseln mithilfe einer Drosselklappe wurde aus Gründen der zu erwartenden Wirkungsgradverringering nicht eingegangen. Die externe Abgasrückführung stellt eine vielversprechende Variante dar, weil der spezifische Kraftstoffverbrauch mit steigender AGR-Rate bei sinkender Last im Vergleich zur SDV ohne AGR deutlich reduziert werden kann. Nachteilig ist besonders die teilweise stark erhöhte Rußemission. Die Darstellbarkeit einer dynamischen $\lambda = 1.0$ -Regelung allein mit eAGR erscheint schwer realisierbar, da die obligatorisch langen Gasstrecken große Gaslaufzeiten verursachen. Vor diesem Hintergrund ist die iAGR, einen geeigneten Ventiltrieb vorausgesetzt, besonders interessant. Der Kraftstoffverbrauch steigt aber tendenziell und auch die Rußemissionen sind stark erhöht. Miller- bzw. Atkinsonverfahren erlauben eine ähnlich hohe Dynamik wie die iAGR und lassen sich mit bereits in der Serie befindlichen variablen Ventiltriebssystemen darstellen. Beide Verfahren ermöglichen eine Lastreduzierung bei vergleichsweise niedrigen Rußemissionen, aber tendenziell steigendem Kraftstoffverbrauch. Gleiches gilt auch für die Phasenverschiebung, mit der die Rußemissionen und der Kraftstoffverbrauch teilweise sogar gesenkt werden konnten. In Kombination mit iAGR kann die darstellbare minimale Last unter den gegebenen Randbedingungen bis auf $p_{mi} \approx 5$ bar gesenkt werden, andernfalls liegt die Grenze bei $p_{mi} \approx 7$ bar. Die Verbrennungszyklen folgen unterhalb dieser Last, bedingt durch die schlechten Selbstzündungsbedingungen, mit einer für den Dieselmotor untypisch hohen Standardabweichung⁴⁵ aufeinander. **Abbildung 5.41** zeigt eine Matrix der dominierenden, wesentlichen Messergebnisse aller Varianten.

In Ergänzung zu den Einzylindermessungen werden auch am Vierzylindermotor VM1600 Untersuchungen zur Ausweitung des SDV-Kennfelds durchgeführt. Mittels externer Abgasrückführung (kombinierte Hochdruck- und Niederdruck-AGR) kann die untere Grenzlast (ohne weitere applikative Maßnahmen unter Inkaufnahme von Nachteilen hinsichtlich Akustik und Rußemissionen) reduziert werden, s. **Abbildung 5.42**. Beim Versuchsaggregat VM1600 beträgt der minimal darstellbare indizierte Mitteldruck im Versuchsraum drehzahlunabhän-

⁴⁵ $\sigma_{p_{mi}} \geq 0.2$ bar im betrachteten Betriebspunkt

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
externe Abgasrückführung	+	-	-	+
interne Abgasrückführung	-	-	o	+
Miller / Atkinson	-	-	-	o
Phasenverschiebung	o	+	-	o

Abbildung 5.41: Matrix der dominierenden, wesentlichen Messergebnisse zur Lastreduzierung am Versuchsaggregat EZ500

gig ca. 8 bar. Zusätzlich erlaubt die externe Abgasrückführung eine Ausweitung des Kennfelds im Volllastbereich, da die Abgastemperatur sich deutlich verringert, vgl. Kapitel 5.4.3. Die experimentellen Untersuchungen beschränken sich auf eine maximale Motordrehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Es wird jedoch davon ausgegangen, dass das Kennfeld über den verifizierten Bereich hinaus ausgeweitet werden kann. Limitierend wirken insbesondere hohe Rußemissionen, die zu einer schnellen Beladung des Dieselpartikelfilters führen können, sofern die Bedingungen für eine kontinuierliche Partikelfilterregeneration nicht gegeben sind, vgl. Kapitel 5.5.

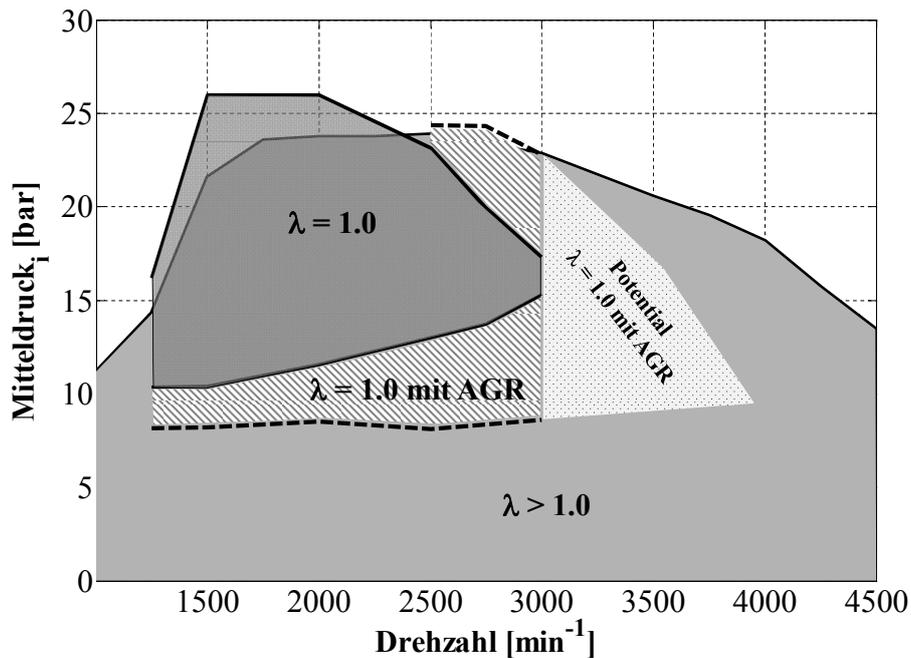


Abbildung 5.42: Stöchiometrisch fahrbarer Kennfeldbereich mit Versuchsaggregat VM1600 (VTG-ATL ohne Wastegate) mit Abgasrückführung.

5.6.2 Vorhalt für dynamischen Betrieb

Der dynamische Motorbetrieb ist nicht explizit Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Allerdings steht mit dem vollvariablen Ventiltrieb ein geeignetes Mittel zur Verfügung, bei konstanter Motorlast im Stationärbetrieb einen „Vorhalt“ für eine dynamische Lastanforderung zu erzeugen und den Einfluss dieser Maßnahme zu bewerten. Durch die Anwendung des Miller- oder Atkinsonverfahrens ließe sich mithilfe eines schnellen Phasentellers der Luftdurchsatz durch den Motor innerhalb weniger Arbeitsspiele erhöhen bzw. verringern und bei stöchiometrischer Gemischbildung die Last einstellen.

Zur Erzielung eines Vorhalts für eine dynamische Lastanforderung muss der Ladeluftdruck als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses und der Einspritzmasse angepasst werden⁴⁶. Dadurch unterscheiden sich der Kompressionsdruck eines Betriebspunkts mit regulärem Einlassschluss und der Kompressionsdruck eines Betriebspunkts mit spätem bzw. frühem Einlassschluss nur in dem Maße, in dem durch die Anwendung der Verfahren die Temperatur gesenkt werden kann, vgl. Seite 101. Als Maß für die Ausprägung des Vorhalts wird das thermodynamische Verdichtungsverhältnis herangezogen, vgl. Kapitel 4.3.

Nachfolgend wird betrachtet, wie Miller- und Atkinsonverfahren sich bei konstanter Motorlast unter den gegebenen Randbedingungen auf die Verbrennungskennwerte auswirken. Exemplarisch werden die relativen Änderungen der wesentlichen Verbrennungskennwerte bei Anwendung des Miller-Verfahrens in zwei Ausprägungen ($\epsilon_{\text{thd}} \approx 15.0$ und $\epsilon_{\text{thd}} \approx 13.2$) im Vergleich zur Basis dargestellt, **Abbildung 5.43**. Da mit dem Atkinsonverfahren nahezu dieselben Messergebnisse erzielt werden, werden diese nicht näher betrachtet. Ohne die Anhebung des Ladeluftdrucks sinkt der Luftdurchsatz bei den gewählten thermodynamischen Verdichtungsverhältnissen um 11 % bzw. 24 %. Folglich ergäbe sich mit den Standard-Ventilsteuerzeiten etwa eine Erhöhung des Luftdurchsatzes und des Mitteldrucks um diesen Betrag.

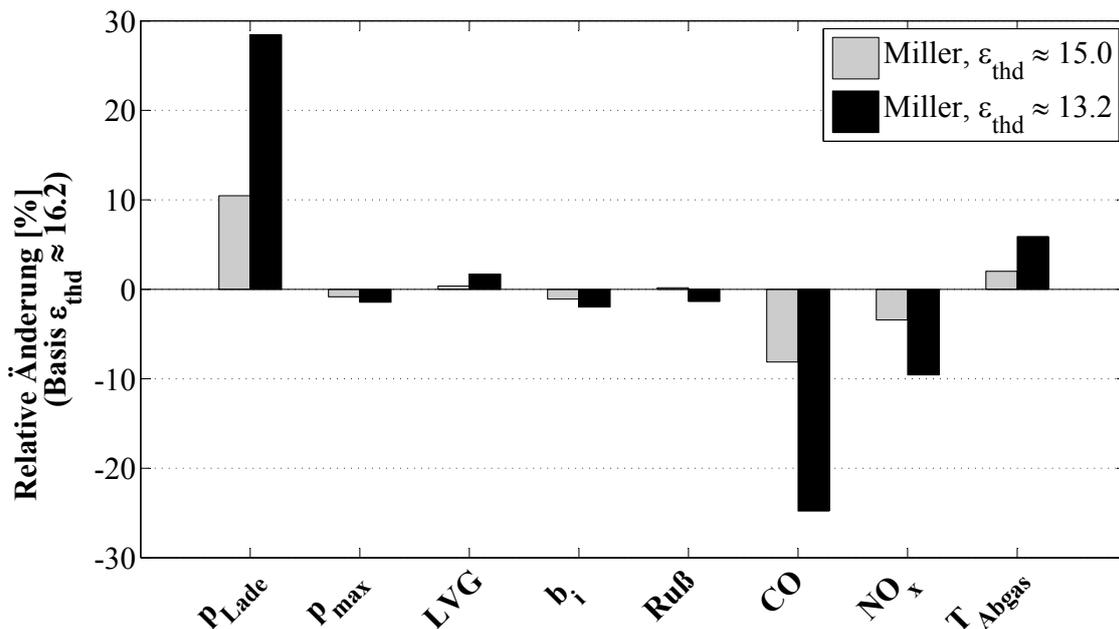


Abbildung 5.43: Reduzierung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses durch das Millerverfahren bei konstanter Motorlast. Veränderung der Verbrennungskennwerte im Vergleich zur Basis mit $\epsilon_{\text{thd}} \approx 16.2$, Versuchsaggregat: EZ500. $\lambda = 1.0$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} \approx 10 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1500 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 60^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

⁴⁶Der Abgasgedruck wird um denselben Betrag angehoben wie der Ladeluftdruck, so dass das Spüldruckgefälle konstant bleibt.

Der Kraftstoffverbrauch sinkt mit einer Reduzierung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses um maximal 2%, was insbesondere auf eine weniger verlustbehaftete Verbrennung (geringe CO-Emissionen), einen reduzierten Wandwärmeverlust sowie geringere chemische Verluste durch eine reduzierte Prozesstemperatur zurückzuführen ist. Bei konstanter Lage des Brennendes steigt durch den höheren Umsetzungsgrad die Abgastemperatur. Als Folge der verringerten Temperatur verschlechtern sich die Zündbedingungen für die Voreinspritzung, so dass diese bei $\epsilon_{thd} \approx 13.2$ ca. 1°KW später entflammt und langsamer umgesetzt wird. Der Anteil vorgemischter Verbrennung wird größer, was sich tendenziell negativ auf die Akustik auswirkt. Die Rußemissionen können im Rahmen der Messgenauigkeit als unverändert angesehen werden. Erwartungsgemäß sinken die Stickoxidemissionen mit einer Verringerung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses; steht dies bei der dieselmotorischen Anwendung des Miller- oder Atkinsonverfahrens doch in der Regel im Vordergrund⁴⁷.

FAZIT: Vorhalt für dynamischen Betrieb

Besonders attraktiv sind Miller- und Atkinsonverfahren für die stöchiometrische Verbrennung durch den zusätzlichen Freiheitsgrad für eine schnelle Adaption des Gasdurchsatzes zur dynamischen Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses. Unter den gegebenen Randbedingungen konnten die Verluste unvollständiger Verbrennung reduziert, eine Absenkung der Prozesstemperatur (Wandwärme, Realgaseigenschaften und Dissoziation) und folglich ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von bis zu 2% (bei einer Erhöhung der Abgastemperatur und einer Verschlechterung der Akustik) erzielt werden. Die Rußemissionen blieben durch eine Reduzierung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses unbeeinflusst. Die Umsetzbarkeit an einem turboaufgeladenen Mehrzylindermotor hängt vom Betriebspunkt abhängig zu erzielenden Ladeluftdruck ab. **Abbildung 5.44** enthält eine Übersicht der wesentlichen Messergebnisse aller Varianten.

	Kraftstoffverbrauch	Rußemission	Akustik	Abgastemperatur
Reduzierung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses	+	○	-	-

Abbildung 5.44: Matrix der wesentlichen Messergebnisse zur Erzielung eines Vorhalts für den dynamischen Betrieb am Versuchsaggregat EZ500

⁴⁷Für die Anwendung im Fahrzeug ist zu beachten, dass Miller- und Atkinsonverfahren bei konstanter Last je nach Ausprägung einen teilweise deutlich höheren Ladeluftdruck erfordern. Da ein Abgasturbolader einen geringeren isentropen Wirkungsgrad als der Motorzylinder aufweist und die notwendige zusätzliche Verdichtung daher einen Temperaturanstieg zur Folge hat, kann ein thermischer Vorteil nur dann erzielt werden, wenn ein ausreichend dimensionierter Ladeluftkühler verwendet wird, vgl. [Schutting et al. 2007].

5.7 Relevanz für verschiedene Fahrzyklen

In den vorigen Kapiteln wurde gezeigt, dass mit der stöchiometrischen Verbrennung und einem Katalysator mit Dreiwege-Funktion die Stickoxidemissionen drastisch reduziert werden können. Es wurden die wesentlichen Unterschiede zum konventionellen Brennverfahren aufgezeigt und Möglichkeiten zur Verbesserung der Gemischbildung und Verbrennung untersucht. Dabei zeigte sich, dass (ohne Abgasrückführung) ein Verbrauchsnachteil von durchschnittlich mehr als 10% bei den untersuchten Versuchsaggregaten auftritt. Die erhöhten Rußemissionen sind kritisch, allerdings wurde gezeigt, dass im stöchiometrischen Betrieb bei geeigneten Randbedingungen eine kontinuierliche Regeneration erreicht werden kann. Es bleibt zu klären, welches Potential die SDV bietet, den Stickoxidausstoß in relevanten Fahrzyklen zu reduzieren und welcher Kraftstoffmehrerverbrauch sich dabei einstellt.

Die Zulassungsprüfung eines Personenkraftwagens erfolgt auf einem Rollenprüfstand unter definierten Bedingungen. Dabei wird die Fahrgeschwindigkeit zeitabhängig vorgegeben und die Abgasemissionen werden kontinuierlich gemessen. Der Integralwert der ermittelten Emissionen muss nach Rückrechnung auf die zurückgelegte Strecke den jeweils gültigen Grenzwert erfüllen. Der Kraftstoffverbrauch wird über eine Bilanzierung der gemessenen Abgasemissionen während des Rollentests errechnet. Die fahrzeugspezifischen Fahrwiderstände werden über die Parametrierung des Rollenprüfstands berücksichtigt. In Europa wird eine Pkw-Typprüfung nach dem „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) vorgenommen, wohingegen in den USA Personenkraftwagen z. B. nach dem FTP75-Zyklus bzw. US06-Zyklus zertifiziert werden. In Deutschland hat sich zur Bewertung der Umweltfreundlichkeit von Personenkraftwagen darüber hinaus der ADAC-Fahrzyklus etabliert, der gesetzlich zwar keine Bedeutung hat, durch den sich aufgrund des höheren Lastkollektivs aber andere Emissionen und Kraftstoffverbräuche ergeben können als im NEFZ. Eine Beschreibung der Fahrzyklen findet sich in Anhang F.

Die Betrachtungen basieren auf Rollenprüfstandsmessungen mit einem Mittelklassefahrzeug für den europäischen Markt, das die Schadstoffnorm EU5 erfüllt. Der Turbodieselmotor des Fahrzeugs hat $V_H = 2.01$ Hubraum und ein Common-Rail-Einspritzsystem. Für die Abgasnachbehandlung kommen ein Oxidationskatalysator mit Dreiwege-Funktion sowie ein Dieselpartikelfilter zur Anwendung. Zur Bestimmung des indizierten Mitteldrucks verfügt das Fahrzeug über in die Glühstifte integrierte Zylinderdrucksensoren [Hadler et al. 2008]. Da eine Auflösung des Zylinderdrucks während des Ladungswechsels mit diesen Sensoren nicht möglich ist, werden die Mitteldrücke des Hochdruckteils p_{miHD} (also ohne Ladungswechselschleife) ausgewertet. Da für einen 2.0l-TDI[®] Motor kein Kraftstoffverbrauchskennfeld im stöchiometrischen Betrieb vorliegt, wird auf Basis der ermittelten Kraftstoffmehrerbräuche⁴⁸ im Vergleich zum KDV (Versuchsaggregat EZ400, Lastschnitte bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, vgl. Abbildung 5.9) der Kraftstoffmehrerverbrauch für den nicht vermessenen Drehzahlbereich interpoliert bzw. extrapoliert. Dabei wird implizit angenommen, dass die gemessenen Mehrerbräuche sich in gleichem Maße auch am 2.0l-TDI[®] Motor einstellen würden. Messungen (hier nicht dargestellt) zeigen, dass diese Annahme tendenziell zu Ungunsten der SDV ausfällt, da ein zu hoher Kraftstoffmehrerverbrauch im Bereich weniger Prozentpunkte zugrunde gelegt wird. Ergänzend sei angemerkt, dass bei der Anwendung der SDV an Motoren mit kleinerem Hubraum durch die Betriebspunktverschiebung ein höheres Lastkollektiv abgerufen wird und somit der stöchiometrische Betrieb häufiger fahrbar ist. Das Stickoxidreduzierungspotential steigt, ebenso jedoch der Kraftstoffmehrerverbrauch.

Die sinnvolle Anwendbarkeit der SDV erfordert besondere Randbedingungen hinsichtlich der Motorlast und der Abgastemperatur. Das Konvertierungsverhalten eines Dreiwegekatalysators ist vor allem vom Verbrennungsluftverhältnis, den thermischen Randbedingungen sowie dem Alterungszustand abhängig. Ein neuer Dreiwegekatalysator weist oberhalb $\vartheta \approx 300^\circ\text{C}$ eine NO_x -Konvertierungsrate von ca. 85% auf [Schäfer und

⁴⁸bezogen auf den indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife

van Basshuysen 1993]⁴⁹. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die untere Lastgrenze der SDV am ATL-aufgeladenen Motor abhängig von der Motordrehzahl ist, sofern auf eine Lastreduzierung verzichtet wird, s. Kapitel 5.6.1. Daher erfolgen die Betrachtungen einerseits für den Betrieb ohne Lastreduzierung unter Berücksichtigung eines drehzahl- und lastabhängigen Kraftstoffmehrverbrauchs im Vergleich zum Ergebnis des Rollentests im überstöchiometrischen Betrieb. Da die untere Grenzlast (z. B. mit Abgasrückführung) drehzahlunabhängig auf $\hat{p}_{miHD} \approx 8.5$ bar reduziert werden kann, werden andererseits auch für diesen Fall das Potential zur Stickoxidreduzierung und der zu erwartende Kraftstoffmehrverbrauch bewertet.

Zusammengefasst ergeben sich folgende Annahmen:

- Der am Versuchsaggregat EZ400 ermittelte Kraftstoffmehrverbrauch der SDV im Vergleich zur KDV ist auf einen 2.0l-TDI[®] Motor übertragbar. Potentiale zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung durch applikative Maßnahmen oder eine Optimierung der Motorbauteile werden nicht berücksichtigt.
- Verschlechterungsfaktoren im Hinblick auf die erforderliche Regeneration des Partikelfilters bleiben unberücksichtigt.
- Die SDV ist ohne weitere Maßnahmen oberhalb einer drehzahlabhängigen Grenzlast (variiert zwischen $\hat{p}_{miHD} = 10.5$ bar und $\hat{p}_{miHD} = 15.8$ bar) anwendbar (Fall A). Es ist möglich, die untere Grenzlast auf $\hat{p}_{miHD} \approx 8.5$ bar zu reduzieren, z. B. durch Abgasrückführung (Fall B). Eine mögliche Kraftstoffverbrauchseinsparung durch Abgasrückführung (wie in Kapitel 5.4.3 am Einzylindermotor gezeigt) wird nicht berücksichtigt.
- Die Abgastemperatur am Eintritt des Oxidationskatalysators ist ausschlaggebend für das thermische NO_x-Konvertierungsvermögen eines (Dreiwege-) Katalysators. Oberhalb einer Abgastemperatur $\vartheta_{Oxi} = \vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$ wird das NO_x-Reduzierungspotential des Katalysators im stöchiometrischen Betrieb mit 80 % festgelegt, darunter findet per Definition keine NO_x-Konvertierung statt.
- Werden beide Kriterien (Motorlast und Temperatur) gleichzeitig erfüllt, so findet ein imaginärer Betriebsartenwechsel in den stöchiometrischen Betrieb statt, in dem die gemessene NO_x-Emission für den betreffenden Zeitabschnitt um 80 % reduziert werden kann und der Kraftstoffverbrauch sich um den der Motorlast und -drehzahl entsprechenden Betrag (basierend auf Motorprüfstandsmessungen) erhöht.
- Die Wirkung der höheren Abgastemperatur im stöchiometrischen Betrieb wird, genauso wie eine Abgastemperaturreduzierung durch Abgasrückführung (Fall B), nicht berücksichtigt. Ebenso bleibt die denkbare Anwendung von Katalysatorheizmaßnahmen unberücksichtigt.
- Es wird ein unendlich schneller Wechsel zwischen konventionellem und stöchiometrischem Betrieb vorausgesetzt, der im transienten Motorbetrieb real nicht darstellbar ist.

Die Simulationen werden für die o. g. Fahrzyklen durchgeführt und ermöglichen in erster Näherung eine Quantifizierung des Stickoxidreduzierungspotentials und des zu erwartenden Kraftstoffmehrverbrauchs durch die Anwendung der SDV. Die Methodik des mit MATLAB[®] angefertigten Berechnungsprogramms ist schematisch im Anhang in Abbildung F.1 dargestellt.

NEFZ

Das Stickoxidreduzierungspotential und der zu erwartende Kraftstoffmehrverbrauch unter Berücksichtigung der drehzahlabhängigen Minimallast (Fall A, 2. v. unten) sowie bei Reduzierung der unteren Lastgrenze durch Abgasrückführung (Fall B, unten) für den NEFZ ist in **Abbildung 5.45** dargestellt. Sofern die drehzahlabhängige Minimallast berücksichtigt wird, können die Stickoxidemissionen um rund 13 % reduziert werden. Durch die Anwendung der stöchiometrischen Verbrennung ergibt sich eine Kraftstoffverbrauchserhöhung um 0.9 %. Das NO_x-Reduzierungspotential ist für diesen Grenz-Mitteldruck allein in der späten „Überland-Phase“ des NEFZ zu erwarten. In den städtischen Phasen und der frühen Überlandphase des NEFZ wird der Grenz-Mitteldruck zwar bereits bei etwa 65 s, 850 s und 970 s erreicht bzw. überschritten, die zu geringe Abgastemperatur ermöglicht (im Sinne der Annahmen) aber noch keine Konvertierung der Stickoxide im Katalysator.

⁴⁹Eigene Messungen zeigen eine Konvertierungsrate von ca. 80 %, s. Kapitel 5.1.

Für $\hat{p}_{miHD} = 8.5$ bar dagegen ist eine NO_x -Reduzierung in Höhe von ca. 20% bei einem Kraftstoffmehrverbrauch von etwa 1.5% zu erwarten. Der Grenz-Mitteldruck wird hier während der städtischen Phasen und im simulierten Überlandverkehr häufiger überschritten. Da $\vartheta_{80\%}$ des Dreiwegekatalysators in diesen Phasen jedoch noch nicht erreicht wird, ist eine Anwendung der SDV auch bei diesem Szenario auf die letzte Phase des NEFZ beschränkt. Eine zusätzliche Lastreduzierung böte nur ein geringes Potential zur weiteren NO_x -Reduzierung, da die erforderliche Abgastemperatur $\vartheta_{80\%}$ limitierend wirkt.

FTP75

Bedingt durch den zügigen Beschleunigungsvorgang zu Beginn des Tests steigt die Abgastemperatur vor dem Oxidationskatalysator zwar rasch an und beträgt bei $t \approx 250$ s bereits $\vartheta_{\text{Oxi}} = 280^\circ\text{C}$, **Abbildung 5.46**. Die anschließenden dynamischen, aber kurzen Lastanforderungen führen jedoch dazu, dass die Abgastemperatur vor Oxidationskatalysator näherungsweise auf einem Niveau von $\vartheta_{\text{Oxi}} \approx 230^\circ\text{C}$ verharrt. Während der zehninütigen Unterbrechung fällt die Temperatur auf $\vartheta_{\text{Oxi}} \approx 160^\circ\text{C}$, ehe erst die anschließende Wiederholung der ersten Test-Phase zu einem Anstieg der Abgastemperatur bis auf $\vartheta_{\text{Oxi}} = \vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$ führt (bei $t = 2230$ s). Allerdings werden während des gesamten Zyklusses die Kriterien $\vartheta_{80\%} \geq 300^\circ\text{C}$ und Überschreitung der $\lambda = 1.0$ -Grenzlast nicht gleichzeitig erfüllt. Folglich liegt im FTP75-Zyklus unter den gegebenen Randbedingungen kein Stickoxidreduzierungspotential durch die Anwendung der SDV vor⁵⁰.

US06 (abgewandelt)

In der Regel schließt sich der US06-Zyklus an die Kaltstartphase des FTP75-Zyklus an, die als Konditionierung dient. Hiervon abweichend zeigt **Abbildung 5.47** zwei aneinander gereihte US06-Zyklen. Die hochdynamische Beschleunigungsrampe zu Beginn des Tests führt zu einem rasanten Anstieg der Abgastemperatur, so dass bereits nach $t = 98$ s die für eine NO_x -Konvertierung notwendige Temperatur $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$ erreicht wird. Die dynamischen Lastanforderungen und das hohe Geschwindigkeitsniveau im US06-Test führen dazu, dass bei Berücksichtigung der Drehzahlabhängigkeit der unteren Grenzlast eine NO_x -Reduzierung in Höhe von ca. 29% bei einem Kraftstoffmehrverbrauch von 4.0% zu erzielen ist. Bei einer Verschiebung der unteren Grenzlast auf $\hat{p}_{miHD} = 8.5$ bar können die NO_x -Emissionen um ca. 42% reduziert werden. Der zu erwartende Kraftstoffmehrverbrauch beträgt dann 6.7%.

ADAC

Der deutsche Automobilclub ADAC nutzt einen eigenen Fahrzyklus, auf dessen Grundlage Fahrzeugbewertungen hinsichtlich ihres Schadstoffausstoßes und Kraftstoffverbrauchs vorgenommen werden. Eine gesetzliche Bedeutung hat dieser auch als „Autobahnzyklus“ bezeichnete Test nicht; er wird hier wegen seines charakteristischen Lastkollektivs (mit Vollastbeschleunigungen) dennoch betrachtet. In diesem Zyklus sind die größten Stickoxidreduzierungsraten und der höchste Kraftstoffmehrverbrauch bei Anwendung der stöchiometrischen Verbrennung zu erwarten, **Abbildung 5.48**. Bedingt durch den hochdynamischen Beschleunigungsvorgang zu Beginn des Tests und die hohe Fahrgeschwindigkeit liegt die Abgastemperatur vor Oxidationskatalysator zwischen $t = 81$ s und $t = 763$ s oberhalb von $\vartheta_{80\%}$. Die hohe Lastanforderung führt dazu, dass die Grenzlast in einem beträchtlichen Teil des Tests überschritten wird und die SDV angewendet werden kann. So lassen sich bei einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um 2.4% die NO_x -Emissionen um rund 20% reduzieren (Fall A). Bei einer Absenkung der unteren Grenzlast auf $\hat{p}_{miHD} = 8.5$ bar reicht die Lastanforderung in den Konstantfahrphasen aus, die Stickoxidemissionen um 63% bei einem zu erwartenden Kraftstoffmehrverbrauch von 11% zu reduzieren (Fall B).

FAZIT: Relevanz für verschiedene Fahrzyklen

Auf Basis der genannten Annahmen ergeben sich für die untersuchten Fahrzyklen die folgenden NO_x -Redu-

⁵⁰Wird hingegen beispielsweise $\vartheta_{80\%} = 250^\circ\text{C}$ zugrunde gelegt, so können die Stickoxidemissionen um 3.9% bei 0.2% Kraftstoffmehrverbrauch ohne Lastreduzierung bzw. um 8.1% bei 0.5% Kraftstoffmehrverbrauch mit Lastreduzierung gesenkt werden.

zierungspotentiale und Kraftstoffmehrverbräuche, **Tabelle 5.6**. Je höher die Lastanforderung im Zyklus, desto höher sind das Potential zur Stickoxidreduzierung und der Kraftstoffmehrverbrauch. Das beste Verhältnis aus einer hohen NO_x -Reduzierung und einem geringen Kraftstoffmehrverbrauch stellt sich bei einer hohen Lastanforderung und geringen Motordrehzahl ein.

Tabelle 5.6: Zu erwartende Stickoxidreduzierung und prognostizierter Kraftstoffmehrverbrauch bei Anwendung der SDV in verschiedenen Fahrzyklen an einem 2.0l-TDI[®] Motor für die drehzahlabhängige Grenzlast und die (z. B. durch Abgasrückführung) reduzierte Grenzlast $\hat{p}_{miHD} = 8.5 \text{ bar}$.

	ohne Lastreduzierung		mit Lastreduzierung $p_{miHD} = 8.5 \text{ bar}$	
	Stickoxidemissionen	Kraftstoffverbrauch	Stickoxidemissionen	Kraftstoffverbrauch
NEFZ	- 12.9 %	+ 0.9 %	- 19.9 %	+ 1.4 %
FTP75	0 %	0 %	0 %	0 %
US06 (abgewandelt)	- 29.1 %	+ 4.0 %	- 41.9 %	+ 6.7 %
ADAC	- 20.1 %	+ 2.4 %	- 63.1 %	+ 11.3 %

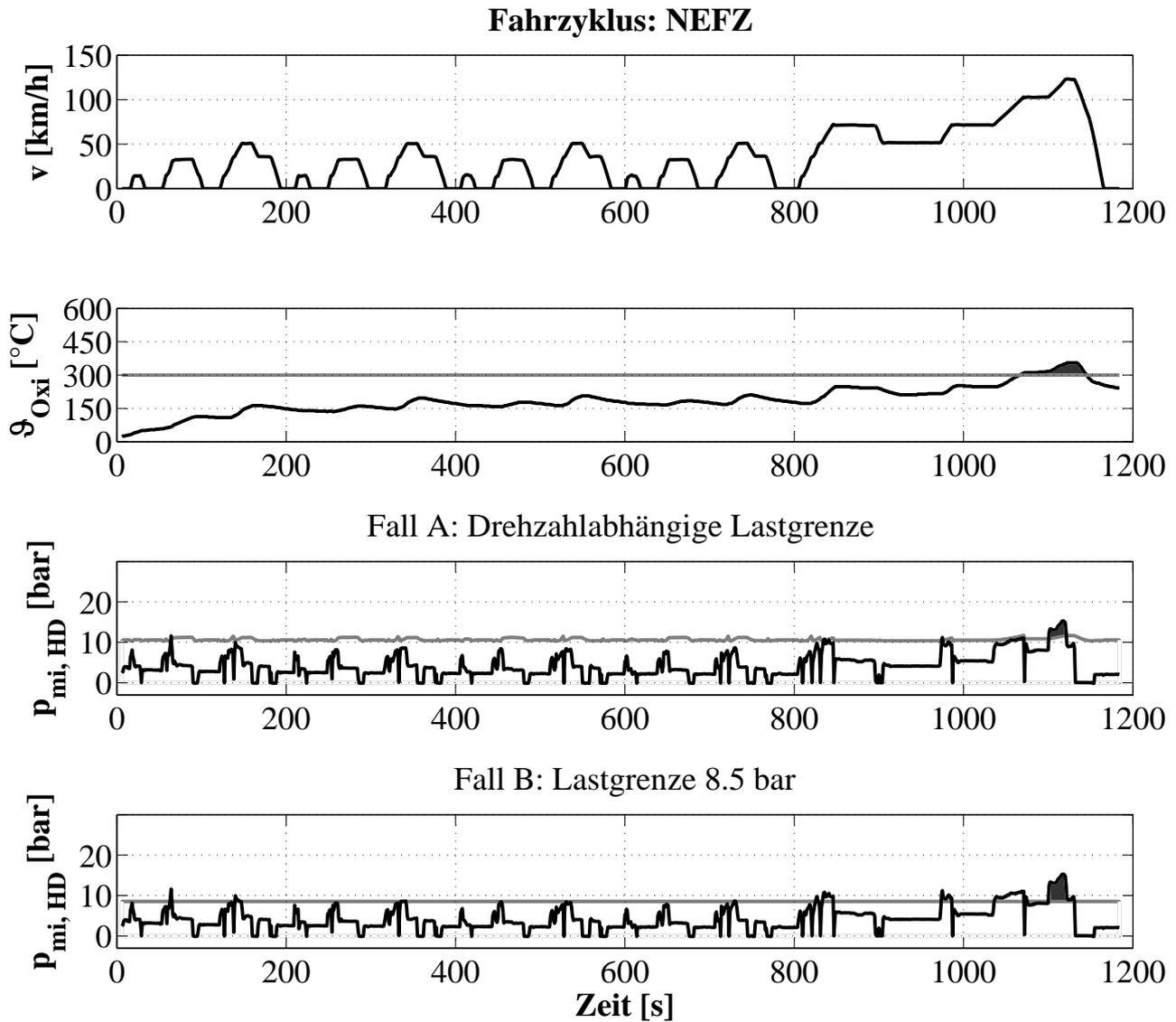


Abbildung 5.45: **Oben:** Geschwindigkeitsprofil des NEFZ. **2. v. oben:** Gemessene Temperatur ϑ_{Oxi} stromauf des Oxidationskatalysators und minimal erforderliche Temperatur $\vartheta_{80\%}$. **2. v. unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze ist drehzahlabhängig; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 12.9%, Kraftstoffmehrverbrauch: 0.9%. **Unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze wird drehzahlunabhängig auf $\hat{p}_{miHD} = 8.5$ bar reduziert; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 19.9%, Kraftstoffmehrverbrauch: 1.4%.

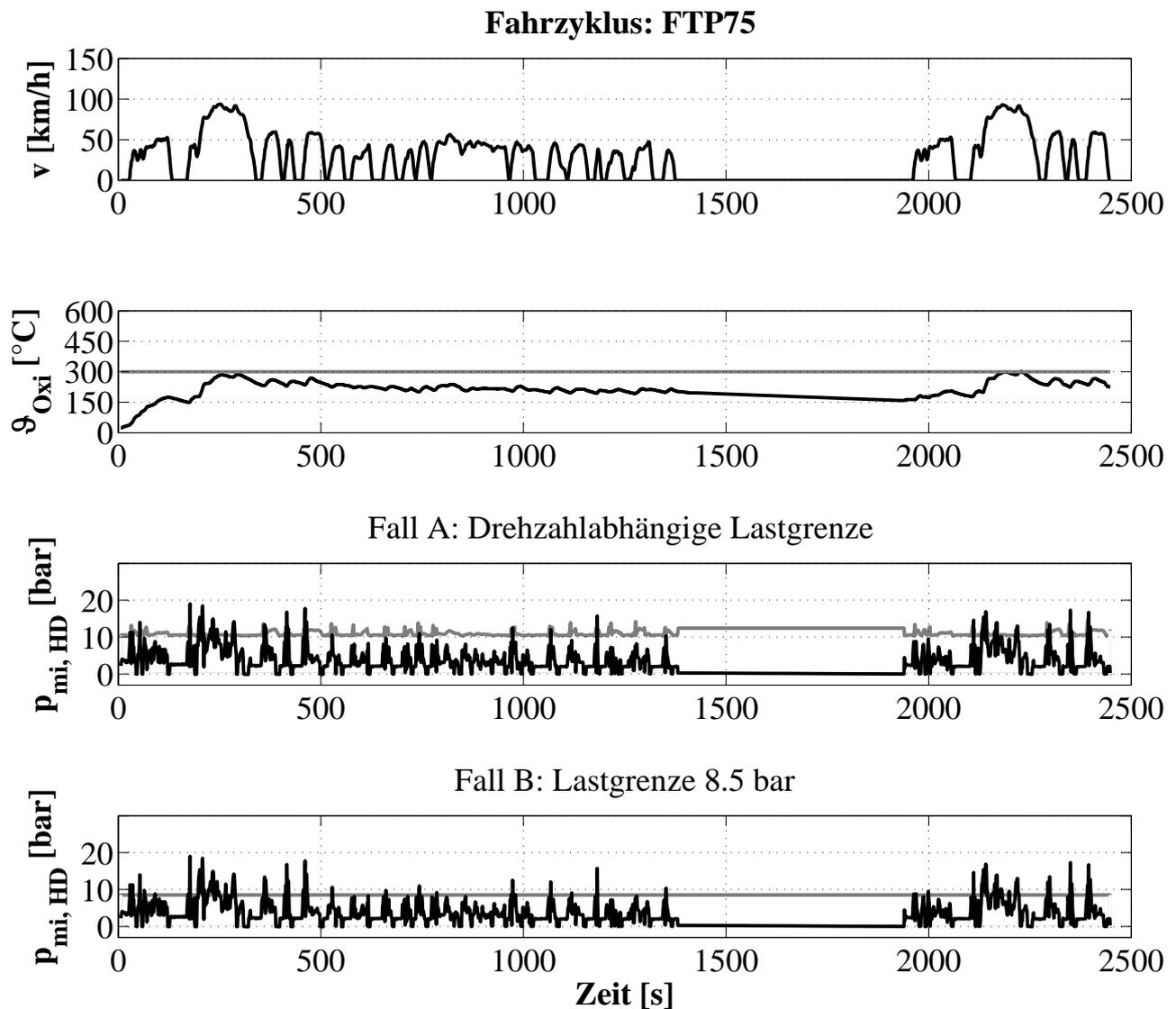


Abbildung 5.46: **Oben:** Geschwindigkeitsprofil des FTP75-Zyklus. **2. v. oben:** Gemessene Temperatur ϑ_{Oxi} stromauf des Oxidationskatalysators und minimal erforderliche Temperatur $\vartheta_{80\%}$. **2. v. unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze ist drehzahlabhängig; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Es existieren keine Phasen, in denen die Kriterien zur 80 %-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. **Unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze wird drehzahlunabhängig auf $\hat{p}_{miHD} = 8.5 \text{ bar}$ reduziert; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Es existieren keine Phasen, in denen die Kriterien zur 80 %-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind.

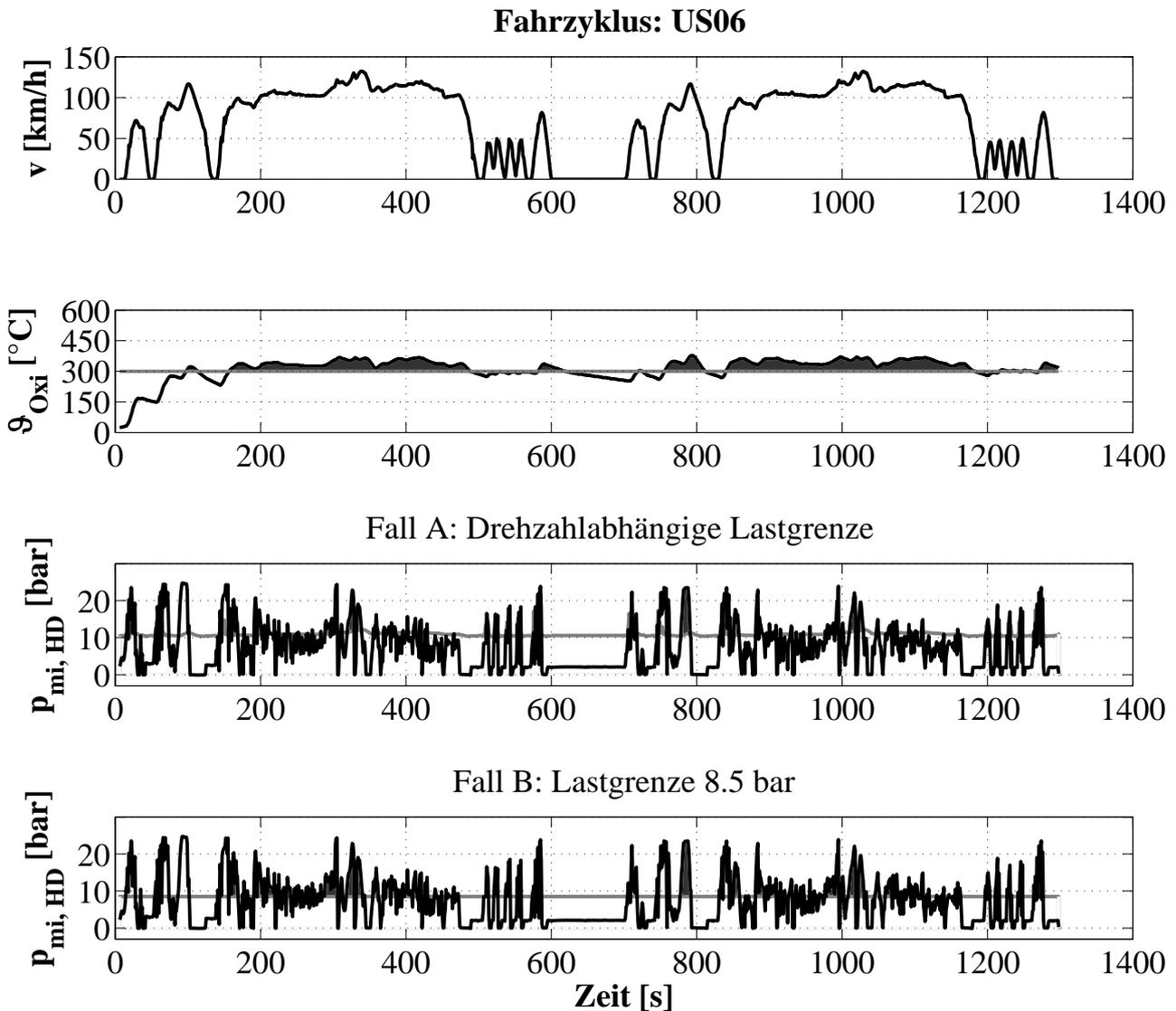


Abbildung 5.47: **Oben:** Geschwindigkeitsprofil des abgewandelten US06-Zyklus. **2. v. oben:** Gemessene Temperatur ϑ_{Oxi} stromauf des Oxidationskatalysators und minimal erforderliche Temperatur $\vartheta_{80\%}$. **2. v. unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze ist drehzahlabhängig; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 29.1%, Kraftstoffmehrverbrauch: 4.0%. **Unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze wird drehzahlunabhängig auf $\hat{p}_{\text{mi,HD}} = 8.5\text{ bar}$ reduziert; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 41.9%, Kraftstoffmehrverbrauch: 6.7%.

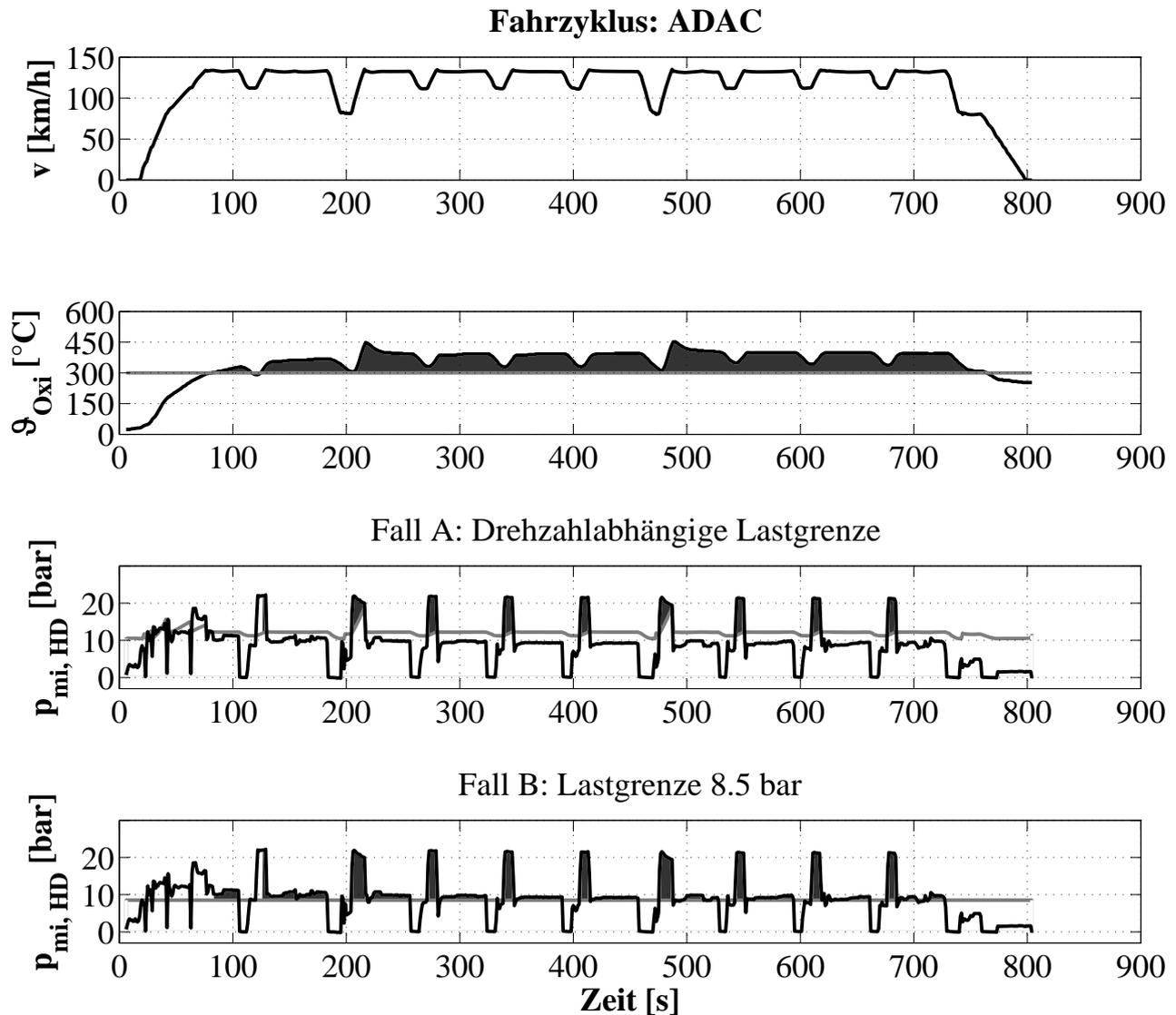


Abbildung 5.48: **Oben:** Geschwindigkeitsprofil des ADAC-Zyklus. **2. v. oben:** Gemessene Temperatur ϑ_{Oxi} stromauf des Oxidationskatalysators und minimal erforderliche Temperatur $\vartheta_{80\%}$. **2. v. unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze ist drehzahlabhängig; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 20.1 %, Kraftstoffmehrverbrauch: 2.4 %. **Unten:** Annahmen: Untere Lastgrenze wird drehzahlunabhängig auf $\hat{p}_{mi,HD} = 8.5\text{ bar}$ reduziert; Kraftstoffmehrverbrauch ist drehzahl- und lastabhängig; $\vartheta_{80\%} = 300^\circ\text{C}$. Graue Markierung der Phasen, in denen die Kriterien zur 80%-igen NO_x -Konvertierung erfüllt sind. Stickoxidreduzierung: 63.1 %, Kraftstoffmehrverbrauch: 11.3 %.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Die stetige Verschärfung der Abgasgesetzgebung stellt für den Dieselmotor vor allem hinsichtlich der Stickoxidemissionen eine große Herausforderung dar. Nach derzeitigem Kenntnisstand kann auf eine Abgasnachbehandlung zur NO_x -Reduzierung zukünftig nicht mehr verzichtet werden. Die bekannten Systeme SCR-Katalysator und NO_x -Speicherkatalysator sind kostenintensiv und aufwändig bzw. in ihrem Anwendungsbereich beschränkt. Vor diesem Hintergrund könnte die Verwendung eines Dreiwegekatalysators am Dieselmotor eine Alternative darstellen. Die hierfür obligatorische stöchiometrische dieselmotorische Gemischbildung ist bislang weitgehend unerforscht. Daher wurden in der vorliegenden Arbeit zunächst die thermodynamischen Besonderheiten der heterogen-stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung dargelegt.

Es zeigte sich, dass bei stöchiometrischer Gemischbildung die Verbrennungstemperatur höher ist, wodurch ein größerer Wandwärmeverlust und höhere chemisch-physikalische Verluste (Wärmekapazität der Gase, Dissoziation) auftreten. Selbst ein optimiertes $\lambda = 1.0$ -Brennverfahren weist daher im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren mit Luftüberschuss einen Wirkungsgradnachteil auf.

In den experimentellen Untersuchungen wurde zunächst auf die Regelung zur Erzielung eines stöchiometrischen Gemischs im Stationärbetrieb eingegangen. In diesem Zusammenhang wurden die außerordentlich hohe Sensibilität der Emissionsentstehung bei einer λ -Regelabweichung und die erzielbare Messgenauigkeit thematisiert. Eine Voruntersuchung zur Sensibilität der stöchiometrischen Gemischbildung auf eine Erhöhung des Einspritzdrucks zeigte ein Potential zur Rußreduzierung, jedoch kein Potential zur Senkung des effektiven Kraftstoffverbrauchs.

Nachfolgend lag der Fokus auf der Untersuchung der Funktionsweise eines Dreiwegekatalysators beim stöchiometrischen dieselmotorischen Brennverfahren. Ein Vergleich der Rohemissionen eines Otto- und eines Dieselmotors im stöchiometrischen Betrieb bei gleicher Motordrehzahl und -last zeigte, dass beim Ottomotor eine höhere NO_x -Konzentration vorlag als beim Dieselmotor. Folglich war bei der dieselmotorischen stöchiometrischen Verbrennung eine geringere NO_x -Konvertierungsrate des Katalysators nötig. Die experimentellen Untersuchungen eines kombinierten Abgasnachbehandlungssystems (Oxidationskatalysator und Dieselpartikelfilter in einem Gehäuse) sowie eines Dreiwegekatalysators bestätigten die simultane Umsetzbarkeit der drei Schadstoffe HC, CO und NO_x . Mit beiden Systemen konnten ottomotorische Konvertierungsraten erzielt werden.

Für das Verständnis der Verfahrensunterschiede im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor mit Luftüberschuss wurden die Rohemissionen bei konstanter Motorlast über einem veränderlichen Verbrennungsluftverhältnis in den Grenzen $1.0 \leq \lambda \leq 2.0$ dargestellt. Neben einem drastischen Anstieg der Ruß- und Kohlenmonoxidemissionen ergaben sich mit einer Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses bis auf $\lambda = 1.0$ geringere Stickoxidemissionen. Dagegen bewegten sich die Kohlenwasserstoffemissionen λ -unabhängig an der Nachweisgrenze. Eine Messung der Partikelgrößenverteilung zeigte im stöchiometrischen Betrieb eine Verschiebung der Verteilungsfunktion zu größeren Partikeldurchmessern bei einer deutlich erhöhten Partikelkonzentration. Insbesondere waren für den drastischen Anstieg der Rußemission Partikel mit einem Durchmesser größer als 50 Nanometer verantwortlich. Die Anzahl der emittierten Nanopartikel unterschied sich dagegen kaum von der Anzahl dieser Partikel beim konventionellen Brennverfahren. Im Gegensatz zum überstöchiome-

trischen Betrieb verursachte eine Erhöhung der Motorlast praktisch keine Änderung der Partikelkonzentration. Messungen hinter einem Dieselpartikelfilter ergaben für den stöchiometrischen und für den überstöchiometrischen Betrieb eine ähnliche Partikelkonzentration.

Das Ergebnis von Kraftstoffverbrauchsmessungen in beiden Betriebsarten bei verschiedenen Motordrehzahlen und -lasten offenbarte am verwendeten 400 cm³-Einzylindermotor einen durchschnittlichen Kraftstoffmehrerverbrauch von 13 Prozent. Als Ursachen hierfür konnten mithilfe einer detaillierten thermodynamischen Analyse einerseits die erhöhte Prozesstemperatur, die zu höheren chemisch-physikalischen Verlusten führt, und andererseits eine ausgeprägt unvollständige Verbrennung bestätigt werden. Dagegen war eine verlangsamte Energieumsetzung in der Durch- und Ausbrandphase als Folge des geringen Sauerstoffpartialdrucks in der Regel von untergeordneter Bedeutung.

Messungen der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks führten zu dem Schluss, dass die Laufruhe der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung sich nicht nennenswert von der Laufruhe des bekannten Dieselmotorenverfahrens mit Luftüberschuss unterscheidet. Eine tendenziell zu beobachtende Erhöhung der Standardabweichung mit steigender Last wurde auf potentiell ungünstigere thermodynamische Oxidationsbedingungen in der Ausbrandphase zurückgeführt.

Akustisch wies die stöchiometrische Verbrennung (ohne Gegenmaßnahmen) einen Nachteil auf, da der für dieselbe Motorlast erforderliche geringere Ladeluftdruck eine Verlängerung des Zündverzugs und folglich eine Erhöhung des Anteils vorgemischter Verbrennung verursachte.

Experimentelle Untersuchungen am turboaufgeladenen Mehrzylindermotor zum stöchiometrisch darstellbaren Kennfeldbereich zeigten, dass die Anwendbarkeit ohne kennfelderweiternde Maßnahmen auf den Drehzahlbereich bis etwa 3000 min⁻¹ und den Kennfeldbereich oberhalb einer Grenzlast, die drehzahlabhängig zwischen etwa 10 bar und 15 bar indiziertem Mitteldruck betrug, beschränkt war. Bei kleinen Drehzahlen ergab sich eine Begrenzung des Volllastdrehmoments durch den maximal zur Verfügung stehenden Ladeluftdruck. Dagegen war im mittleren Drehzahlbereich der zulässige Zylinderdruck und bei hohen Motordrehzahlen die erträgliche Abgastemperatur ausschlaggebend. Die minimal darstellbare Last war – analog zum Ottomotor – in der zur Darstellung eines global stöchiometrischen Gemischs erforderlichen Kraftstoffmasse bei „natürlicher“ Zylinderfüllung (Volllast des Saugmotors) begründet.

Die anschließenden Betrachtungen widmeten sich der Sensibilitätsuntersuchung und Verbesserung der stöchiometrischen Gemischbildung. Bei der Erprobung der als rußsenkend bekannten Nacheinspritzung zeigte sich, dass diese im stöchiometrischen dieselmotorischen Betrieb – bedingt durch das geringe Sauerstoffangebot – weitgehend wirkungslos war. Lediglich bei sehr hohen Rußemissionen durch die Anwendung der Abgasrückführung brachte die Nacheinspritzung einen geringen Vorteil.

Angesichts der schlechteren Akustik der stöchiometrischen Verbrennung im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren wurde eine optimierte Voreinspritzung angewandt. Es zeigte sich, dass annähernd das gleiche Verbrennungsgeräusch wie im überstöchiometrischen Betrieb erzielt werden konnte.

Mithilfe eines vollvariablen Ventiltriebs wurden zur Erhöhung der Ladungsbewegung am Einzylindermotor die beiden Strategien „spätes Einlassventilöffnen“ und „Ventilhubreduzierung/Drallerhöhung“ untersucht. Hierbei zeigte sich, dass durch das späte Einlassventilöffnen die Rußemissionen drastisch gesenkt werden konnten. Allerdings resultierte aus der großen erforderlichen Ansaugarbeit ein deutlicher Kraftstoffmehrerverbrauch. Im Gegensatz dazu konnte durch die Verringerung des Einlassventilhubes im Füllungskanal eine simultane Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Rußemissionen erzielt werden. Dabei waren die sich ergebenden höheren Strömungsverluste so gering, dass der Ladeluftdruck für dieselbe Zylinderfüllung nicht nennenswert erhöht werden musste. Beide Varianten ließen den Schluss zu, dass eine hohe Ladungsbewegung sich grundsätzlich positiv auf die Gemischbildung und Verbrennung des stöchiometrischen Verfahrens auswirkt.

Mit Blick auf die hohe Relevanz der Einspritzdüsen- und Kolbenmuldengeometrie zur Erzielung einer guten Gemischbildung im Sinne einer wirkungsgradgünstigen und schadstoffarmen Verbrennung wurden mit einer für heutige Dieselmotoren typischen Kolbenmulde neun verschiedene Einspritzdüsen untersucht. Da die stöchio-

metrische Verbrennung bei Einhaltung der üblichen Zylinderdrucklimitierung eine Erhöhung der Motorleistung ermöglicht, wurden die Messungen (analog zu den o. g. Grundsatzuntersuchungen) an einem kleinvolumigen Einzylindermotor durchgeführt. Es zeigte sich, dass das Potential zur Wirkungsgradverbesserung durch den Einsatz einer Einspritzdüse anderer Geometrie gering war. Dagegen konnten die Rußemissionen deutlich reduziert werden; in geringerem Maße galt dies auch für die Kohlenmonoxidemissionen.

Auf den Erkenntnissen der Voruntersuchungen aufbauend wurden zwei weitere Kolbenmulden untersucht, die einerseits eine maximale Ladungsbewegung und andererseits eine maximale Strahleindringtiefe ermöglichten. Das geometrische Verdichtungsverhältnis blieb dabei unverändert. Für die Auslegung der Kolbenmulden und die Interpretation der Versuchsergebnisse wurde unterstützend die 3D-CFD Simulation genutzt. Analog zu den vorherigen Messergebnissen zeigte sich wiederum die ausgesprochen große Bedeutung einer ausgeprägten Ladungsbewegung zur Erzielung „geringer“ Rußemissionen und eines „guten“ Wirkungsgrads. So verursachte die Verwendung einer flachen Kolbenmulde mit großem Durchmesser und geringer Drallbewegung eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um rund 7 % bei gleichzeitig drastisch erhöhten Rußemissionen. Diese Nachteile konnten auch durch den Einsatz der bestmöglichen Einspritzdüse nicht aufgehoben werden. Dagegen konnte der Kraftstoffverbrauch mit einer engen Kolbenmulde, d. h. bei Erzeugung einer ausgeprägten Drallbewegung mit überlagerter Sekundärbewegung, bei unveränderten Rußemissionen um rund 2 % verringert werden. Die Erprobung alternativer Einspritzdüsengeometrien ermöglichte eine weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um ca. 1 %. In Übereinstimmung mit theoretischen Überlegungen konnten bei Verwendung der engen Kolbenmulde mit einer Einspritzdüse mit kurzem Spritzloch und vergleichsweise geringer Konizität, d. h. geringer Strahlpenetration, die besten Ergebnisse erzielt werden. Umgekehrt ermöglichte eine Zehnloch-Einspritzdüse mit relativ großer Strahleindringtiefe die besten Ergebnisse mit der flachen Kolbenmulde großen Durchmessers.

Zur Absenkung der wirkungsgradreduzierenden Prozesstemperatur wurde ebenfalls am kleinvolumigen Einzylindermotor eine externe Abgasrückführung bei konstanter Motorlast untersucht. Mit der Rückführung von Abgas konnte der Kraftstoffverbrauch bei $p_{mi} = 10.5$ bar um etwa 6 % bzw. bei $p_{mi} = 18.1$ bar um etwa 4 % verringert werden. Als weitere positive Aspekte der Abgasrückführung wurden eine deutlich reduzierte Abgastemperatur sowie ein leiseres Verbrennungsgeräusch festgestellt. Allerdings stiegen die Rußemissionen dermaßen stark an, dass hierin bis zu 3 % der zugeführten Kraftstoffenergie gebunden waren.

Angesichts der unter Umständen außerordentlich hohen Rußemissionen wurde das Regenerationsverhalten eines Dieselpartikelfilters im stöchiometrischen Betrieb untersucht. Es wurde gezeigt, dass eine kontinuierliche Partikelfilterregeneration im stöchiometrischen dieselmotorischen Betrieb möglich war, sofern die Temperatur im Dieselpartikelfilter mindestens 600°C betrug und die Sauerstoffkonzentration vor Dieselpartikelfilter und der Rußmassenstrom in einem geeigneten Verhältnis zueinander standen. Weiterer applikativer Maßnahmen bzw. eines überstöchiometrischen Betriebs bedurfte die Regeneration des Dieselpartikelfilters bei diesen Voraussetzungen nicht. Trotz einer global „ausgeglichenen“ Stoffmengenbilanz und ausreichend hoher Temperaturen erfolgte kein kontinuierlicher Rußabbrand, sofern die Diffusionsvorgänge im Partikelfilter aufgrund eines zu geringen Angebots freier Oxidantien offensichtlich zu langsam abliefen.

Im Hinblick auf eine Kennfeldausweitung (Verschiebung der unteren Lastgrenze in Richtung kleinerer indizierter Mitteldrücke) wurde am Einzylindermotor mit vollvariablem Ventiltrieb neben der internen und externen Abgasrückführung sowie dem Miller- und Atkinsonverfahren die Phasenverschiebung eines Einlassventils untersucht. Es zeigte sich, dass mit der externen Abgasrückführung mit sinkender Motorlast der spezifische Kraftstoffverbrauch bei allerdings drastisch erhöhten Rußemissionen signifikant reduziert werden konnte. Ein erhöhter Kraftstoffverbrauch im Vergleich zum konventionellen Brennverfahren lag unter diesen Umständen jedoch weiterhin vor. Negative Rückwirkungen auf die im stöchiometrischen Betrieb ohnehin kritischen Größen Kraftstoffverbrauch und Rußemission ergaben sich mit der internen Abgasrückführung und dem Miller- bzw. Atkinsonverfahren. Dagegen konnten mit der Phasenverschiebung geringe Rußemissionen und ein vergleichsweise geringer Kraftstoffverbrauch verknüpft werden. Im Hinblick auf eine dynamische Regelung einer

stöchiometrischen Gemischbildung im transienten Motorbetrieb sollte dieses Verfahren der externen Abgasrückführung überlegen sein, allerdings erfordert es einen variablen Ventiltrieb.

Im Unterschied zu den oben beschriebenen Kennfelduntersuchungen wurde bei der nachfolgenden Anwendung des Miller- und Atkinsonverfahrens das thermodynamische Verdichtungsverhältnis bei konstanter Motorlast um bis zu drei Einheiten reduziert. Diese Sensibilitätsuntersuchung ließ den Schluss zu, dass die für eine dynamische Regelung geeigneten Verfahren nach Miller und Atkinson leichte Vorteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen ermöglichen.

Abschließend wurde mit MATLAB[®] ein Berechnungsprogramm erstellt, das auf Basis real durchgeführter Rollenprüfstandsmessungen im überstöchiometrischen Betrieb und den Ergebnissen der Voruntersuchungen eine Abschätzung des NO_x-Reduzierungspotentials sowie des zu erwartenden Kraftstoffmehrverbrauchs in relevanten Fahrzyklen erlaubt. Mit der semi-simulativen Betrachtung wurde für den ADAC-Fahrzyklus ein Stickoxidreduzierungspotential von bis zu 63 % bei einem Kraftstoffmehrverbrauch von 11.3 % berechnet. Für den NEFZ dagegen wurde ein Stickoxidreduzierungspotential von bis zu 20 % bei einem Kraftstoffmehrverbrauch von 1.4 % ermittelt.

Die Anwendung der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung in weiten Kennfeldbereichen steht angesichts des geringen Wirkungsgrads und der offensichtlich kaum zu erzielenden Wirkungsgradverbesserung in deutlichem Gegensatz zu den verabschiedeten CO₂-Grenzwerten in Europa. Allerdings könnte die Anwendung in NO_x-kritischen Kennfeldbereichen zielführend sein, wenn der Vorteil der einfachen und kostengünstigen Stickoxidreduzierung den unabwendbaren (in diesem Fall i. d. R. geringen) Kraftstoffmehrverbrauch kompensieren würde.

In weitergehenden Untersuchungen sollte der transiente stöchiometrische Betrieb am Motorprüfstand und im Fahrzeug untersucht werden. Insbesondere bedarf das erforderliche Konzept zur hochdynamischen Regelung eines stöchiometrischen Gemischs grundsätzlicher Untersuchungen. Angesichts einer höheren thermischen Belastung ist neben den Komponenten Kolben, Zylinderkopf und Injektor vor allem der Aufladegruppe besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Auch hinsichtlich des DPF-Regenerationsverhaltens sind weitergehende Untersuchungen erforderlich. Idealerweise sollten diese an einem Komponentenprüfstand erfolgen, um Wechselwirkungen relevanter Parameter ausschließen zu können. Ferner sollte zu einer ganzheitlichen Betrachtung der stöchiometrischen dieselmotorischen Verbrennung die Messung und Bewertung bekanntermaßen kritischer, jedoch nicht-limitierter Schadstoffe gehören.

Literaturverzeichnis

- [Aberle et al. 2007] ABERLE, W. ; GROENENDIJK, A. ; MÜLLER, J. ; SCHER, U.: *Verfahren zur Reduzierung der NOx-Emission von Dieselmotoren (Patentschrift)*. 2007. – DE 10 2005 059 451 A1
- [ADAC 2011] ADAC: http://www.adac.de/_mmm/pdf/EcoTest_alt_2003-2011_118922.pdf. 2011. – Zugriff am 16.02.2013
- [Au et al. 2001] AU, M. Y. ; GIRARD, J. W. ; DIBBLE, R. ; FLOWERS, D. ; ACEVES, S. M. ; MARTINEZ-FRIAS, J. ; SMITH, R. ; SEIBEL, C. ; MAAS, U.: 1.9-Liter four-cylinder HCCI engine operation with exhaust gas recirculation. In: *SAE Paper* (2001)
- [Aumann et al. 2002] AUMANN, R. ; MCCRACKEN, M. ; ABRAHAM, J.: An Evaluation of a Composite Model for Predicting Drop-Drop Collision Outcomes in Multidimensional Spray Computations. In: *SAE Paper* (2002)
- [AVL 2005] AVL: *Rauchwertmessung mit der Filterpapiermethode – Application Notes*. 2005. – Gerätedokumentation AVL 415S
- [Bargende 1990] BARGENDE, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1990
- [Bargende 2010] BARGENDE, M.: Hybrid – Nachhaltige Elektromobilität? (Gastkommentar). In: *MTZ* 71 (2010), Nr. 3
- [Bargende et al. 2001] BARGENDE, M. ; BURKHARDT, C. ; FROMMELT, A.: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. In: *MTZ* 62 (2001), Nr. 1
- [van Basshuysen 2007] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Vieweg, 2007
- [van Basshuysen und Schäfer 2005] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg, 2005
- [Bauder et al. 1997] BAUDER, R. ; DORSCH, W. ; PÖLZL, H. W. ; MIKULIC, L.: *Der neue Audi V6-Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung und Vierventiltechnologie*. 1997. – Wiener Motorensymposium
- [Baumgarten 2003] BAUMGARTEN, C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseldirekteinspritzung*, Universität Hannover, Dissertation, 2003
- [Beck 2003] BECK, H. A.: *Anwendung der Photoakustischen Spektroskopie in der Prozess- und Umweltanalytik*, Technische Universität München, Dissertation, 2003
- [Beck 2008] BECK, L. M.: *Reaktionskinetische Analyse des Einflusses von chemisch modifizierter Abgasrückführung auf das Selbstzündungsverhalten von Ottokraftstoffen*. 2008. – Diplomarbeit, Brandenburgische Technische Universität Cottbus

- [Bernard et al. 2009] BERNARD, L. ; FERRARI, A. ; MICELLI, D. ; PEROTTO, A. ; RINOLFI, R. ; VATTANEO, F.: Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren. In: *MTZ* 70 (2009), Nr. 12
- [Böhm et al. 1988] BÖHM, H. et al.: *The Influence of Pressure and Temperature on Soot Formation in Premixed Flames*. 1988. – The Combustion Institute, 22nd Symposium on Combustion
- [Blessing 2004] BLESSING, M.: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004
- [Bogdanić 2007] BOGDANIĆ, M.: *Simulation von Autoabgasanlagen*, TU Berlin, Dissertation, 2007
- [Boger et al. 2008] BOGER, T. ; ROSE, D. ; TILGNER, I. ; HEIBEL, A.: Regeneration Strategies for an Enhanced Thermal Management of Oxide Diesel Particulate Filters. In: *SAE Paper* (2008)
- [Bosch 2002a] BOSCH: *Abgastechnik für Ottomotoren*. Robert Bosch GmbH (Gelbe Reihe), 2002
- [Bosch 2002b] BOSCH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Vieweg, 2002
- [Bosch 2004] BOSCH: *Dieselmotor-Management*. Vieweg, 2004
- [Braess und Seiffert 2001] BRAESS, H.-H. (Hrsg.) ; SEIFFERT, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg, 2001
- [Brauer 2011] BRAUER, M.: *Schadstoffverhalten und Lastgrenze der vorgemischten Dieselerbrennung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2011
- [Brettschneider 1996] BRETTSCHNEIDER, J.: *Berechnung der Kraftstoffzusammensetzung mit Hilfe der Abgasanalyse*. 1996. – Robert Bosch GmbH, Technischer Bericht
- [Brockhaus 2003] BROCKHAUS, F. A.: *Der Brockhaus Naturwissenschaft und Technik*. 2003. – CD-ROM
- [Busch 2001] BUSCH, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*, Universität Hannover, Dissertation, 2001
- [Campenon et al. 2004] CAMPENON, T. ; WOUTERS, P. ; BLANCHARD, G. ; MACAUDIERE, P. ; SEGUELONG, T.: Improvement and Simplification of DPF System Using a Ceria-based Fuel-borne Catalyst for Diesel Particulate Filter Regeneration in Serial Applications. In: *SAE Paper* (2004)
- [Cerbe und Hoffmann 2002] CERBE, G. ; HOFFMANN, H.-J.: *Einführung in die Thermodynamik*. Vogel, 2002
- [Christensen und Johansson 2000] CHRISTENSEN, M. ; JOHANSSON, B.: Supercharged homogeneous charge compression ignition (HCCI) with exhaust gas recirculation and pilot fuel. In: *SAE Paper* (2000)
- [Dohle et al. 2004] DOHLE, U. et al.: *Advanced Diesel Common Rail Systems for Future Emission Legislation*. 2004. – Robert Bosch GmbH
- [Dow 2009] DOW: *Certificate of Analysis: CEC Legislative Fuel RF-06-08 B5*. 2009. – Dow Olefinverbund GmbH, Kraftstoffanalyse XL21513AB5, unveröffentlichtes Dokument
- [Dow 2010] DOW: *Certificate of Analysis: CEC Legislative Fuel RF-06-03*. 2010. – Dow Olefinverbund GmbH, Kraftstoffanalyse YB05513A46, unveröffentlichtes Dokument

- [Ebelsheiser 2002] EBELSHEISER, O.: *Untersuchung des CRT-Systems in Kombination mit einem NOx-Speicherkatalysator am Nfz-Dieselmotor*, Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2002
- [Eichler et al. 2006] EICHLER, H. ; KRONFELDT, H.-D. ; SAHM, J.: *Das Neue Physikalische Grundpraktikum*. Springer, 2006
- [Eichl seder et al. 2008] EICHLSEDER, H. ; KLÜTING, M. ; PIOCK, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer, 2008
- [Eifler et al. 2009] EIFLER, W. ; SCHLÜCKER, E. ; SPICHER, U. ; WILL, G.: *Küttner Kolbenmaschinen*. Vieweg und Teubner, 2009
- [Eiglmeier 2000] EIGLMEIER, C.: *Phänomenologische Modellbildung des gaseitigen Wandwärmeeüberganges in Dieselmotoren*, Universität Hannover, Dissertation, 2000
- [Eisen 2003] EISEN, S.-M.: *Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*, Technische Universität München, Dissertation, 2003
- [Emmrich 2010] EMMRICH, T.: *Beitrag zur Ermittlung der Wärmeübergänge in Brennräumen von Verbrennungsmotoren mit homogener und teilhomogener Energieumsetzung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2010
- [EPA oJa] EPA: <http://www.epa.gov/otaq/emisslab/methods/ftpdds.gif>. oJ. – Zugriff am 16.02.2013
- [EPA oJb] EPA: <http://www.epa.gov/otaq/emisslab/methods/us06dds.gif>. oJ. – Zugriff am 16.02.2013
- [EU 2007] EU: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1970L0220:20070101:DE:PDF>. 2007. – Zugriff am 16.02.2013
- [EU 2012a] EU: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:DE:PDF>. 2012. – Zugriff am 06.10.2012
- [EU 2012b] EU: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:142:0016:0024:de:PDF>. 2012. – Zugriff am 16.02.2013
- [Feßler 2010] FESSLER, D. K.: *Modellbasierte On-Board-Diagnoseverfahren für Drei-Wege-Katalysatoren*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2010
- [Finger 2001] FINGER, K.: *Untersuchungen zur Kraftanregung durch die Verbrennung beim direkteinspritzenden Common-Rail Dieselmotor unter Berücksichtigung des Körperschallübertragungsverhaltens*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2001
- [Fischer 2009] FISCHER, S.: *Untersuchung des Effekts einer Höchstdruckeinspritzung auf die Ruß- / NOx-Emissionen bei hoher Last in einem Dieselmotor*. 2009. – Wissenschaftssymposium Automobiltechnik
- [Flierl et al. 2011] FLIERL, R. ; SCHMITT, S. ; KLEINERT, G. ; ESCH, H.-J. ; DISMON, H.: Univalve – Ein vollvariables mechanisches Ventiltriebssystem für zukünftige Verbrennungsmotoren. In: *MTZ 72* (2011), Nr. 05
- [Franke et al. 1999] FRANKE, H. et al.: *Influence of Fuels on Soot-Particle Geometry*. 1999. – Technische Akademie Esslingen, 2nd International Colloquium

- [Funk 2001] FUNK, A.: *Untersuchung des SNR-Verfahrens am Dieselmotor*, Universität Hannover, Dissertation, 2001
- [Gail und Hortig 2004] GAIL, L. ; HORTIG, H. P.: *Reinraumtechnik*. Springer, 2004
- [Göhringer 2008] GÖHRINGER, V.: *Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren*. Expert Verlag, 2008
- [Golloch 2005] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer, 2005
- [Greim et al. 2003] GREIM, H. ; HILLESHEIM, W. ; ESCH, H. ; HÖKE, H. ; BAIER, I. Z.: Vergleich der Wirkungseigenschaften und der Wirkungsstärke von Dieselmotorabgasen der 1960er Jahre und heute / Institut für Toxikologie und Umwelthygiene der Technischen Universität München im Auftrag des Bayerischen Staatsministeriums für Umwelt, Gesundheit und Verbraucherschutz. 2003. – Forschungsbericht
- [Grill 2008] GRILL, M.: *Zylindermodul: Entwicklung eines allgemeingültigen, thermodynamischen Zylindermoduls für alle bekannten Brennverfahren / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen*. 2008. – Forschungsbericht
- [Grill et al. 2007] GRILL, M. ; CHIODI, M. ; BERNER, H.-J. ; BARGENDE, M.: Berechnung der thermodynamischen Stoffwerte von Rauchgas und Kraftstoffdampf beliebiger Kraftstoffe. In: *MTZ* 68 (2007), Nr. 5
- [Grohe 1977] GROHE, H.: *Messen an Verbrennungsmotoren*. Vogel, 1977
- [Grote und Feldhusen 2005] GROTE, K.-H. (Hrsg.) ; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer, 2005
- [Gruden 2008] GRUDEN, D.: *Umweltschutz in der Automobilindustrie – Motor, Kraftstoffe, Recycling*. Vieweg + Teubner, 2008
- [Grundmann 1995] GRUNDMANN, W.: *Beitrag zur Klärung des Einflusses der Abgasrückführung auf die Stickoxidemissionen direktinspritzender Dieselmotoren*, Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1995
- [Haas und Rauch 2010] HAAS, M. ; RAUCH, M.: Elektrohydraulischer vollvariabler Ventiltrieb. In: *MTZ* 71 (2010), Nr. 03
- [Haas 2007] HAAS, S.: *Homogene Dieselerverbrennung – TP 1: Verringerung der Ruß- und Stickoxidemissionen und Steigerung des Verbrennungswirkungsgrades durch homogene Dieselerverbrennung / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen*. 2007. – Forschungsbericht
- [Hadler et al. 2008] HADLER, J. ; RUDOLPH, F. ; DORENKAMP, R. ; STEHR, H. ; HILZENDEGGER, J. ; KRANZUSCH, S.: Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 1. In: *MTZ* 69 (2008), Nr. 5
- [Heinle 2011] HEINLE, M.: *Kraftstoffkennzahlen – TP 7 Wärmeübergang: Erstellung und Verifikation eines modifizierten Verbrennungsterms für eine Wandwärmeübergangsgleichung zur besseren Vorhersage der instationären Wandwärmeverluste von Motoren mit homogener Kompressionszündung (HCCI) / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen*. 2011. – Forschungsbericht
- [Henle 2006] HENLE, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*, Technische Universität München, Dissertation, 2006

-
- [Hering et al. 2007] HERING, E. ; MARTIN, R. ; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure*. Springer, 2007
- [Herr 2004] HERR, A.: *Thermische Zersetzung von Festharnstoff für mobile SCR-Katalysatoranwendungen*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2004
- [Hertzberg 2001] HERTZBERG, A.: *Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NOx-Speicher-Katalysator*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2001
- [Heuer 2001] HEUER, S.: *Verbrennungsgeräusch des direkteinspritzenden Hubkolbenmotors*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2001
- [Heywood 1988] HEYWOOD, J.: *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988
- [Höffken 2010] HÖFFKEN, T.: *Untersuchungen zur Durchströmung, Beladung und Regeneration eines Diesel-Partikelfilters*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2010
- [Hiroyasu und Arai 1990] HIROYASU, H. ; ARAI, M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. In: *SAE Paper* (1990)
- [Hohenberg 1980] HOHENBERG, G.: *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*. 1980. – Habilitationsschrift, Technische Universität Graz
- [Holleman und Wiberg 1995] HOLLEMAN, A. ; WIBERG, E.: *Lehrbuch der anorganischen Chemie*. de Gruyter, 1995
- [Hopp 2001] HOPP, M.: *Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2001
- [Horn 1994] HORN, A.: *Reduzierung der Stickoxidemissionen durch Abgasrückführung*. 1994. – Studienarbeit, MTU Friedrichshafen
- [Hu 2001] HU, D.: *Modellierung und Modellentwicklung der Rußbildung bei hohem Druck in vorgemischten Verbrennungssystemen*, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Stuttgart, Dissertation, 2001
- [IARC 2012] IARC: http://www.iarc.fr/en/media-centre/pr/2012/pdfs/pr213_E.pdf. 2012. – Zugriff am 13.02.2013
- [Indra 2011] INDRA, F.: „Der Elektro-Hype ist mir unerklärlich“ (Interview). In: *Automobil Industrie* (2011), Nr. 7-8
- [Jacob 2004] JACOB, E.: *GD-KAT: Katalysatoren, Systemaufbau und zugehörige Abgasmesstechnik*. 2004. – 3. Internationales Forum (für) Abgas- und Partikelemissionen
- [Jeschke 2002] JESCHKE, J.: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2002
- [Johansson 2004] JOHANSSON, B.: *Homogeneous Charge Compression Ignition – the future of IC engines?* 2004. – Lund University
- [Johnson-Matthey 2005] JOHNSON-MATTHEY: *Diesel-Partikelfiltersysteme für Off-Road-Anwendungen*. 2005. – Johnson Matthey GmbH
- [Johnson-Matthey oJ] JOHNSON-MATTHEY: http://www.matthey.com/innovation/history/continuously_regenerating_trap. oJ. – Zugriff am 16.02.2013
-

- [Joos 2006] JOOS, F.: *Technische Verbrennung*. Springer, 2006
- [Junker 2011] JUNKER, H. K.: Die Zukunft des Verbrennungsmotors. In: *ATZ extra – 125 Jahre Automobil* (2011), Nr. 4
- [Kashdan et al. 2009] KASHDAN, J. T. ; ANSELMI, P. ; WALTER, B.: Advanced injection strategies for controlling low-temperature diesel combustion and emissions. In: *SAE Paper* (2009)
- [Kim et al. 2010] KIM, J. ; REITZ, R. D. ; PARK, S. W. ; SUNG, K.: Reduction in NO_x and CO Emissions in Stoichiometric Diesel Combustion Using a Three-Way Catalyst. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132 (2010), Nr. 07
- [Klein 2009] KLEIN, P.: *Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren*, Universität Siegen, Dissertation, 2009
- [Kleinschmidt 1974] KLEINSCHMIDT, W.: *Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in Ottomotoren*, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1974
- [Klingemann 2008] KLINGEMANN, T.: *Weiterentwicklung des Combined Combustion System*. 2008. – Diplomarbeit, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
- [Kopp 2006] KOPP, C.: *Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2006
- [Kozuch 2004] KOZUCH, P.: *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004
- [Krome 2004] KROME, D.: *Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004
- [Kureti et al. 2002] KURETI, S. ; HIZBULLAH, K. ; WEISWEILER, W.: Entwicklung von Katalysatoren zur simultanen Entfernung von Stickstoffoxiden und Ruß aus dem Abgas von Kraftfahrzeug-Dieselmotoren / Universität Karlsruhe. 2002. – Forschungsbericht. Programm Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung (BWPLUS)
- [Ladommatos 1997] LADOMMATOS, N.: The Effect of Aromatic Hydrocarbons on Soot Formation in Laminar Diffusion Flames and in a Diesel Engine. In: *Journal of the Institute of Energy* 70 (1997)
- [Ladommatos et al. 1996a] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. ; ZHAO, H. ; HU, Z.: The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel engine emissions – part 1: effect of reducing inlet charge oxygen. In: *SAE Paper* (1996), Nr. 961165
- [Ladommatos et al. 1996b] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. ; ZHAO, H. ; HU, Z.: The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel engine emissions – part 2: effects of carbon dioxide. In: *SAE Paper* (1996), Nr. 961167
- [Ladommatos et al. 1997] LADOMMATOS, N. ; ABDELHALIM, S. ; ZHAO, H. ; HU, Z.: The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on diesel engine emissions – part 3: effects of water vapour. In: *SAE Paper* (1997), Nr. 971659
- [Lange 2010] LANGE, F.: *3D-CFD-Simulation der stöchiometrischen, dieselmotorischen Verbrennung*. 2010. – Volkswagen AG, unveröffentlichte interne Untersuchungen

-
- [Lange et al. oJ] LANGE, W. ; KRUMM, H. ; REDERS, K.: *Dieselmotoren-Lexikon*. oJ. – Broschüre der Deutsche Shell Aktiengesellschaft, Hamburg
- [Lautenschläger et al. 2005] LAUTENSCHLÄGER, K. ; SCHRÖTER, W. ; WANNINGER, A.: *Taschenbuch der Chemie*. Harri, 2005
- [Lee et al. 2006] LEE, S. ; GONZALEZ, M. A. ; REITZ, R. D.: Stoichiometric Combustion in a HSDI Diesel Engine to Allow Use of a Three-way Exhaust Catalyst. In: *SAE Paper* (2006)
- [Lefebvre 1989] LEFEBVRE, A. H.: *Atomization and Sprays*. Hemisphere, 1989
- [Leick 2008] LEICK, P.: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2008
- [LFU 2004] LFU: http://www.lfu.bayern.de/umweltwissen/doc/ww_47_bodennahes_ozon.pdf. 2004. – Zugriff am 13.02.2013
- [Liebsch 2005] LIEBSCH, S.: *Katalytische Partikeloxidation im Kontext von Harnstoff-SCR und Partikelkonfektionierung*, Technische Universität Dresden, Dissertation, 2005
- [Lüllmann et al. 2010] LÜLLMANN, H. ; MOHR, K. ; HEIN, L.: *Pharmakologie und Toxikologie*. Thieme, 2010
- [Loeck 2009] LOECK, H.: *Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses mittels Bilanzierung*. 2009. – Volkswagen AG, unveröffentlichtes internes Dokument
- [Lubbadeh 2011] LUBBADEH, J.: E-Autos im Test. In: *greenpeace magazin* (2011), Nr. 2
- [Maus et al. 2002] MAUS, W. ; BRÜCK, R. ; KAISER, F.: *Fortschrittliche PKW Dieselmotorenabgasnachbehandlung; Potential für niedrigste Emissionsgrenzwerte*. 2002
- [Merker und Schwarz 2009] MERKER, G. (Hrsg.) ; SCHWARZ, C. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*. Vieweg+Teubner, 2009
- [Merker et al. 2006] MERKER, G. ; SCHWARZ, C. ; STIESCH, G. ; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner, 2006
- [Merker und Stiesch 1999] MERKER, G. ; STIESCH, G.: *Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung*. Teubner, 1999
- [Miller 2000] MILLER, F.: Dosimetry of Particles in Laboratory Animals and Humans in Relationship to Issues Surrounding Lung Overload and Human Health Risk Assessment: A Critical Review. In: *Inhalation Toxicology* 12 (2000)
- [Münz et al. 2008] MÜNZ, S. ; RÖMUSS, C. ; SCHMIDT, P. ; BRUNE, K.-H. ; SCHIFFER, H.-P.: Dieselmotoren mit Niederdruck-Abgasrückführung – Herausforderungen an den Turbolader. In: *MTZ* 69 (2008), Nr. 2
- [Mollenhauer und Tschöke 2007] MOLLENHAUER, K. (Hrsg.) ; TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. Springer, 2007
- [Mork 2011] MORK, A.: *Brennverfahren mit Kompressionszündung für alternative Kraftstoffe*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2011

- [Motorlexikon 2009] MOTORLEXIKON: <http://www.motorlexikon.de>. 2009. – Eintrag „HC-SCR-Konzepte für NOx“, Zugriff am 10.04.2009
- [Osswald 2006] OSSWALD, K.: *Herstellung und Bewertung lasergebohrter Spritzlöcher in Dieseleinspritzdüsen*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2006
- [Peck 2007] PECK, R. S.: *Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2007
- [Pelte 2004] PELTE, D. (Hrsg.): *Physik - Für Wissenschaftler und Ingenieure*. Elsevier, 2004. – P. A. Tipler, G. Mosca
- [Pflüger 2010] PFLÜGER, M.: *Fahrzeugakustik*. Springer, 2010
- [Philipp 2007] PHILIPP, S.: *Untersuchungen zur NOx-Einspeicherung an Ceroxid mittels IR-Spektroskopie in diffuser Reflexion*, TU Darmstadt, Dissertation, 2007
- [Pischinger et al. 2001] PISCHINGER, F. et al.: Abschlussbericht Sonderforschungsbereich 224: Motorische Verbrennung / Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. 2001. – Forschungsbericht
- [Pischinger et al. 1994] PISCHINGER, F. ; SCHULTE, H. ; HANSEN, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. In: *VDI Bericht* 1994 (1994), Nr. 714
- [Pischinger et al. 2002] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, 2002
- [Popiolek 2007] POPIOLEK, G.: *Sprühstrahl-Wand-Wechselwirkungen bei der Benzindirekteinspritzung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2007
- [Pott und Stiebels 2003] POTT, E. ; STIEBELS, B.: *Weiterentwicklung der FSI-Technologie*. 2003. – 12. Internationales Automobiltechnisches Symposium
- [Predelli et al. 2010] PREDELLI, O. ; GRATZKE, R. ; SOMMER, A. ; MAROHN, R. ; ATZLER, F. ; SCHÜLE, H. ; KASTNER, O. ; NOZERAN, N.: *Kontinuierliche Einspritzverlaufsformung in Pkw-Dieselmotoren – Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen*. 2010. – 31. Internationales Wiener Motorensymposium
- [Rassweiler und Withrow 1938] RASSWEILER, G. ; WITHROW, L.: Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards. In: *SAE Paper* (1938)
- [Rezaei et al. 2012] REZAEI, R. ; PISCHINGER, S. ; EWALD, J. ; ADOMEIT, P.: Numerical investigation of the effect of swirl flow in-homogeneity and stability on diesel engine combustion and emissions. In: *International Journal of Engine Research* 13 (2012), Nr. 05
- [Riedel und Janiak 2011] RIEDEL, E. ; JANIAC, C.: *Anorganische Chemie*. de Gruyter, 2011
- [Rohr et al. 2008] ROHR, F. et al.: Dauerhaltbarkeit von NOx-Nachbehandlungssystemen für Dieselmotoren. In: *MTZ* 69 (2008), Nr. 3
- [Rohs 2006] ROHS, H.: *Simulation der Emission von Ruß und Kohlenmonoxid in Dieselmotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 2006
- [Ruiz und Chigiart 1985] RUIZ, F. ; CHIGIART, N.: *The Mechanics of High Speed Atomisation*. 1985. – 3rd International Conference on Liquid Atomisation and Spray Systems, London

-
- [Russell und Haworth 1985] RUSSELL, M. ; HAWORTH, R.: Combustion noise from high speed direct injection diesel engines. In: *SAE Paper* (1985)
- [Sarikoc 2009] SARIKOC, F.: *Untersuchungen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei modernen Brennverfahren für Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2009
- [Schäfer und van Basshuysen 1993] SCHÄFER, F. ; BASSHUYSEN, R. van: *Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren*. Springer, 1993
- [Schäflein 2005] SCHÄFLEIN, J.: *Beitrag zur Steuerung der Kompressionszündung in Ottomotoren*, Universität Rostock, Dissertation, 2005
- [Schloz 2003] SCHLOZ, E.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2003
- [Schmerbeck 2008] SCHMERBECK, S.: *Phänomene dieselbasierter hybrider Brennverfahren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2008
- [Schmidt 1951] SCHMIDT, F. A. F.: *Verbrennungskraftmaschinen*. R. Oldenbourg, 1951
- [Schneider 2003] SCHNEIDER, B. M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Dissertation, 2003
- [Schutting et al. 2007] SCHUTTING, E. ; NEUREITER, A. ; FUCHS, C. ; SCHATZBERGER, T. ; KLELL, M. ; EICHLSEDER, H. ; KAMMERDIENER, T.: Miller- und Atkinsonzyklus am aufgeladenen Dieselmotor. In: *MTZ* 68 (2007), Nr. 6
- [Sorger et al. 2011] SORGER, H. ; SCHÖFFMANN, W. ; HOWLETT, M.: Der Verbrennungsmotor als Schlüsselkomponente. In: *MTZ* 72 (2011), Nr. 3
- [Specht 2003] SPECHT, E.: *Vorlesungsskript Verbrennungstechnik*. 2003. – Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [Stahl 2008] STAHL, M.: *Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlzerfalls von Druckzerstäubern*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2008
- [Stan 2004] STAN, C.: *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs*. Springer, 2004
- [Steiger et al. 2008] STEIGER, W. ; JELITTO, C. ; SCHMERBECK, S.: *GCI und CCS – Zwei neue Brennverfahren von Volkswagen*. 2008. – 29. Internationales Wiener Motorensymposium
- [Stone 1999] STONE, R.: *Introduction to Internal Combustion Engines*. PALGRAVE, 1999
- [Strobel 1996] STROBEL, M.: *Beeinflussung der Schadstoffemissionen direkteinspritzender Nutzfahrzeug-Dieselmotoren durch innermotorische Maßnahmen*, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1996
- [Szengel et al. 2007] SZENGEL, R. ; MIDDENDORF, H. ; VOELTZ, S. ; LAUMANN, A. ; TILCHNER, L. ; THEOBALD, J. ; ETZRODT, T. ; KREBS, R.: Der TSI-Motor mit 90kW – Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotoren-Baureihe von Volkswagen. In: *MTZ* 68 (2007), Nr. 7/8

- [Tschöke 2010] TSCHÖKE, H.: *Vorlesungsskript Verbrennungsmotoren II*. 2010. – Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [TSI 2009] TSI: *Engine Exhaust Particle Sizer™ Spectrometer, Model 3090*. 2009. – Produkt-Dokumentation
- [Urlaub 1994] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. Springer, 1994
- [Wachter 2006] WACHTER, W.: *Die Umweltrelevanz des Dieselmotors*. 2006. – Vorlesungsskript, Technische Universität Graz
- [Wagner et al. 2006] WAGNER, U. ; MERKEL, S. ; SPICHER, U.: Untersuchungen zur Entwicklung einer rußfreien Verbrennung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung / Universität Karlsruhe. 2006. – Forschungsbericht. Programm Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung (BWPLUS)
- [Warnatz et al. 1997] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W.: *Verbrennung*. Springer, 1997
- [Weberbauer et al. 2005] WEBERBAUER, F. ; RAUSCHER, M. ; KULZER, A. ; KNOPF, M. ; BARGENDE, M.: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *MTZ* 66 (2005), Nr. 2
- [Weißermel 2006] WEISSERMEL, V.: *Vorlesungsskript Kolbentriebwerke I*. 2006. – Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
- [Wiartalla 1995] WIARTALLA, A. P.: *Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1995
- [Witt 1999] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1999
- [Woschni 1970] WOSCHNI, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *MTZ* 31 (1970), Nr. 12
- [Zeller 2009] ZELLER, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. Vieweg+Teubner, 2009
- [Ziegler 2004] ZIEGLER, G.: Euro 4 and Beyond – Role of Diesel Fuel Injection Systems. In: *SAE Paper* (2004)

Abkürzungsverzeichnis

ADAC	Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V.
AGR	Abgasrückführung
AS	Auslassventil Schließt
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader, Abgasturboaufladung
AÖ	Auslassventil Öffnet
CAI	Controlled Auto Ignition
CDPF	Catalysed Diesel Particulate Filter
CEC	Coordinating European Council
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research
CRI	Common-Rail Injektor
CRT®	Continuous Regeneration Trap
CZ	Cetanzahl
DeNO _x	Sammelbezeichnung für NO _x -Speicherkatalysator und SCR-Katalysator
DI	Direct Injection
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DOHC	Double Overhead Camshaft
DPF	Dieselpartikelfilter
eAGR	Externe Abgasrückführung
EDC	Electronic Diesel Control
EEPS	Engine Exhaust Particle Sizer
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EN	Europäische Norm
ES	Einlassventil Schließt
ETK	Emulatortastkopf
EU	Europäische Union
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
EZ400	Einzylindermotor mit $V_H = 400 \text{ cm}^3$
EZ500	Einzylindermotor mit $V_H = 500 \text{ cm}^3$

EÖ	Einlassventil Öffnet
FBP	Index: Final Boiling Point
FFT	Fast Fourier Transform
FID	Flammenionisationsdetektor
FSN	Filter Smoke Number
FTP75	Federal Test Procedure (Fahrzyklus)
G	Index: Gas
GWP	Global Warming Potential
HACA	H-Abstraktion, C ₂ H ₂ -Addition
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HE	Haupteinspritzung
HE	Hydroerosive Verrundung
i	Index: Indiziert
iAGR	Interne Abgasrückführung
IARC	International Agency for Research on Cancer
IBP	Index: Initial Boiling Point
ISO	International Organization for Standardization
K	Index: Kraftstoff
KDV	Index: Konventionelle dieselmotorische Verbrennung
KDV	Konventionelle dieselmotorische Verbrennung
L	Index: Luft
Lade	Index: Ladeluft
LBW	Ladungsbewegung
LVG	Direktes Verbrennungsgeräusch
NDIR	Nichtdispersive Infrarot-Absorption
NE	Nacheinspritzung
NEDC	New European Driving Cycle
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NTC	Negative Temperature Coefficient
OT	Oberer Totpunkt
Oxi	Index: Oxidationskatalysator
Oxi	Oxidationskatalysator
OZ	Oktanzahl
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition

PCR	Piezo Common-Rail
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter
ROZ	Research-Oktananzahl
SCR	Selective Catalytic Reduction
SDV	Index: Stöchiometrische dieselmotorische Verbrennung
SDV	Stöchiometrische dieselmotorische Verbrennung
SEÖ	Spätes Einlassventilöffnen
SFTP	Supplemental Federal Test Procedure (Fahrzyklus)
SIMOS	Siemens Motorsteuerung
SMD	Sauter Mean Diameter
SU	Strahlursprung
TDI®	Turbo charged Direct Injection
US06	United States (Fahrzyklus)
UT	Unterer Totpunkt
VE	Voreinspritzung
VM1600	Vierzylindermotor mit $V_H = 1600 \text{ cm}^3$
VTG	Variable Turbinengeometrie

Verzeichnis chemischer Elemente

$\text{Ba}(\text{NO}_3)_2$	Bariumnitrat
BaCO_3	Bariumcarbonat
C_2H_2	Ethin, Acetylen
C_3H_3	Propargyl
C_6H_6	Benzol
C_mH_n	Kohlenwasserstoffmolekül, allgemein
$\text{C}_{11}\text{H}_{10}$	α -Methylnaphthalin
$\text{C}_{16}\text{H}_{34}$	n-Hexadecan
CH_2O	Formaldehyd
CH_2	Carben
CH	Kohlenwasserstoff-Radikal
CO_2	Kohlenstoffdioxid
CO	Kohlenstoffmonoxid
C	Kohlenstoff
H_2O	Wasser
H_2	Wasserstoff, molekular
HCN	Cyanwasserstoff, Blausäure
HC	Kohlenwasserstoffe
H	Wasserstoff, atomar
M	unspezifiziertes Molekül
N_2O	Distickstoffmonoxid, Lachgas
N_2	Stickstoff, molekular
NH_3	Ammoniak
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_x	Sammelbezeichnung für Stickoxide
NO	Stickstoffmonoxid
N	Stickstoff, atomar
O_2	Sauerstoff, molekular
OH	Hydroxyl-Radikal
O	Sauerstoff, atomar

Symbolverzeichnis

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$
ε	Geometrisches Verdichtungsverhältnis	[1]
ε_{thd}	Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis	[1]
η_{th}	Thermischer Wirkungsgrad	[%]
η_{U}	Umsetzungswirkungsgrad	[%]
ϑ	Temperatur	[°C]
$\vartheta_{80\%}$	Minimal erforderliche Abgastemperatur zur 80-prozentigen NO _x -Konvertierung	[°C]
ϑ_{Lade}	Ladelufttemperatur	[°C]
ϑ_{Oxi}	Abgastemperatur vor Oxidationskatalysator	[°C]
κ	Isentropenexponent	[1]
λ	Verbrennungsluftverhältnis	[1]
λ_{global}	Globales Verbrennungsluftverhältnis	[1]
λ_{imag}	Imaginäres Verbrennungsluftverhältnis	[1]
λ_{lokal}	Lokales Verbrennungsluftverhältnis	[1]
ρ	Dichte	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$
$\sigma_{p_{mi}}$	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks	[bar]
$\varphi_{\text{ASB,NE}}$	Ansteuerbeginn der Nacheinspritzung	[°KW n. OT]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]
φ_{Q5}	Beginn der Energieumsetzung	[°KW n. OT]
φ_{Q50}	Schwerpunkt der Energieumsetzung	[°KW n. OT]
φ_{Q95}	Ende der Energieumsetzung	[°KW n. OT]
$\vec{\omega}$	Winkelgeschwindigkeit	$\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$
A	Fläche	$[\text{m}^2]$
b_i	Indizierter Kraftstoffverbrauch	$\left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right]$
c_p	Spezifische isobare Wärmekapazität	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
c_v	Spezifische isochore Wärmekapazität	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$
CZ	Cetanzahl	[1]
d	Durchmesser	[m]

D	Bohrungsdurchmesser	[mm]
$dN/d\log D_P$	Logarithmische Partikelkonzentration	$\left[\frac{\#}{\text{cm}^3}\right]$
D_P	Partikeldurchmesser	[nm]
$dp/d\phi$	Zylinderdruckgradient	$\left[\frac{\text{bar}}{^\circ\text{KW}}\right]$
$\frac{dQ_B}{d\phi}$	Brennrate (auch 'Brennverlauf')	$\left[\frac{\text{J}}{^\circ\text{KW}}\right]$
f	Frequenz	[Hz]
FSN	Schwärzungszahl	[1]
Δh	Spezifische Enthalpieänderung	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
HE	Hydroerosiver Verrundungsgrad	[%]
H_u	Unterer Heizwert	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
\tilde{H}_u	Umsetzbarer unterer Heizwert	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$
h_{EV-S}	Ventilhub des Einlassventils im Spiralkanal	[mm]
h_{EV-T}	Ventilhub des Einlassventils im Tangentialkanal	[mm]
i	Taktzahl	[1]
i	Laufzahl	
\vec{J}	Trägheitsmoment	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
k	Konstante	[1]
K_{stoech}	Bewertungskennzahl	[1]
\bar{K}_{stoech}	Bewertungskennzahl, Mittelwert	[1]
\vec{L}	Drehimpuls	$\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}}\right]$
L_p	Schalldruckpegel	[dB]
LVG	Direktes Verbrennungsgeräusch	[dB(A)]
M	Molmasse	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right]$
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
\dot{m}_C	Rußmassendurchsatz	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$
m_K	Kraftstoffmasse	[kg]
\dot{m}_K	Kraftstoffmassendurchsatz	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$
m_L	Luftmasse	[kg]
\dot{m}_L	Luftmassendurchsatz	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$
$\bar{m}_{L\text{stoech}}$	Mindestluftbedarf	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right]$

m_{NE}	Nacheinspritzmasse	$\left[\frac{\text{mg}}{\text{Hub}} \right]$
m_{VE}	Voreinspritzmasse (Einfache Voreinspritzung)	$\left[\frac{\text{mg}}{\text{Hub}} \right]$
m_{VE1}	Voreinspritzmasse, erste Voreinspritzung von zwei	$\left[\frac{\text{mg}}{\text{Hub}} \right]$
m_{VE2}	Voreinspritzmasse, zweite Voreinspritzung von zwei	$\left[\frac{\text{mg}}{\text{Hub}} \right]$
m_Z	Gasmasse im Zylinder	$[\text{kg}]$
$m_{Z_{eAGR}}$	Gesamtgasmasse im Zylinder mit eAGR	$[\text{mg}]$
$m_{Z_{iAGR}}$	Gesamtgasmasse im Zylinder mit iAGR	$[\text{mg}]$
$m_{Z_{\text{ohne AGR}}}$	Gesamtgasmasse im Zylinder ohne AGR	$[\text{mg}]$
N	Partikelkonzentration	$\left[\frac{\#}{\text{cm}^3} \right]$
n	Motordrehzahl	$\left[\frac{1}{\text{min}} \right]$
n	Polytrophenexponent	[1]
n	Intervallgrenze	
OZ	Oktanzahl	[1]
p	Druck	$[\text{Pa}]$
p_0	Bezugsdruck:	$2 \cdot 10^{-5} [\text{Pa}]$
p_{Abgas}	Abgasegendruck	$[\text{mbar}]$
$p_{\text{ASB,VE}}$	Zylinderdruck zum Zeitpunkt Ansteuerbeginn Voreinspritzung	$[\text{bar}]$
p_{Komp^*}	Extrapolierter Kompressionsspitzenruck	$[\text{bar}]$
P_i	Indizierte Leistung	$[\text{kW}]$
p_{Komp}	Kompressionsdruck	$[\text{bar}]$
p_{Lade}	Ladeluftdruck	$[\text{mbar}]$
PM	Indizierte Partikelemission	$\left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$
p_{max}	Zylinderspitzenruck	$[\text{bar}]$
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck	$[\text{bar}]$
p_{miHD}	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife	$[\text{bar}]$
\hat{p}_{miHD}	Minimal darstellbarer indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife	$[\text{bar}]$
p_{Rail}	Einspritzdruck	$[\text{bar}]$
p_Z	Zylinderdruck	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$
Q_{CO}	In CO-Emissionen gebundene Energie	$[\text{J}]$
Q_{H_2}	In H ₂ -Emissionen gebundene Energie	$[\text{J}]$
Q_{HC}	In HC-Emissionen gebundene Energie	$[\text{J}]$
Q_{hyd}	Hydraulischer Düsendurchfluss	$\left[\frac{\text{cm}^3}{60 \text{ s} \cdot 100 \text{ bar}} \right]$
Q_{Russ}	In Rußemissionen gebundene Energie	$[\text{J}]$
Q_{um}	Umsetzbare Wärme	$[\text{J}]$

Q_{uV}	In Produkten unvollständiger Verbrennung gebundene Wärme	[J]
Q_{WW}	Wandwärme	[J]
Q_{zu}	Zugeführte Wärme	[J]
R	Spezifische Gaskonstante	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right]$
r	Radius	[m]
s	Kolbenhub	[mm]
s	Strecke	[km]
T	Temperatur	[K]
T_M	Massenmitteltemperatur	[K]
t	Zeit	[s]
U	Innere Energie	[J]
V	Volumen	$[\text{m}^3]$
v	Geschwindigkeit	$\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$
$V_{ASB,VE}$	Zylindervolumen zum Zeitpunkt Ansteuerbeginn Voreinspritzung	$[\text{cm}^3]$
\bar{v}	Bahngeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
V_c	Kompressionsvolumen	$[\text{cm}^3]$
\bar{v}	Durchschnittsgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$
V_H	Hubvolumen	$[\text{cm}^3]$
V	Volumen	$[\text{m}^3]$
\dot{V}_A	Abgasvolumenstrom	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$
V_Z	Zylindervolumen	$[\text{m}^3]$
w	Kombinierte Kolben- / Gasgeschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$
x	Variable	
\tilde{x}_{eAGR}	Externe Abgasrückführrate	[Vol. – %]
\tilde{x}_{iAGR}	Interne Abgasrückführrate	[Vol. – %]
x	Massenanteil	[%]
\tilde{x}_S	Schwefelgehalt	[ppm]
\tilde{x}	Volumenkonzentration	[ppm]
\hat{y}	Amplitude	[%]

Anhang

Anhang A

Technische Daten der Versuchsaggregate

Tabelle A.1: Technische Daten der Versuchsaggregate

	EZ500	EZ400	VM1600
<i>Geometrie</i>			
Anzahl der Zylinder	1	1	4
Hubraum	492.2 cm ³	399.7 cm ³	1598.8 cm ³
Hub	95.5 mm	80.5 mm	80.5 mm
Bohrung	81.0 mm	79.5 mm	79.5 mm
Hubbohrungsverhältnis	1.18	1.01	1.01
Pleuellänge	144.0 mm	152.0 mm	152.0 mm
Geometrisches Verdichtungsverhältnis	16.5	16.5	16.2
<i>Ventiltrieb</i>			
Antrieb	Elektromotorische Aktuatorik	Zahnriemen	Zahnriemen
Nockenwellenanordnung	-	DOHC	DOHC
Auslassventile	1 Stk. Ø31.4 mm ↓ variabel	2 Stk. Ø23.1 mm ↓ 8.9 mm	2 Stk. Ø23.1 mm ↓ 9.0 mm
Einlassventile	2 Stk. Ø27.8 mm ↓ variabel	2 Stk. Ø25.1 mm ↓ 7.8 mm	2 Stk. Ø25.1 mm ↓ 9.0 mm
Steuerzeiten (1 mm)	EÖ: variabel ES: variabel AÖ: variabel AS: variabel	EÖ: 11.5°KW n. OT ES: 7.5°KW n. UT AÖ: 37.5°KW v. UT AS: 15.5°KW v. OT	EÖ: 10.0°KW n. OT ES: 10.0°KW n. UT AÖ1: 45.0°KW v. UT AÖ2: 20.0°KW v. UT AS1: 60.0°KW v. OT AS2: 10.0°KW v. OT
<i>Motorsteuerung & Einspritzung</i>			
Motormanagement	Bosch EDC 16 (ETK)	Continental SIMOS PCR 1.6 (ETK)	Bosch EDC 17 (ETK)
Injektor mit Düse	Bosch CRI3 8-Loch, 807 cm ³ /60s/100 bar	variiert	Bosch CRI2.6 7-Loch, 480 cm ³ /60s/100 bar

Anhang B

Prüfstands Aufbau EZ400

Tabelle B.1: Prüfstandskonfiguration des Einzylindermotors EZ400

Abgasmesstechnik
Kohlenmonoxid
ABB Uras 14
Messprinzip: Nichtdispersive Infrarotabsorption
Messbereiche: 5000, 10000, 30000, 100000 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 1\%$ des Messbereichendwerts
Ruß
AVL 415S
Messprinzip: Papierschwärzungsmethode
Messbereich: 0... 10 FSN
Messungenauigkeit im Prüfstandsbetrieb: ≤ 0.3 FSN
Stickoxide
ABB Limas 11/2K
Messprinzip: Gasfilter-Korrelation / Wellenlängenvergleich
Messbereiche: NO: 100, 500, 1000, 5000 ppm / NO ₂ : 100, 500, 1000, 2500 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 1\%$ des Messbereichendwerts
Kohlenwasserstoffe
ABB Multi-FID 14
Messprinzip: Flammenionisationsdetektor
Messbereiche: 300, 1000, 3000, 10000 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 2\%$ des Messbereichendwerts
Kohlendioxid
ABB Uras 14
Messprinzip: Nichtdispersive Infrarotabsorption
Messbereiche: 10000, 30000, 80000, 160000 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 1\%$ des Messbereichendwerts
Kohlendioxid (eAGR)
ABB Uras 14
Messprinzip: Nichtdispersive Infrarotabsorption
Messbereiche: 10000, 30000, 80000, 160000 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 1\%$ des Messbereichendwerts
Sauerstoff
ABB Magnos 16
Messprinzip: Magnetomechanisch

Messbereiche: 10000, 30000, 100000, 300000 ppm
Messungenauigkeit: $\leq 1\%$ des Messbereichendwerts

Luftmassenmessung

ABB Sensyflow P (14241-7962634)
Messprinzip: Thermischer Luft-Massendurchflussmesser
Messbereich: 0...400kg/h
Messungenauigkeit: $< \pm 1\%$ vom Messwert

Aerzener Maschinenfabrik (Ze 039.1)
Messprinzip: Drehkolbengaszähler
Messbereich: 0...250kg/h
Messungenauigkeit: $< \pm 2\%$ vom Messwert

Kraftstoffmassenmessung

AVL 733S
Messprinzip: Waage
Messungenauigkeit: $< 0.12\%$ vom Messwert

Indiziermesstechnik

Indiziersystem: FEV CAS
Piezoresistive Absolutdrucksensoren (Ladeluft, Abgas): Kistler 4075A5
Piezoelektrischer Relativdrucksensor (Brennraum): Kistler 6045A
Piezoresistiver Hochdrucksensor (Einspritzung): Kistler 4067BC3000
Piezoresistive Verstärker (Ladeluft, Abgas): Kistler 4603
Ladungsverstärker (Brennraum): Kistler 5011
Winkelmarkengeber: AVL 365C

Konditionierung

Kraftstoff

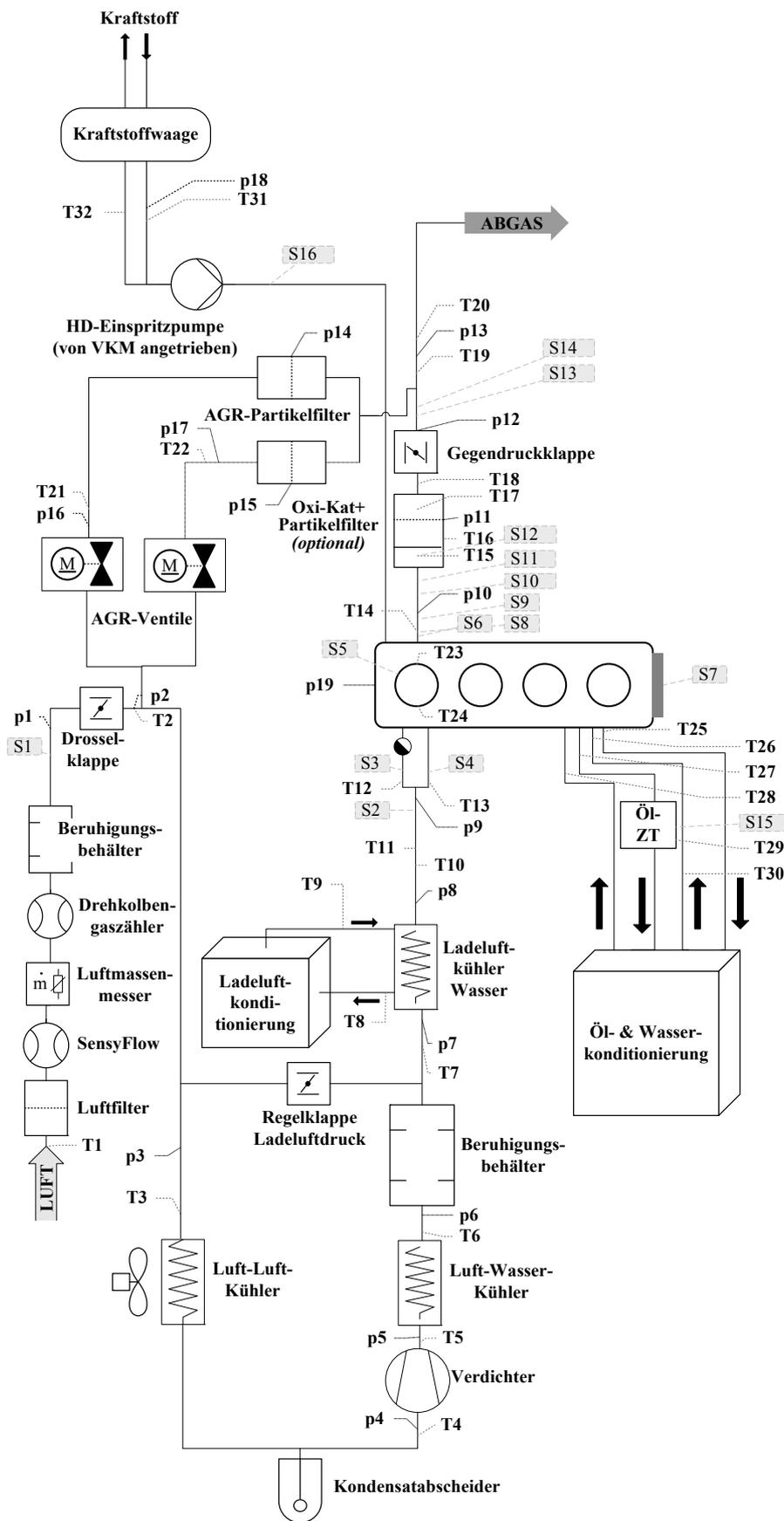
AVL 753C
Solltemperatur: 20°C
Toleranz: $< \pm 0.1\text{°C}$

Kühlwasser und Öl

AVL 577
Solltemperatur: 90°C
Toleranz: $< \pm 1\text{°C}$

Ladeluft

FEV CoolCon
Toleranz: $< \pm 0.1\text{°C}$



Temperaturen	
T1	vor Luftfilter
T2	nach Drosselklappe
T3	vor Luft-Luft-WT
T4	vor Verdichter
T5	hinter Verdichter
T6	hinter Wasser-Luft-WT
T7	vor Ladeluftkühler
T8	vor Ladeluftkonditionierung (Wasser)
T9	hinter Ladeluftkonditionierung (Wasser)
T10	hinter Ladeluftkühler
T11	Saugrohr
T12	Füllungskanal
T13	Drallkanal
T14	Abgaskrümmter
T15	hinter Oxidationskatalysator
T16	Partikelfilter vorne
T17	Partikelfilter hinten
T18	hinter Partikelfilter
T19	hinter Abgasgegendruckklappe
T20	hinter AGR-Entnahme
T21	vor AGR-Ventil 1
T22	vor AGR-Ventil 2
T23	Zylinderkopfwand AV
T24	Zylinderkopfwand EV
T25	Kühlwasseraustritt
T26	Kühlwassereintritt
T27	Ölsumpf
T28	Ölfilter
T29	Öl-Zusatztank
T30	Wasserkonditionierung
T31	Kraftstoffvorlauf
T32	Kraftstoffrücklauf
Drücke	
p1	vor Drosselklappe
p2	hinter Drosselklappe
p3	vor Luft-Luft-WT
p4	vor Verdichter
p5	hinter Verdichter
p6	hinter Wasser-Luft-WT
p7	vor Ladeluftkühler
p8	hinter Ladeluftkühler
p9	Saugrohr
p10	Abgaskrümmter
p11	Differenzdruck Partikelfilter
p12	hinter Abgasgegendruckklappe
p13	hinter AGR-Entnahme
p14	Differenzdruck AGR-Partikelfilter 1
p15	Differenzdruck AGR-Partikelfilter 2
p16	vor AGR-Ventil 1
p17	vor AGR-Ventil 2
p18	Kraftstoffvorlauf
p19	Öl
Sonstiges	
S1	CO2-Rückführung (AGR)
S2	CO2-Entnahme (AGR)
S3	Niederdruckindizierung Füllungskanal
S4	Niederdruckindizierung Drallkanal
S5	Hochdruckindizierung Brennraum
S6	Niederdruckindizierung Abgaskrümmter
S7	Winkelmarkengeber
S8	Abgasentnahme 1
S9	Nox-Sensor
S10	Rußentnahme 1
S11	Rußrückführung 1
S12	Lambdasonde
S13	Rußentnahme 2
S14	Abgasentnahme 2
S15	Ölstandgeber
S16	Hochdruckindizierung Raikdruck

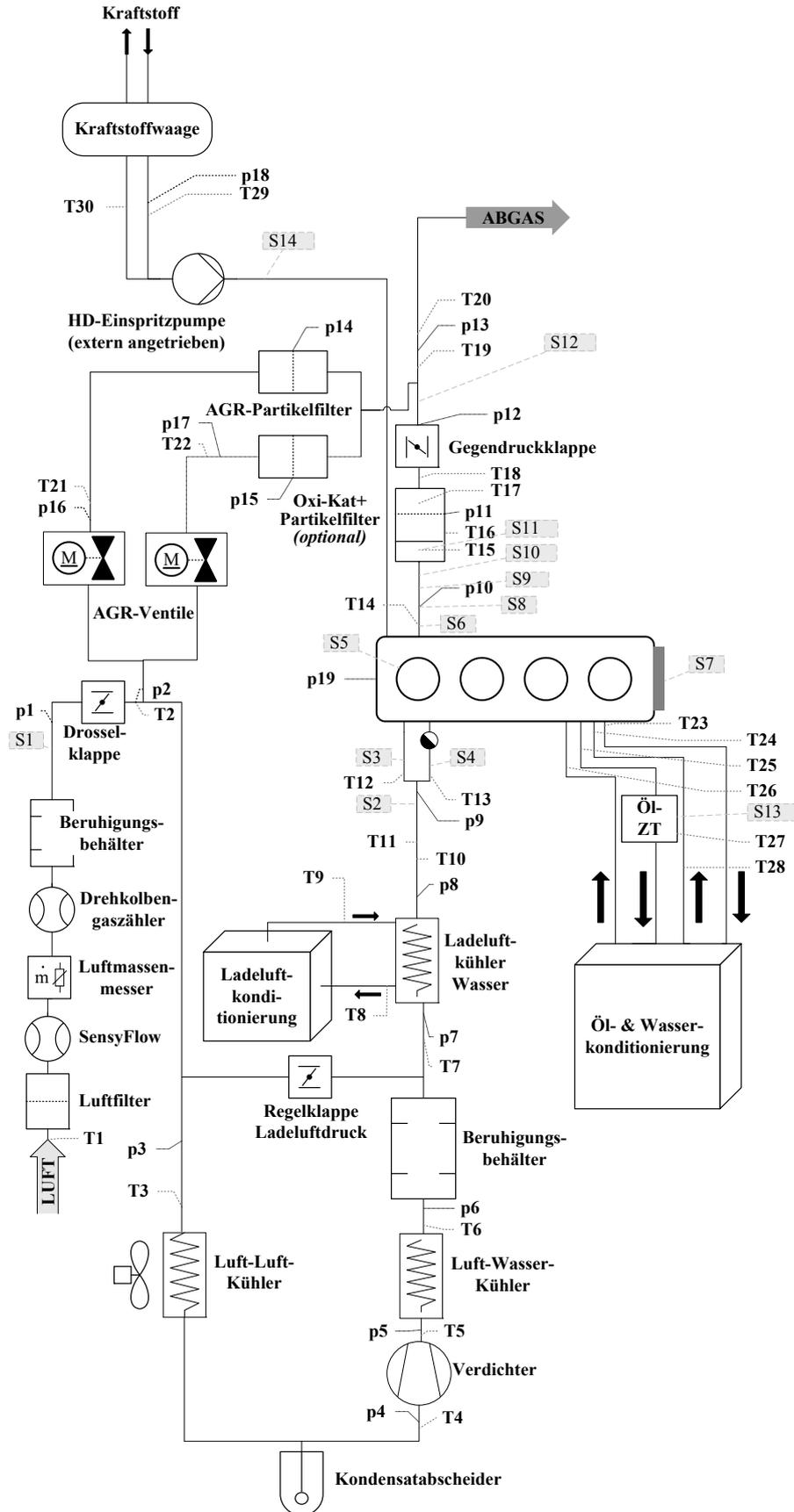
Abbildung B.1: Prüfstandsbauplan des Einzylindermotors EZ400

Anhang C

Prüfstands Aufbau EZ500

Tabelle C.1: Prüfstandskonfiguration des Einzylindermotors EZ500

Abgasmesstechnik
Kohlenmonoxid, Ruß, Kohlenwasserstoffe, Kohlendioxid, Sauerstoff identisch EZ400
Stickoxide ABB Uras 14 Messprinzip: Nichtdispersive Infrarotabsorption mit Konverter für NO ₂ Messbereiche: 250, 1000, 2500, 5000 ppm Messungenaugigkeit: ≤ 1 % des Messbereichendwerts
Kohlendioxid (eAGR) Siemens Ultramat 13P Messprinzip: Nichtdispersive Infrarotabsorption Messbereich: 150000 ppm Messungenaugigkeit: k.A.
Luftmassenmessung, Kraftstoffmassenmessung
identisch EZ400
Indiziermesstechnik
Indiziersystem: Smetec Combi IEEE Piezoresistive Absolutdrucksensoren (Ladeluft, Abgas): Kistler 4075A5 Piezoelektrischer Relativdrucksensor (Brennraum): Kistler 6041A Piezoresistiver Hochdrucksensor (Einspritzung): Kistler 4067A2000 Piezoresistive Verstärker (Ladeluft, Abgas): Kistler 4603 Ladungsverstärker (Brennraum): Kistler 5011 Winkelmarkengeber: AVL 365C
Konditionierung
Kraftstoff, Ladeluft identisch EZ400
Kühlwasser und Öl FEV CoolCon bzw. FEV LubCon Solltemperatur: 90 °C Toleranz: < ±1 °C



Temperaturen	
T1	vor Luftfilter
T2	nach Drosselklappe
T3	vor Luft-Luft-WT
T4	vor Verdichter
T5	hinter Verdichter
T6	hinter Wasser-Luft-WT
T7	vor Ladeluftkühler
T8	vor Ladeluftkonditionierung (Wasser)
T9	hinter Ladeluftkonditionierung (Wasser)
T10	hinter Ladeluftkühler
T11	Saugrohr
T12	Drallkanal
T13	Füllungskanal
T14	Abgaskrümmmer
T15	hinter Oxidationskatalysator
T16	Partikelfilter vorne
T17	Partikelfilter hinten
T18	hinter Partikelfilter
T19	hinter Abgasgegendruckklappe
T20	hinter AGR-Entnahme
T21	vor AGR-Ventil 1
T22	vor AGR-Ventil 2
T23	Kühlwasseraustritt
T24	Kühlwassereintritt
T25	Ölumpf
T26	Ölfilter
T27	Öl-Zusatztank
T28	Wasserkonditionierung
T29	Kraftstoffvorlauf
T30	Kraftstoffrücklauf
Drücke	
p1	vor Drosselklappe
p2	hinter Drosselklappe
p3	vor Luft-Luft-WT
p4	vor Verdichter
p5	hinter Verdichter
p6	hinter Wasser-Luft-WT
p7	vor Ladeluftkühler
p8	hinter Ladeluftkühler
p9	Saugrohr
p10	Abgaskrümmmer
p11	Differenzdruck Partikelfilter
p12	hinter Abgasgegendruckklappe
p13	hinter AGR-Entnahme
p14	Differenzdruck AGR-Partikelfilter 1
p15	Differenzdruck AGR-Partikelfilter 2
p16	vor AGR-Ventil 1
p17	vor AGR-Ventil 2
p18	Kraftstoffvorlauf
p19	Öl
Sonstiges	
S1	CO ₂ -Rückführung (AGR)
S2	CO ₂ -Entnahme (AGR)
S3	Niederdruckindizierung Drallkanal
S4	Niederdruckindizierung Füllungskanal
S5	Hochdruckindizierung Brennraum
S6	Niederdruckindizierung Abgaskrümmmer
S7	Winkelmarkengeber
S8	Abgasentnahme 1
S9	Rußentnahme 1
S10	Rußrückführung 1
S11	Lambdasonde
S12	Abgasentnahme 2
S13	Ölstandgeber
S14	Hochdruckindizierung Raildruck

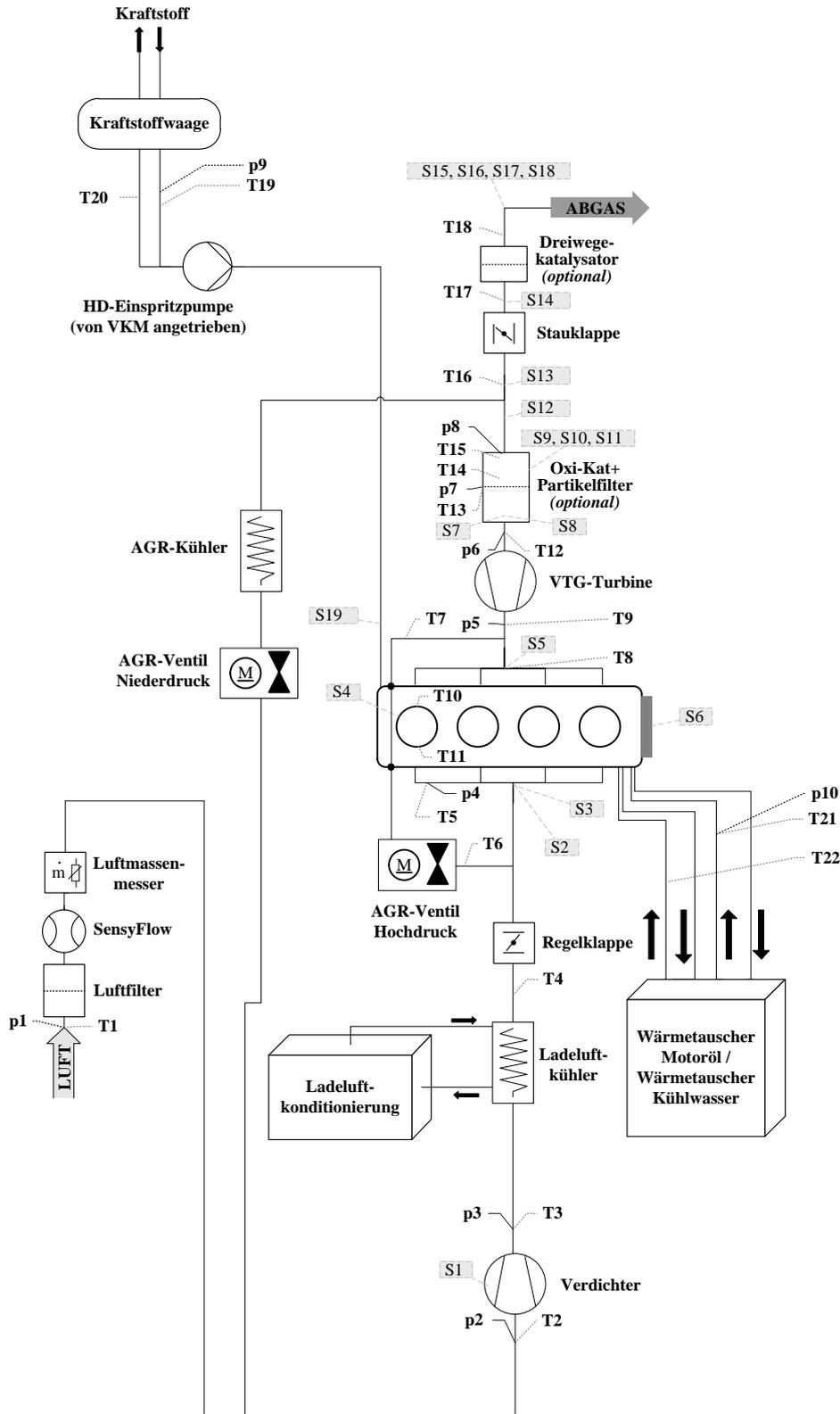
Abbildung C.1: Prüfstands Aufbauplan des Einzylindermotors EZ500

Anhang D

Prüfstands Aufbau VM1600

Tabelle D.1: Prüfstandskonfiguration des Vierzylindermotors VM1600

Abgasmesstechnik
identisch EZ400
Luftmassenmessung
ABB Sensyflow P (14241-7962635) Messprinzip: Thermischer Luft-Massendurchflussmesser Messbereich: 0...720kg/h Messungenauigkeit: $< \pm 1\%$ vom Messwert
Kraftstoffmassenmessung
identisch EZ400
Indiziermesstechnik
Indiziersystem: FEV CAS Piezoresistiver Absolutdrucksensor (Ladeluft): Kistler 4075A5 Piezoresistiver Absolutdrucksensor (Abgas): Kistler 4049A5 Piezoelektrischer Relativdrucksensor (Brennraum): Kistler 6045A Piezoresistiver Hochdrucksensor (Einspritzung): Kistler 4067BC3000 Piezoresistive Verstärker (Ladeluft, Abgas): Kistler 4603 Ladungsverstärker (Brennraum): Kistler 5011 Winkelmarkengeber: AVL 365C
Konditionierung
Kraftstoff, Ladeluft identisch EZ400 Kühlwasser und Öl Sekundärkreislauf mit Wärmetauschern Solltemperatur: 90°C Toleranz: $< \pm 5^\circ\text{C}$
Drehmomentenmessung
HBM T10FS Nennmoment: 1000Nm Toleranz: $< \pm 0.2\%$



Temperaturen	
T1	vor Luftfilter
T2	vor Verdichter
T3	vor Ladeluftkühler
T4	hinter Ladeluftkühler
T5	Saugrohr
T6	hinter Hochdruck-AGR-Ventil
T7	vor Hochdruck-AGR-Ventil
T8	Abgaskrümmen (Zylinder eins bis vier)
T9	vor Turbine
T10	Zylinderkopf (zwischen Auslassventilen)
T11	Zylinderkopf (zwischen Einlassventilen)
T12	hinter Turbine
T13	vor Partikelfilter
T14	Partikelfilter vorne
T15	Partikelfilter hinten
T16	vor Stauklappe
T17	vor Dreiwegekatalysator
T18	hinter Dreiwegekatalysator
T19	Kraftstoffvorkauf
T20	Kraftstoffrücklauf
T21	Ölvorkauf
T22	Kühlwasservorkauf
Drücke	
p1	vor Luftfilter
p2	vor Verdichter
p3	hinter Verdichter
p4	Saugrohr
p5	vor Turbine
p6	hinter Turbine
p7	vor Partikelfilter
p8	Differenzdruck Partikelfilter
p9	Kraftstoffvorkauf
p10	Ölvorkauf
Sonstiges	
S1	Turboladerdrehzahl
S2	CO ₂ -Entnahme (AGR)
S3	Niederdruckindizierung Saugrohr
S4	Hochdruckindizierung Brennraum
S5	Niederdruckindizierung Abgaskrümmen
S6	Winkelmarkengeber
S7	Lambdasonde
S8	Abgasentnahme 1
S9	NO _x -Sensor 1
S10	Rußentnahme 1 (-rückführung)
S11	Abgasentnahme 2
S12	Lambdasonde
S13	Abgasentnahme 3
S14	NO _x -Sensor 2
S15	NO _x -Sensor 3
S16	Partikelentnahme
S17	Abgasentnahme 4
S18	Rußentnahme 2 (-rückführung)
S19	Hochdruckindizierung Raildruck

Abbildung D.1: Prüfstands aufbauplan des Vierzylindermotors VM1600

Anhang E

Ergänzende Versuchsergebnisse

Variation des Einspritzdrucks

Ein hoher Einspritzdruck unterstützt eine möglichst homogene Gemischbildung und geringe Rußemissionen. Zur Bewertung des Einflusses im stöchiometrischen dieselmotorischen Betrieb wird exemplarisch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ eine Raildruckvariation von $p_{\text{Rail}} = 1000 \text{ bar}$ bis $p_{\text{Rail}} = 2000 \text{ bar}$ vorgenommen, s. Abbildung E.1.

Es zeigt sich, dass mit einer Erhöhung des Einspritzdrucks die Rußemissionen erwartungsgemäß gesenkt werden können, vgl. Kapitel 3.5.1. Allerdings gibt es unter den gegebenen Randbedingungen keinen weiteren Vorteil bei einer Erhöhung des Einspritzdrucks über $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$ hinaus. Der indizierte Kraftstoffverbrauch kann leicht reduziert werden. Im Vergleich zur Applikation eines konventionellen dieselmotorischen Brennverfahrens ist die Erhöhung des Systemdrucks empfehlenswert, doch ist diese mit Rücksicht auf eine akzeptable Verbrennungsakustik zu wählen. Für die experimentellen Untersuchungen wird der Einspritzdruck daher so gewählt, dass sich ein guter Kompromiss aus geringen Rußemissionen und einer akzeptablen Verbrennungsakustik ergibt. Der verkürzten Gemischbildungszeit (d. h. potentiell höheren Rußemissionen) mit steigender Motordrehzahl wird mit einer stufenweisen Erhöhung des Einspritzdrucks Rechnung getragen.

Hinsichtlich des effektiven Kraftstoffverbrauchs ist zu beachten, dass die Einspritzdruckerzeugung durch die Hochdruckpumpe Kurbelwellenarbeit erfordert, was im dargestellten Betriebspunkt schlussendlich zu einer Kompensation des indizierten Kraftstoffverbrauchsvorteils führt.

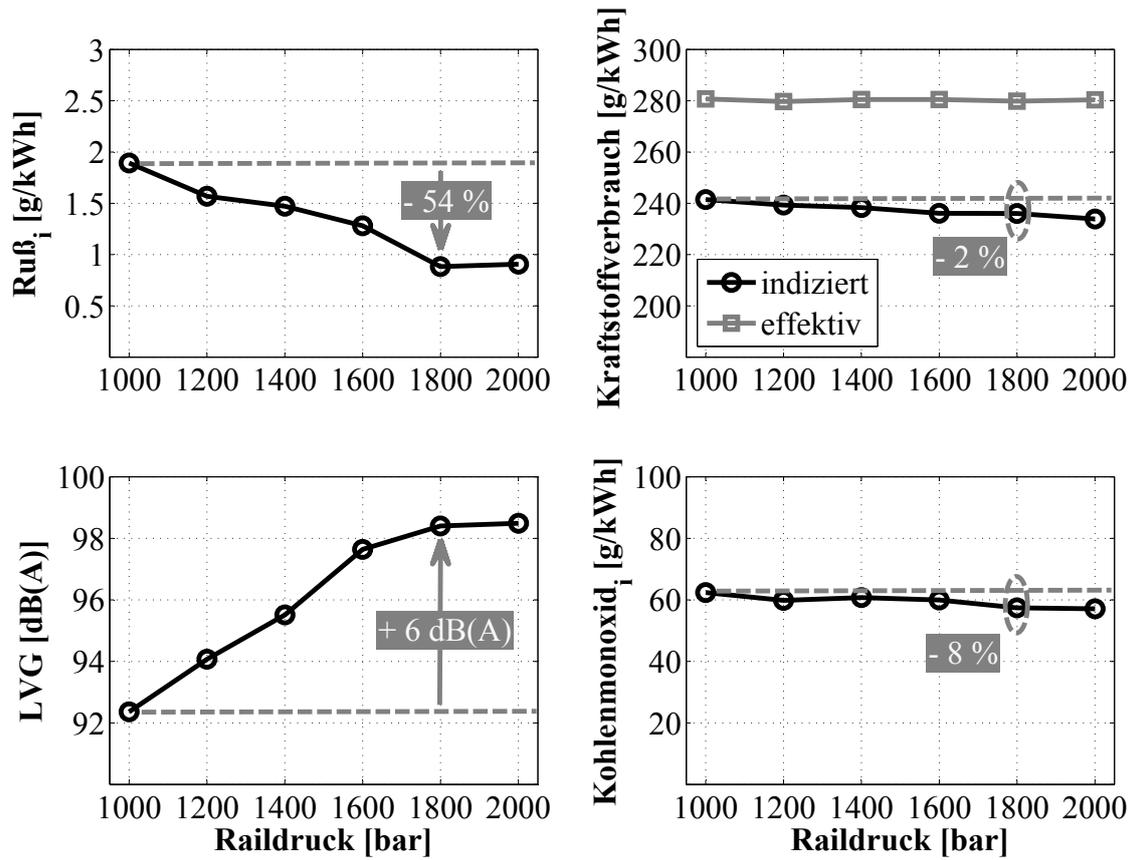


Abbildung E.1: Einfluss des Einspritzdrucks, Versuchsaggregat: VM1600. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Nacheinspritzung zur Feinjustierung des Verbrennungsluftverhältnisses

Da der Kraftstoffpfad besonders dynamisch beeinflusst werden kann, bietet sich diese Möglichkeit der Lambda-Regelung vor allem für den transienten Motorbetrieb an. Sofern eine „Feinjustierung“ des globalen Verbrennungsluftverhältnisses mittels einer Nacheinspritzung erfolgt, läuft die Hauptverbrennung leicht überstöchiometrisch theoretisch bei einem höheren Verbrennungswirkungsgrad ab.

Abbildung E.2 zeigt die Auswirkungen einer frühen und einer späten Nacheinspritzung veränderlicher Masse auf den Kraftstoffverbrauch, die Emissionsentstehung sowie die Abgastemperatur. Die Verbrennungsakustik

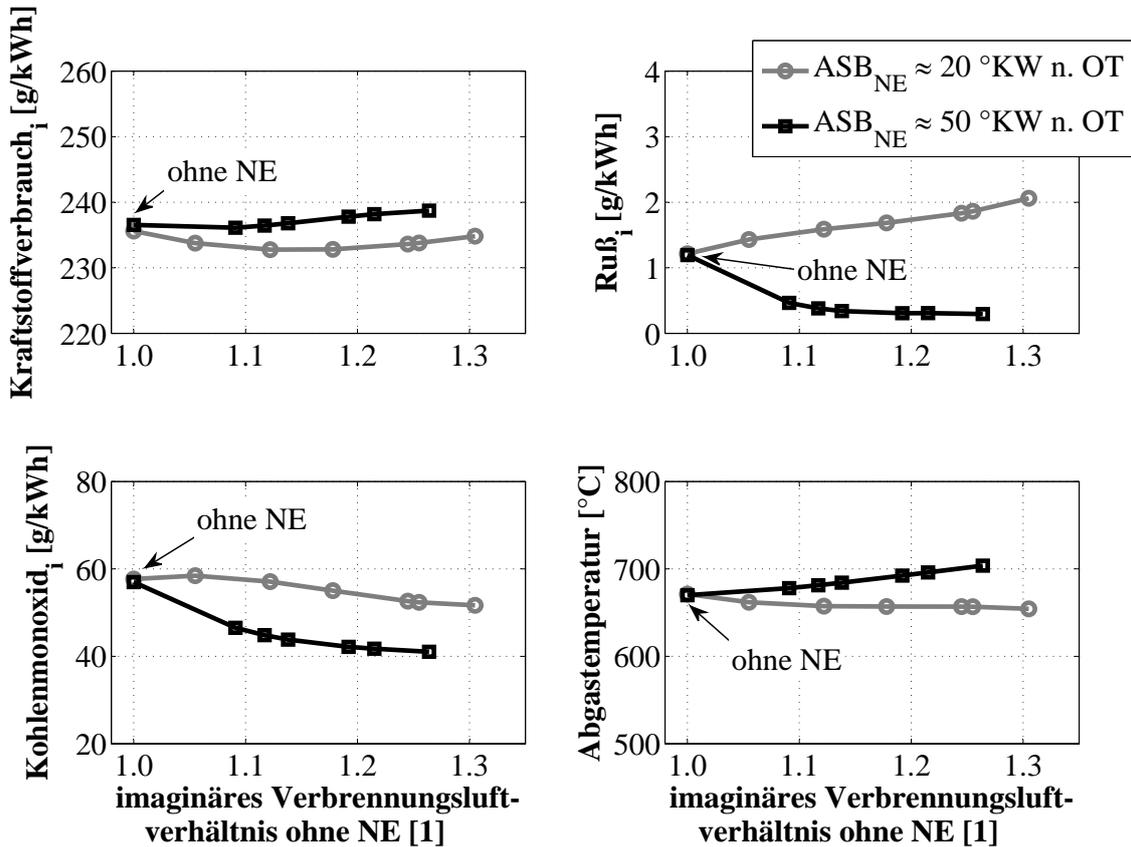


Abbildung E.2: Magere Hauptverbrennung mit früher bzw. später Nacheinspritzung, Versuchsaggregat: VM1600. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} = 0\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

bleibt unbeeinflusst und wird daher nicht näher betrachtet. Auf der Abszisse ist das „imaginäre Verbrennungsluftverhältnis ohne Nacheinspritzung“ λ_{imag} (d. h. das Verbrennungsluftverhältnis, das sich allein durch die Vor- und Haupteinspritzung ergibt) angegeben. Das globale Verbrennungsluftverhältnis beträgt stets $\lambda = 1.0$. Bei konstanter Last wird die Nacheinspritzmasse von 0 mg/Hub bis auf ca. 6 mg/Hub erhöht; bei der frühen Nacheinspritzung erfolgt der elektrische Ansteuerbeginn etwa 20°KW n. OT, bei der späten etwa 50°KW n. OT.

Frühe Nacheinspritzung

Es zeigt sich, dass der Kraftstoffverbrauch durch eine frühe Nacheinspritzung um etwa 1% reduziert werden kann; das Verbrauchsminimum tritt bei $\lambda_{imag} \approx 1.12$ auf. Die Ursachen hierfür sind der Übersichtlichkeit halber in einer Matrix dargestellt, siehe Tabelle E.1. Die Erhöhung des Sauerstoffangebots (mit zunehmender Nacheinspritzmasse) für die Oxidation der Vor- und Haupteinspritzmasse führt zwar zu einer leichten Reduzierung der

Tabelle E.1: Matrix zur energetischen Bewertung einer Nacheinspritzung zur Feinjustierung des Verbrennungsluftverhältnisses, Versuchsaggregat: VM1600. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

Einspritzmasse:	frühe Nacheinspritzung ASB _{NE} ≈ 20 °KW n. OT			späte Nacheinspritzung ASB _{NE} ≈ 50 °KW n. OT		
	klein	mittel	groß	klein	mittel	groß
unvollständige Verbrennung	○	+	+	○	○	○
CO-Emissionen	○	+	+	+	++	++
HC-Emissionen	○	○	○	–	--	--
Wandwärmeverlust	○	–	–	+	+	+
Energieumsatz $\varphi_{Q5} \rightarrow \varphi_{Q50}$	○	○	○	○	○	○
Energieumsatz $\varphi_{Q50} \rightarrow \varphi_{Q95}$	○	○	○	–	--	---
Dissoziation	○	+	○	○	○	+
Summe	○	+	○	○	–	–

+ besser
○ neutral
– schlechter

Kohlenmonoxidemissionen, nicht jedoch zu verminderten Rußemissionen. Diese steigen sogar sukzessive mit einer Erhöhung des imaginären Verbrennungsluftverhältnisses an, da vermutlich mehr Kraftstoff in die Flamme eingespritzt wird und die Rußoxidation mit fortschreitender Expansion (Druck und Temperatur sinken) zunehmend unzureichend abläuft. Die Abgastemperatur sinkt mit einer Erhöhung des imaginären Verbrennungsluftverhältnisses um bis zu 10 K, siehe Abbildung E.2.

Späte Nacheinspritzung

Bei der späten Nacheinspritzung wird die Ausbrandphase so weit verschleppt, dass trotz verringerter Verluste durch eine unvollständige Verbrennung und einen reduzierten Wandwärmeverlust ein Kraftstoffmehrverbrauch auftritt und die Abgastemperatur ansteigt, siehe Abbildung E.2 und Tabelle E.1. Die Rußemission kann durch eine magere Verbrennungsführung mit später Nacheinspritzung drastisch reduziert werden. Bei einem imaginären Verbrennungsluftverhältnis von beispielsweise $\lambda_{\text{imag}} \approx 1.1$ ist unter den gegebenen Randbedingungen bei konstantem Kraftstoffverbrauch eine Rußreduzierung um 65 % erzielbar. Kritisch sind die erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen zu bewerten (nicht dargestellt), die auf bis zu 950 ppm ansteigen.

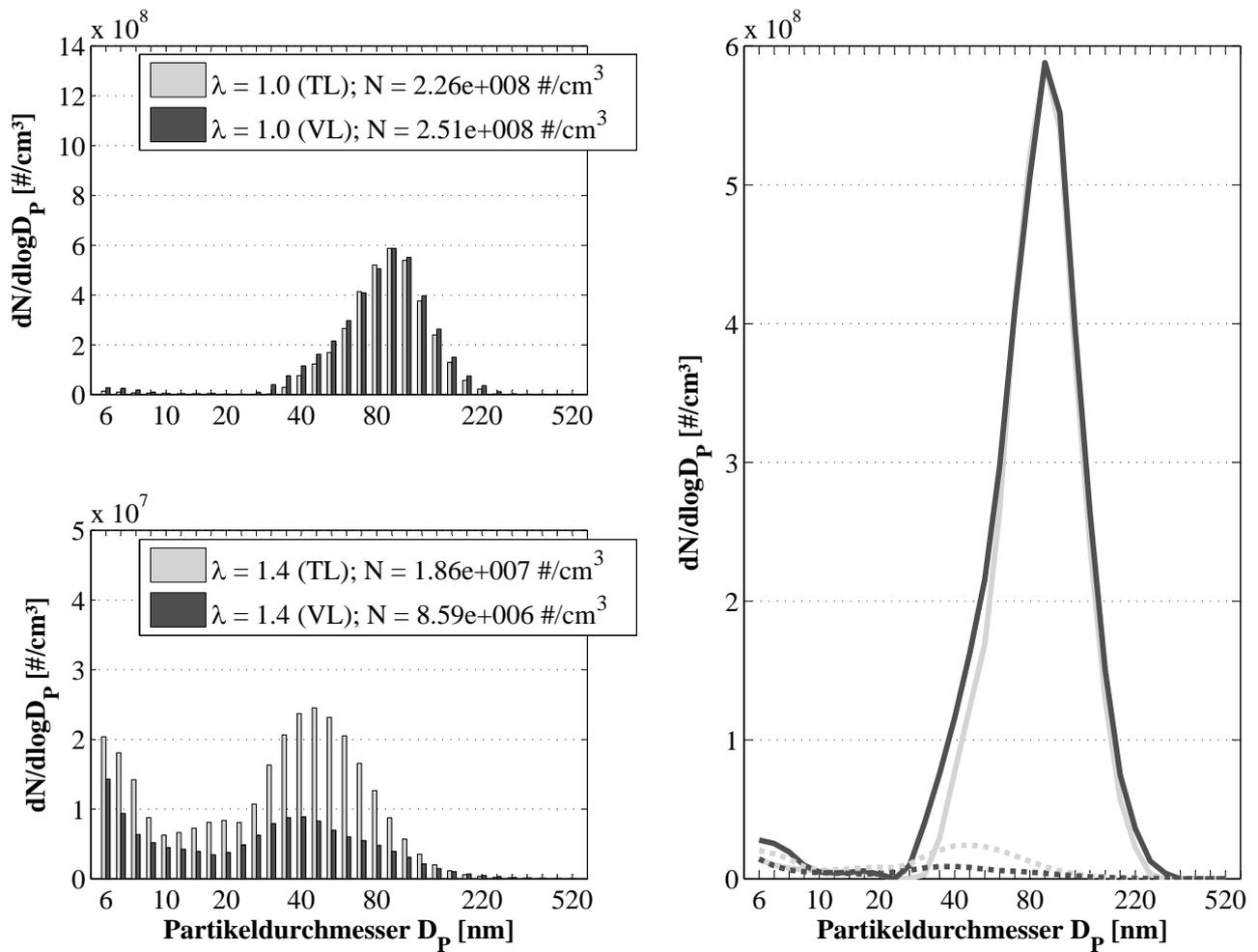


Abbildung E.3: Partikelgrößenverteilung und -konzentration im Rohabgas bei Teillast (TL) und Vollast (VL) für $\lambda = 1.0$ und $\lambda = 1.4$ (Skalierung beachten), Versuchsaggregat: VM1600. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$ bzw. $p_{mi} \approx 23 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 1800 \text{ bar}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $m_{VE} = 1.4 \text{ mg/Hub}$

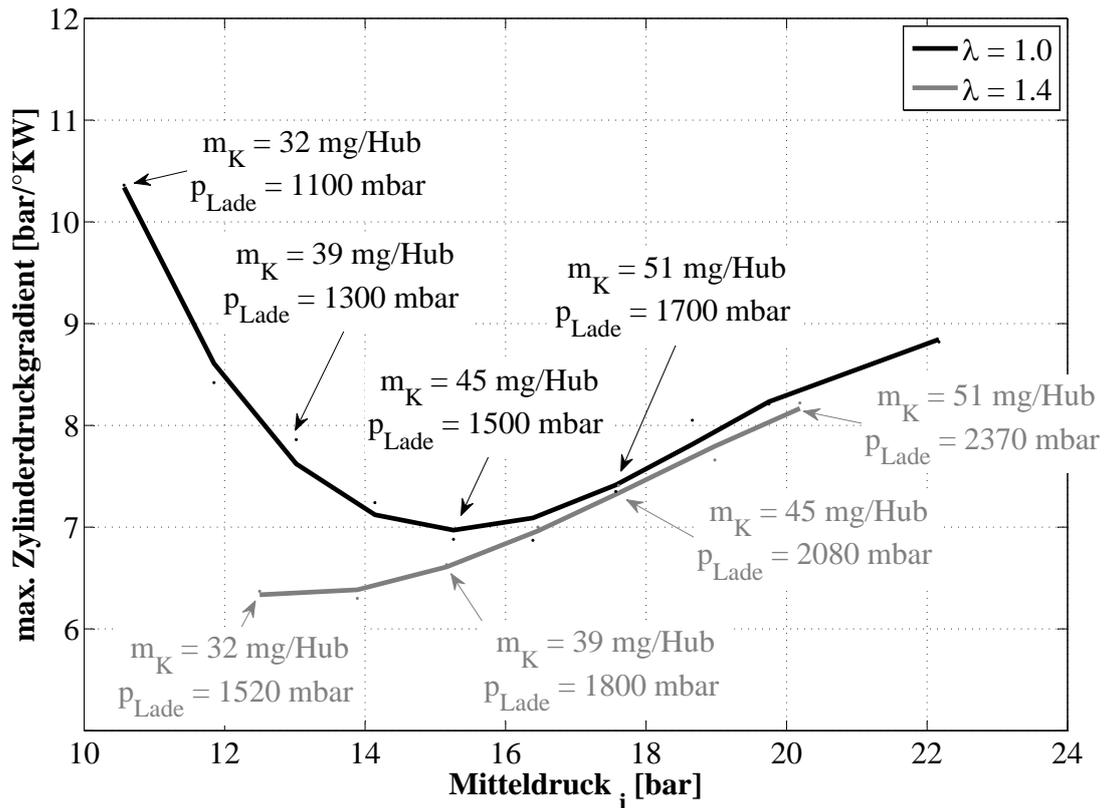


Abbildung E.4: Maximaler Zylinderdruckgradient im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Betrieb [Klingemann 2008], Versuchsaggregat: 500 cm³-Einzylindermotor. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

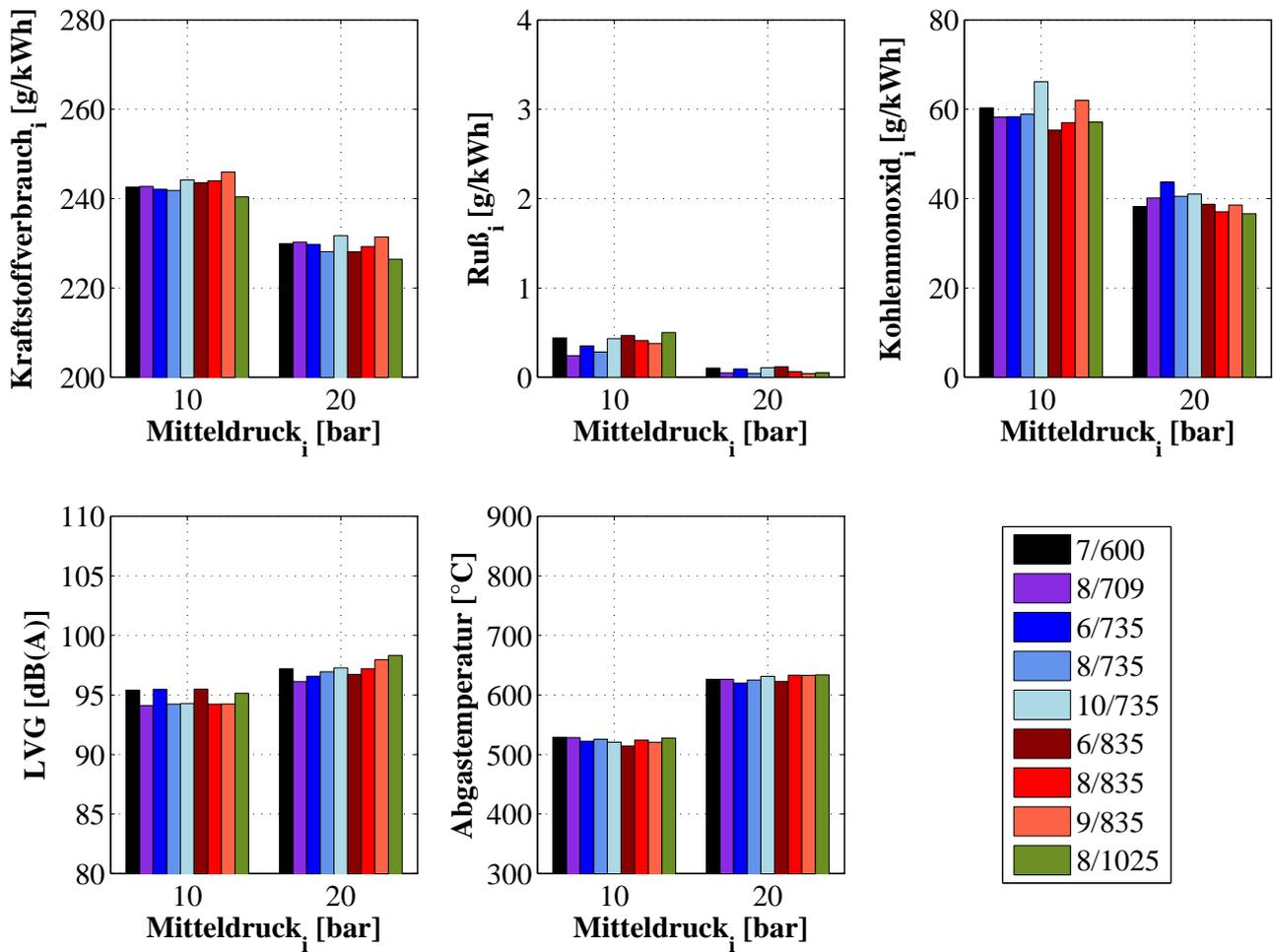


Abbildung E.5: Einspritzdüsenvariation bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ mit Mulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $p_{\text{Rail}} = 1400 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50 \text{ °C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10 \text{ °KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0 \%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

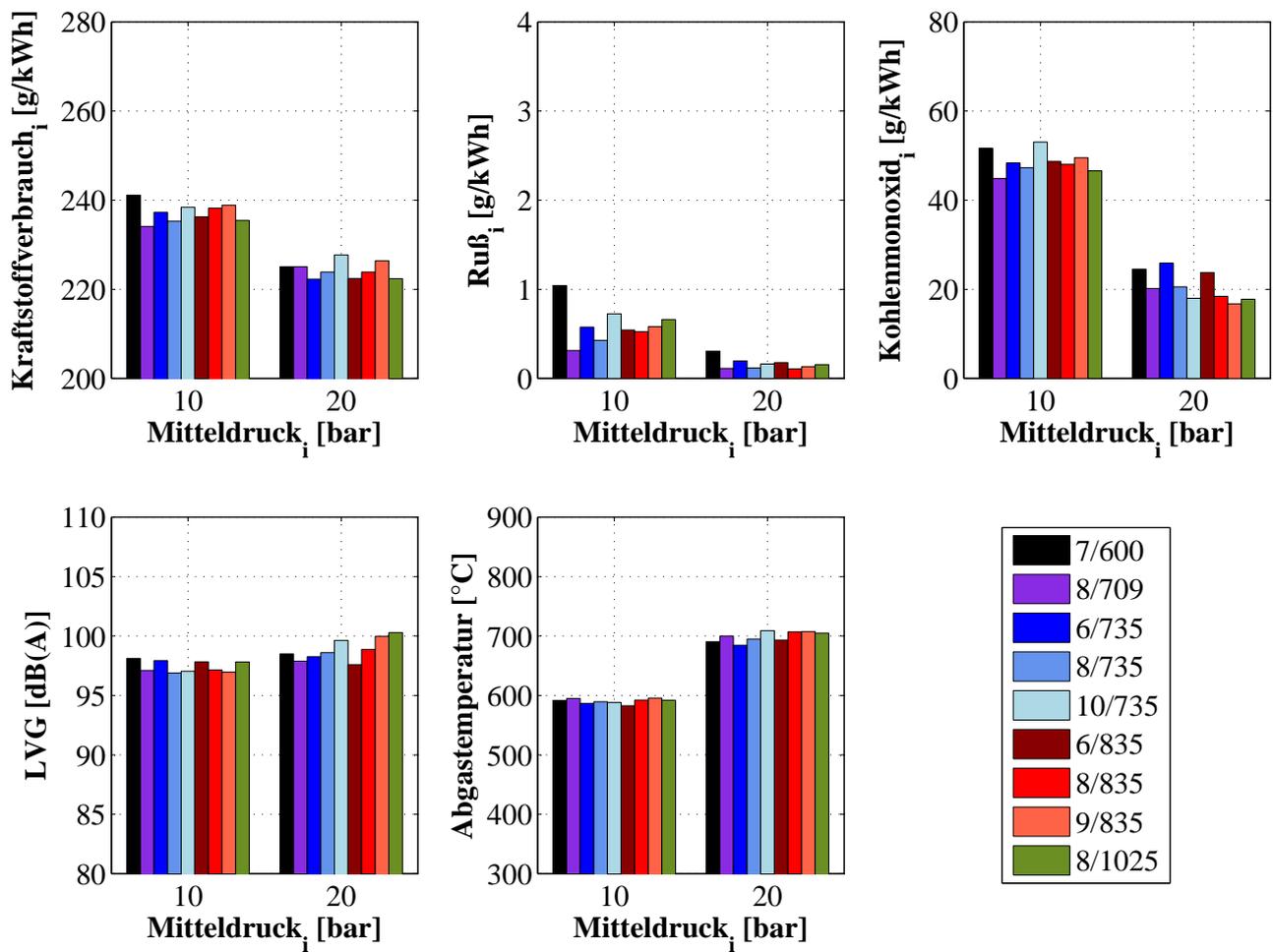


Abbildung E.6: Einspritzdüsenvariation bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit Mulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $p_{\text{Rail}} = 1600 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10 \text{ }^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0 \%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

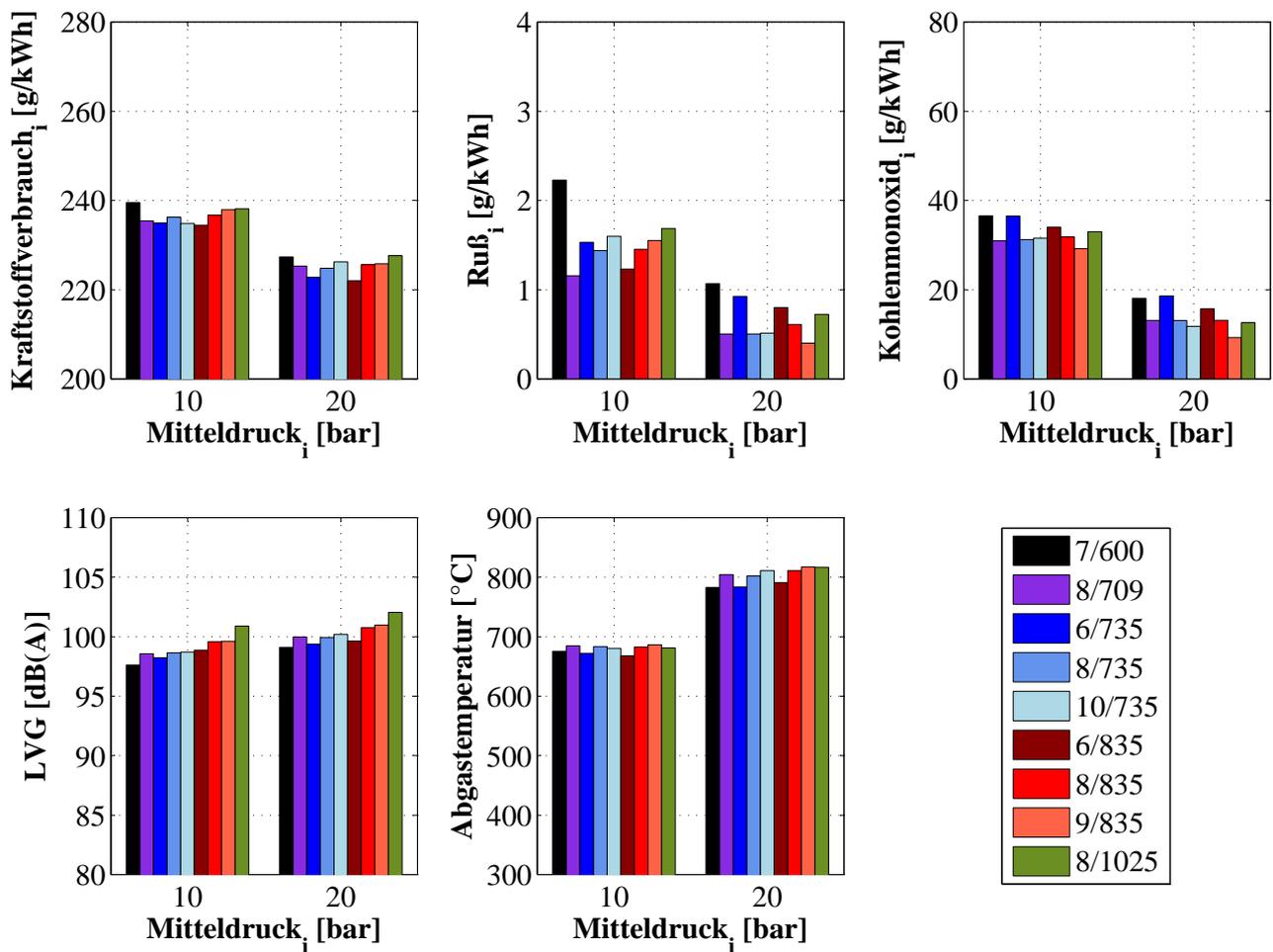


Abbildung E.7: Einspritzdüsenvariation bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ mit Mulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 50 \text{ °C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10 \text{ °KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0 \%$, $m_{\text{VE}} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

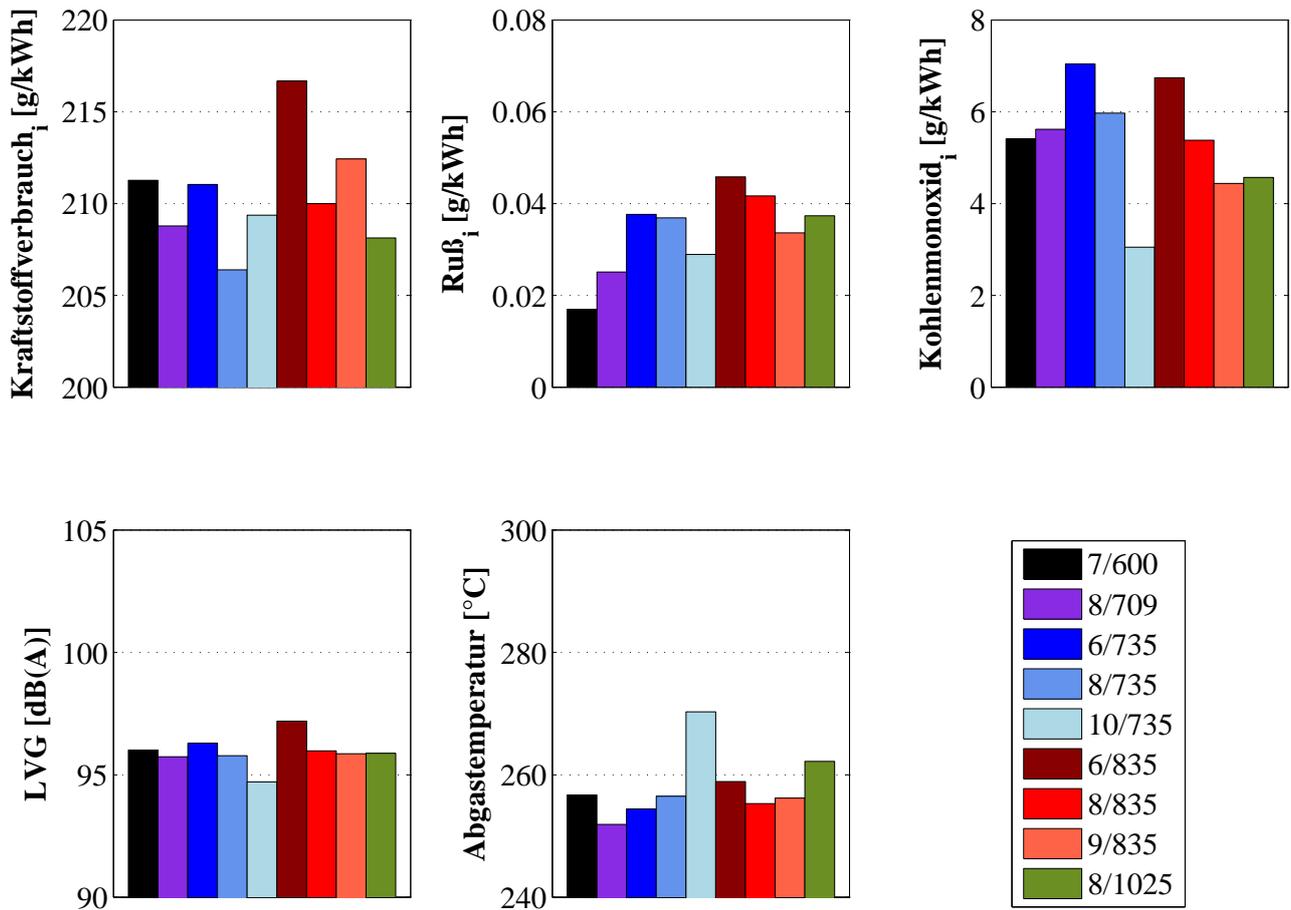


Abbildung E.8: Einspritzdüsenvariation bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ im überstöchiometrischen Betrieb mit Mulde A, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda \approx 2.3$, $p_{mi} \approx 3.6 \text{ bar}$, $p_{Rail} = 780 \text{ bar}$, $\vartheta_{Lade} = 37^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{eAGR} \approx 37\%$, $m_{VE} \approx 1 \text{ mg/Hub}$

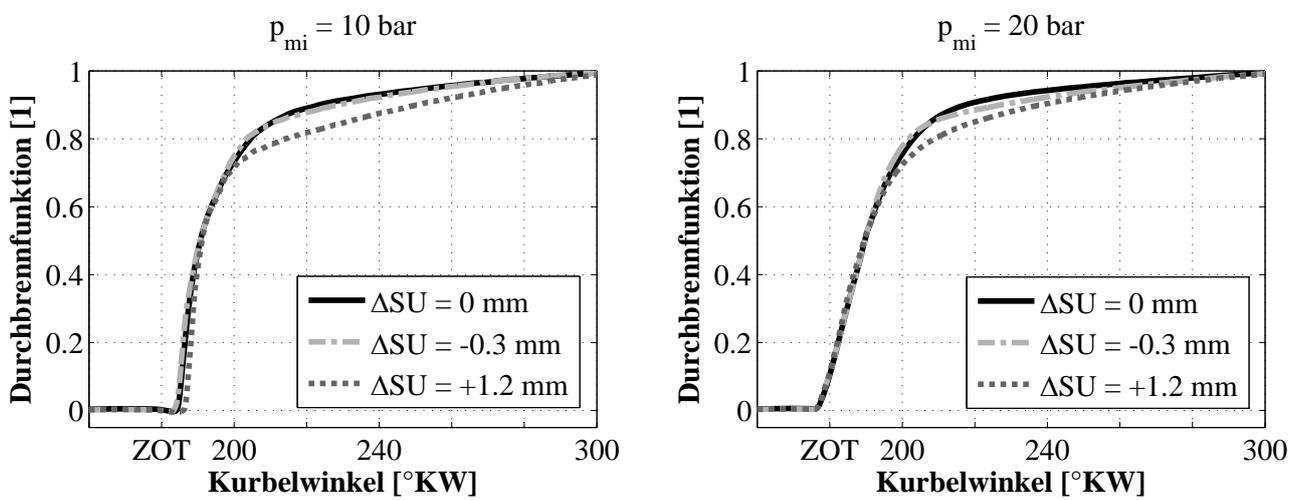


Abbildung E.9: Durchbrennfunktion mit veränderlicher Höhenlage der Einspritzdüse 7/600 und Mulde B, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80 \text{ °C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10 \text{ °KW n. OT}$, $\tilde{x}_{e\text{AGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

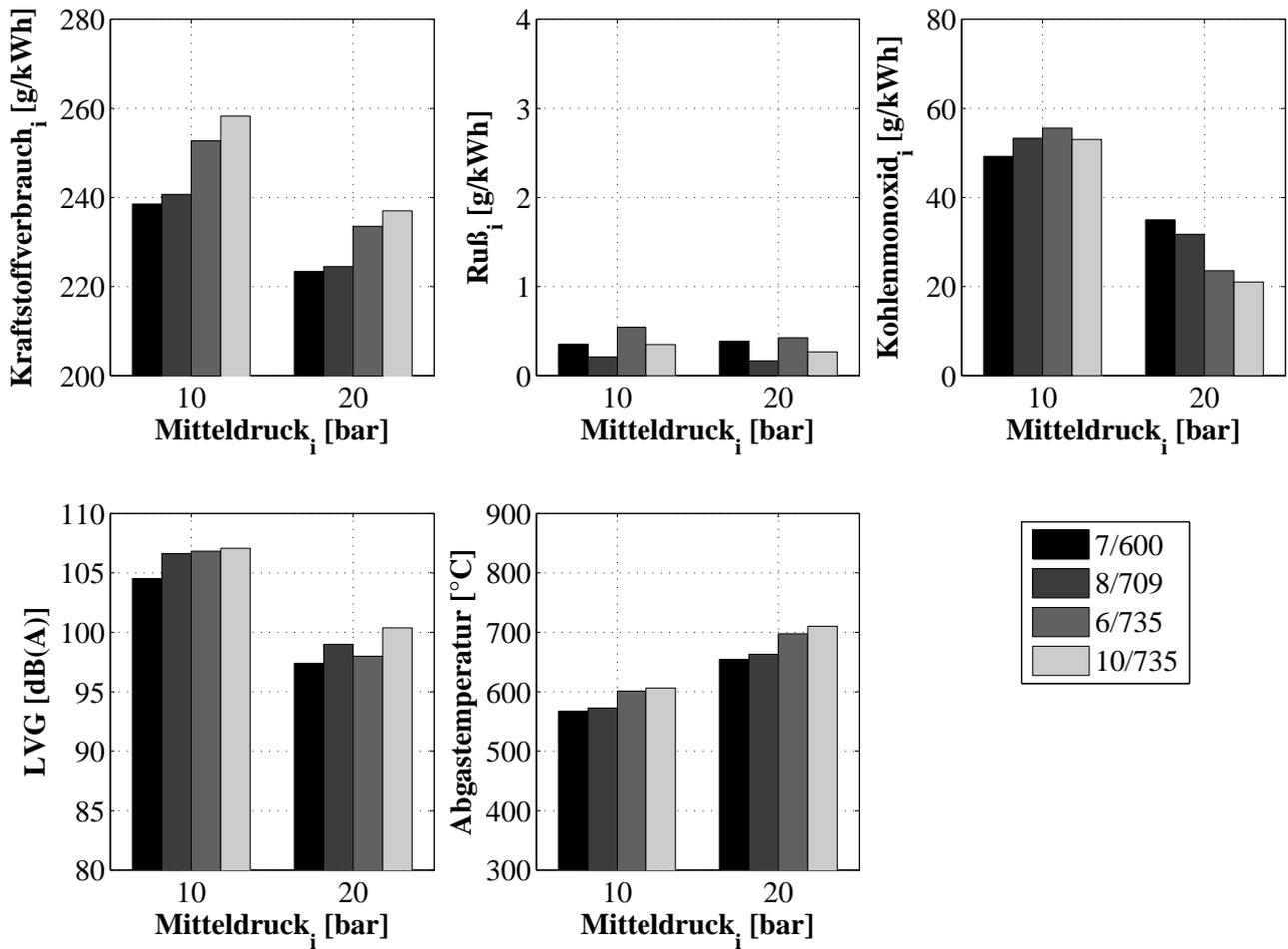


Abbildung E.10: Einspritzdüsenvariation mit Mulde B, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n.OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$.

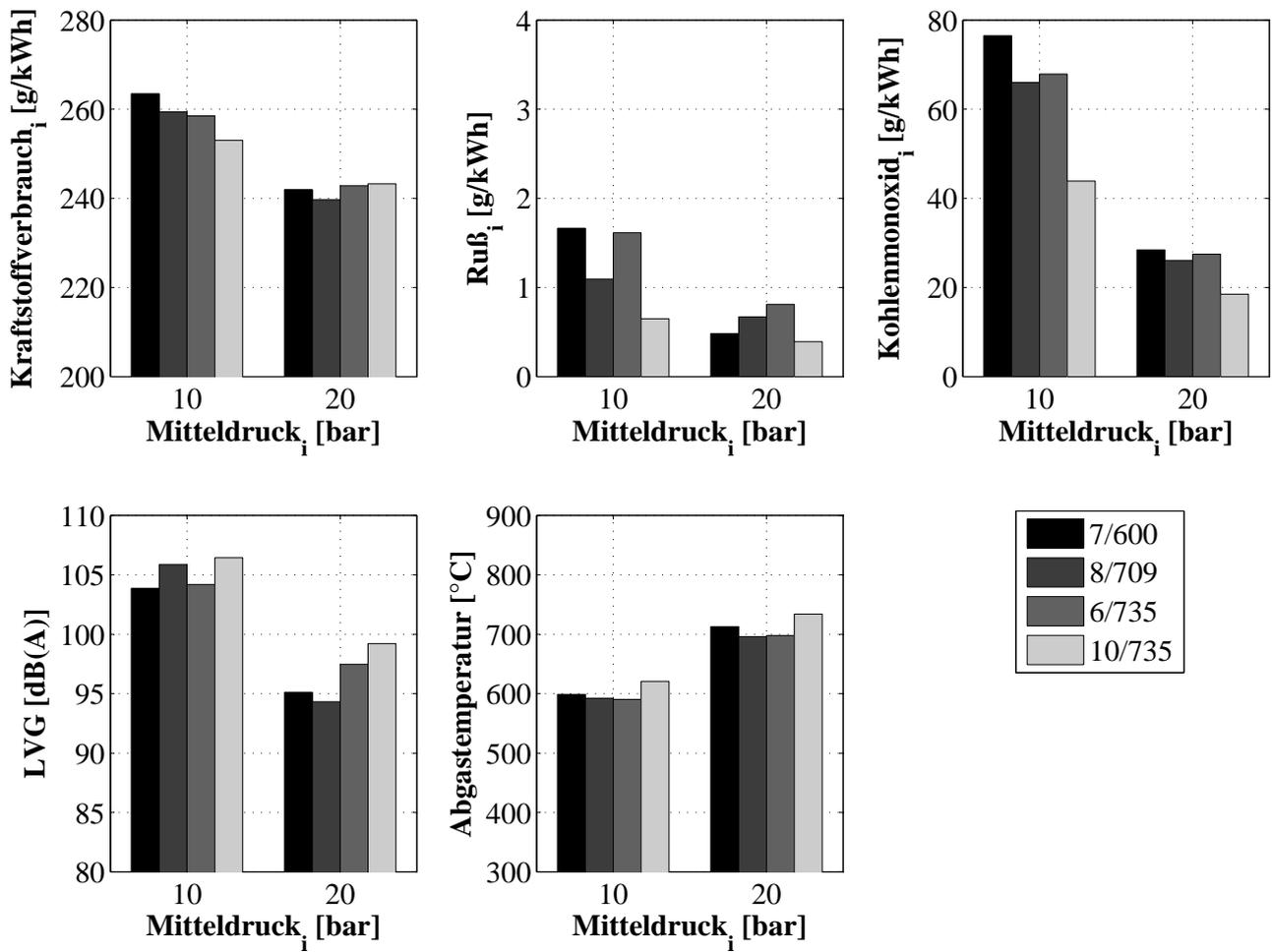


Abbildung E.11: Einspritzdüsenvariation mit Mulde C, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ\text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ\text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

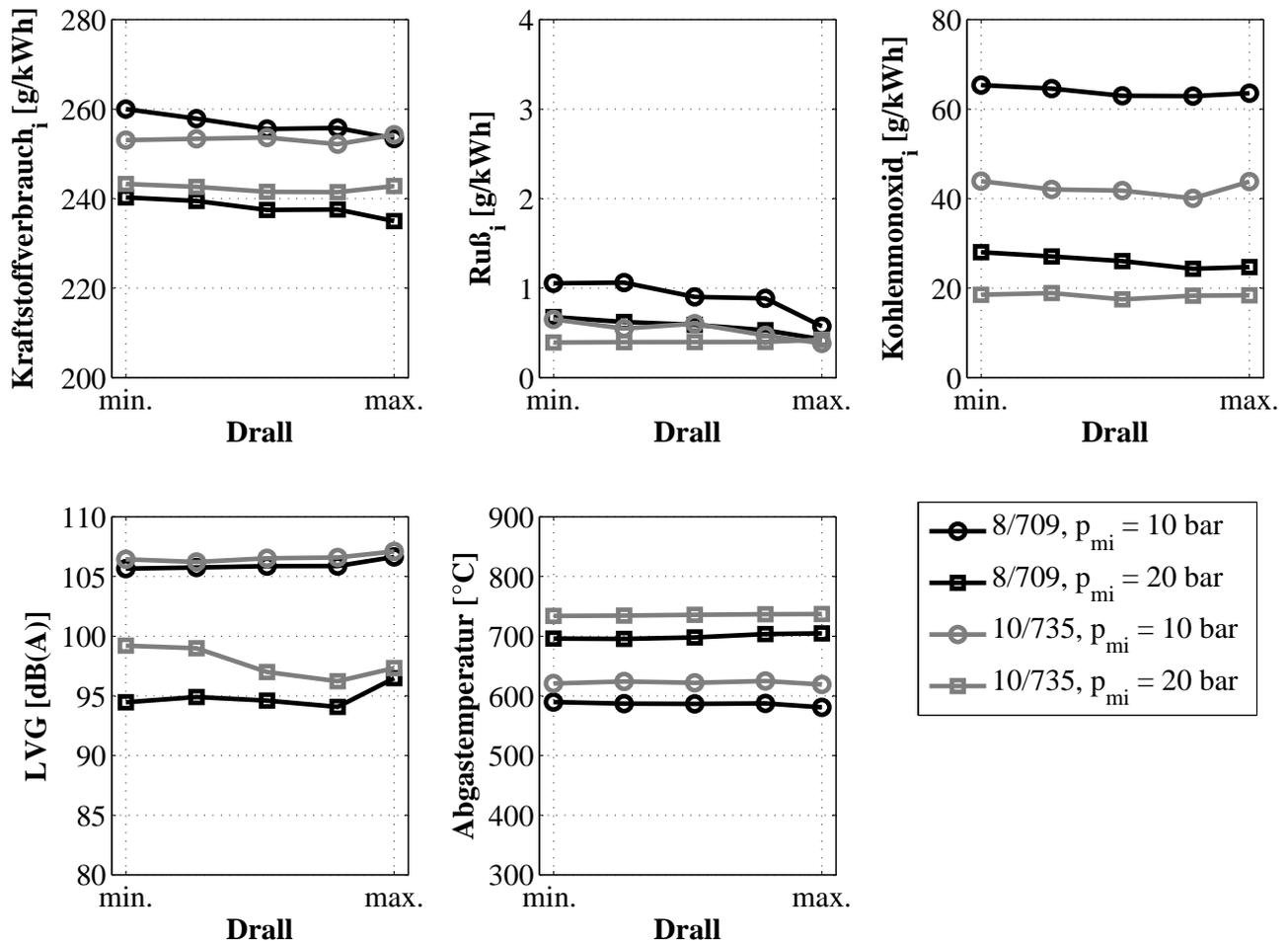


Abbildung E.12: Drallvariation mit Mulde C und den Einspritzdüsen 8/709 bzw. 10/735, Versuchsaggregat: EZ400. $\lambda = 1.0$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$, $\vartheta_{\text{Lade}} = 80^\circ \text{C}$, $\varphi_{Q50} \approx 10^\circ \text{KW n. OT}$, $\tilde{x}_{\text{eAGR}} = 0\%$, $m_{\text{VE}} = 0 \text{ mg/Hub}$

Anhang F

Fahrzyklen

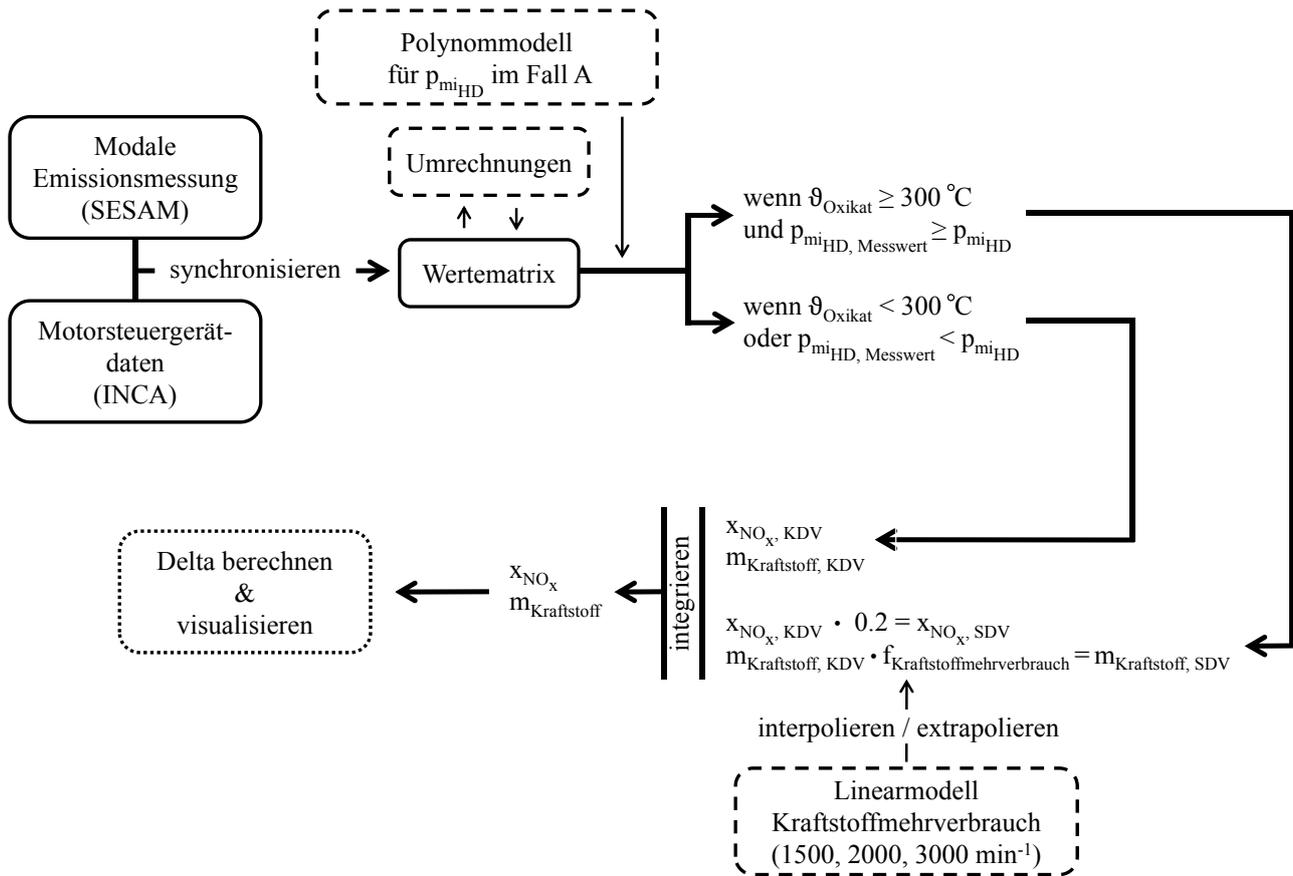


Abbildung F.1: Struktur des MATLAB® Offline-Berechnungsprogramms zur Quantifizierung des Stickoxidreduzierungspotentials und des Kraftstoffmehrverbrauchs bei Anwendung der SDV in verschiedenen Fahrzyklen

NEFZ

Der NEFZ ist der in Europa gültige Fahrzyklus zur Typprüfung neuer Fahrzeuge. Er umfasst einen städtischen („urban driving cycle“, UDC) sowie einen außerstädtischen („extra urban driving cycle“, EUDC) Anteil mit $v_{max} = 120\text{ km/h}$. Während $t = 1180\text{ s}$ wird eine Strecke $s = 11.007\text{ km}$ bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von $\bar{v} = 33.6\text{ km/h}$ zurückgelegt. Das Fahrzeug wird vor dem Test bei einer Raumtemperatur von $\vartheta = 20^\circ C \dots 30^\circ C$ mindestens sechs Stunden konditioniert, vgl. [EU 2007].

FTP75

Der FTP75-Fahrzyklus wurde einst real gemessen und soll den morgendlichen Berufsverkehr in Los Angeles repräsentieren [Bosch 2002b]. Das Fahrzeug wird vor dem Test zwölf Stunden bei einer Raumtemperatur von $\vartheta = 20^{\circ}\text{C} \dots 30^{\circ}\text{C}$ konditioniert. Die Zykluslänge beträgt $s = 17.77\text{ km}$; die Zyklusdauer ist $t = 1874\text{ s}$, exklusive einer Pause von $t \approx 600\text{ s}$. Verglichen mit dem NEFZ-Zyklus weist der FTP75-Zyklus steilere Beschleunigungsrampen auf, die maximale Fahrgeschwindigkeit ist mit $v = 91.2\text{ km/h}$ bei einer mittleren Zyklusgeschwindigkeit von $\bar{v} = 34.2\text{ km/h}$ jedoch geringer. Der erste Teil des Tests („Kaltstartphase“) wird nach der Pause als „Warmstartphase“ wiederholt, vgl. [EPA oJa, Mollenhauer und Tschöke 2007].

US06

Der US06-Zyklus ist eine Erweiterung des FTP75-Zyklus und Bestandteil des SFTP-Fahrzyklus. Hiermit werden eine besonders hohe Dynamik sowie Fahrzustände mit häufigen (geringen) Geschwindigkeitsänderungen bei einer hohen Grundgeschwindigkeit abgebildet. Der US06-Test umfasst eine Zykluszeit von $t = 596\text{ s}$, in denen eine Fahrstrecke $s = 12.86\text{ km}$ bei einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von $\bar{v} = 77.2\text{ km/h}$ zurückgelegt wird.¹ Die maximale Fahrgeschwindigkeit beträgt $v = 129\text{ km/h}$. Die Konditionierung des Fahrzeugs erfolgt analog zum NEFZ-Zyklus, vgl. [EPA oJb, Mollenhauer und Tschöke 2007].

ADAC

Der Zyklus umfasst eine Fahrstrecke $s \approx 25.5\text{ km}$ innerhalb von $t \approx 800\text{ s}$. Hieraus ergibt sich eine mittlere Geschwindigkeit von $\bar{v} \approx 115\text{ km/h}$. Die maximale Fahrgeschwindigkeit beträgt $v = 130\text{ km/h}$. Die Klimaanlage des Fahrzeugs ist während des Tests eingeschaltet, vgl. [ADAC 2011].

¹u. U. abhängig vom Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs

Werdegang

Angaben zur Person

Name	Timo Klingemann
Geburtsdatum	09.12.1980
Geburtsort	Hamburg
Familienstand	verheiratet, 2 Kinder
Staatsangehörigkeit	deutsch

Beruf

seit 09/2011	Versuchingenieur in der Aggregateentwicklung der Volkswagen AG
10/2008	Doktorand in der Konzernforschung der Volkswagen AG

Ausbildung

09/2008	Dipl.-Ing. (FH) der Fahrzeugtechnik an der HAW Hamburg
07/2004	Kraftfahrzeugmechaniker für Nutzfahrzeuge
06/2000	Allgemeine Hochschulreife

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Doktorandentätigkeit in der Konzernforschung der Volkswagen AG in Wolfsburg.

Mein außerordentlicher Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. - Ing. Dr. h. c. H. Tschöke für zahllose Ratschläge und Hinweise, stets freundliche und anerkennende Worte und nicht zuletzt für die Freiheit beim Verfassen dieser Arbeit. Dem Zweitgutachter Herrn Prof. Dr. - Ing. H. Harndorf danke ich sehr herzlich für das Interesse an dieser Arbeit und viele hilfreiche Anmerkungen.

Ebenso herzlich möchte ich allen Kollegen danken, die mir diese Arbeit ermöglicht und mich, direkt oder auch indirekt, unterstützt haben; allen voran Herrn Dr. - Ing. S. Schmerbeck. In diesem Zusammenhang möchte ich die studentischen Mitarbeiter, Praktikanten und Diplomanden explizit erwähnen.

Mein besonderer Dank für die fortwährende Unterstützung in jeglicher Hinsicht gilt meiner ganzen Familie. Meiner lieben Frau danke ich für die unablässige Geduld und Rückendeckung. Trotz vieler schlafarmer Nächte haben nicht zuletzt unsere Kinder maßgeblich dazu beigetragen, dass ich stets die Motivation und Freude an dieser Arbeit behalten habe.

Gifhorn, den 16. Februar 2013

Timo Klingemann

