

# Potenzialanalyse räumlich getrennter Einspritzstrategien im Dieselmotor hinsichtlich Schadstoffemissionen und Verbrennungsgeräusch

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Wi.-Ing. Andreas Binde

Tag der mündlichen Prüfung  
Hauptreferent:  
Korreferent:  
Korreferent:

13. März 2013  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
Prof. Dr.-Ing. Hans Zellbeck  
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

**Forschungsberichte aus dem  
Institut für Kolbenmaschinen  
Karlsruher Institut für Technologie  
Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

©Copyright Logos Verlag Berlin GmbH 2013  
Alle Rechte vorbehalten.

ISBN 978-3-8325-3361-8  
ISSN 1615-2980

Logos Verlag Berlin GmbH  
Comeniushof, Gubener Str. 47,  
10243 Berlin  
Tel.: +49 (0)30 42 85 10 90  
Fax: +49 (0)30 42 85 10 92  
INTERNET: <http://www.logos-verlag.de>

# Vorwort des Herausgebers

Der moderne Verbrennungsmotor stellt aufgrund seiner von keiner anderen Technologie erreichten Kombination aus Leistungsdichte und Alltagstauglichkeit bei gleichzeitig moderaten Produktionskosten die wichtigste Antriebsquelle im Straßenverkehr dar. Der heutige Vorsprung wie auch das erhebliche Weiterentwicklungspotenzial tragen dazu bei, dass in Konkurrenz zu heute noch in der Forschung befindlichen alternativen Antriebskonzepten die dominierende Rolle des Verbrennungsmotors auf absehbare Zeit wohl kaum angefochten werden wird. Die teilweise noch in der Entwicklung befindlichen, teilweise jedoch auch bereits in die Serienproduktion einfließenden Innovationen machen deutlich, dass trotz bereits jahrzehntelanger Weiterentwicklung noch erhebliche Potenziale in dieser Antriebstechnik vorhanden sind.

Die vielfältigen Anforderungen an den verbrennungsmotorischen Antrieb, wie Abgaslimitierungen und die Forderung nach weiterer Verbrauchsreduktion, aber auch Komfort- und Leistungsansprüche stehen häufig im Widerspruch zueinander. Auch aufgrund der hohen Komplexität moderner Motoren und der im Motor ablaufenden Prozesse steigt der Aufwand für Forschung und Entwicklung immer weiter an. Die erforderlichen Innovationen können durch einen verstärkten Transfer wissenschaftlicher Ergebnisse in die Praxis beschleunigt werden.

Der Austausch von Forschungsergebnissen und Erfahrungen zwischen den Hochschulen und der Industrie ist deshalb von großer Bedeutung für die Weiterentwicklung und Optimierung von Motoren. Neben unseren Veröffentlichungen auf internationalen Tagungen und in Fachzeitschriften versuchen wir mit vorliegender Schriftenreihe aktuelle Forschungsergebnisse des Instituts für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) den Fachkollegen aus Wissenschaft und Industrie zugänglich zu machen.

Der Schwerpunkt unserer Aktivitäten liegt in der Optimierung der motorischen Brennverfahren mit der besonderen Zielsetzung einer Senkung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Zur Lösung dieser Aufgaben stehen an unseren modernen Motorprüfständen neueste und technisch hoch entwickelte Messtechniken zur Verfügung.

In zahlreichen nationalen und internationalen Forschungsvorhaben versuchen wir, den Kenntnisstand über Teilprozesse wie Ladungswechsel, Gemischbildung,

Verbrennung und Schadstoffentstehung zu erweitern, um wichtige Grundlagen für die Entwicklung zukunftsorientierter Motorkonzepte bereitzustellen. Vielfältige Industrieprojekte mit interessanten Aufgabenstellungen ermöglichen den Ausbau des Kenntnisstandes über motorische Prozesse, die weitere Verbesserung unserer Messtechniken sowie die Erweiterung unserer Prüfstandseinrichtungen.

Die Ausbildung von Studenten im Bereich der Motorenforschung – ob im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten oder als studentische Hilfskräfte – sichert wiederum den Nachwuchs an Fachkräften für die Fahrzeug-, Motoren- und Zulieferindustrie im In- und Ausland.

Im vorliegenden Band 1/2013 berichtet Herr Binde über das Potenzial räumlich getrennter Einspritzstrategien im Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Die Untersuchungen analysieren die kritischen Schadstoffemissionen und das Verbrennungsgeräusch. Gerade beim Pkw-Dieselmotor stellt das Verbrennungsgeräusch aus Komfortgründen einen zu beachtenden Aspekt bei der Brennverfahrensentwicklung dar. Durch die gesetzliche Betrachtung des Flottenverbrauchs und in Zukunft möglicherweise anfallenden Strafzahlungen gewinnt außerdem der Verbrauch im Pkw-Bereich zunehmend an Bedeutung, was die Attraktivität des Dieselmotors für den Pkw trotz höherem Verbrennungsgeräusch steigert.

In der Arbeit wurden zwei neue Einspritzstrategien mit räumlicher Trennung der Kraftstoffeinspritzung untersucht. Die räumliche Trennung wurde dabei über einen zweiten Injektor im Zylinderkopf in einen inneren und äußeren Bereich realisiert. Die erste Strategie ASIS trennt die Voreinspritzung räumlich ab. Dadurch wird ein direktes Zusammentreffen von brennendem Kraftstoff-Luft-Gemisch aus der Voreinspritzung mit flüssigen Teilen der Haupteinspritzung verhindert. Die Rußemissionen werden damit reduziert, während die Geräuschemissionen auf konstantem Niveau verbleiben. Die zweite Strategie DSIS unterteilt die komplette Haupteinspritzung räumlich und zeitlich. Über 60 % der Haupteinspritzung werden dabei durch den zusätzlich im Zylinderkopf integrierten Injektor in die Brennraummitte eingespritzt. Die Einspritzvorgänge beider Injektoren überlagern sich dabei zeitlich. Die Ergebnisse für diese neue Strategie zeigen noch stärker verminderte Rußemissionen bei gleichzeitig reduziertem Verbrennungsgeräusch. Die Gemischbildung der beiden Einspritzstrategien ist dabei mit optischen Untersuchungen und einer CFD-Simulation analysiert worden.

Die neue Einspritzstrategie DSIS stellt eine Einspritzstrategie sowohl für den Nfz als auch für den Pkw-Dieselmotor mit sehr hohem Potenzial zur innermotorischen Schadstoffreduzierung dar. Das Verbrennungsgeräusch konnte dabei in außergewöhnlicher Weise reduziert werden, was dem Komfortanspruch im Fahrzeug Rechnung trägt.

Karlsruhe, im April 2013

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

# Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kolbenmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) im Rahmen des DFG REIN Projekts.

Mein herzlichster Dank gilt Prof. Dr.-Ing. U. Spicher (ehemaliger Leiter des IFKM) für seine Unterstützung, das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Freiheit bei der Gestaltung und Durchführung der Untersuchungen. Weiterhin danke ich Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck (Leiter des IAD der TU Dresden) und Prof. Dr. sc. techn. T. Koch (neuer Leiter des IFKM) für die Übernahme des Korreferats sowie Prof. Dr.-Ing. M. Gabi (Leiter des FSM am KIT) für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Ganz besonders danke ich meinem Gruppenleiter Dr.-Ing. U. Wagner für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und die Unterstützung während meiner Tätigkeit.

Die vergangenen fünf Jahre am Institut für Kolbenmaschinen waren sehr interessant und lehrreich. In Erinnerung bleibt mir neben vielen guten fachlichen Diskussionen ein sehr angenehmes und offenes Arbeitsklima. Diverse Kaffeepausen und Dönerstage haben ebenfalls zur guten Stimmung am Institut beigetragen, ich vermisse sie jetzt schon. Aus den Laborhallen halte ich besonders den technisch hochmodernen Motorprüfstand 605 und die dazugehörige zeitlose Abgasmessanlage in Erinnerung. Durch Doppel- und Dreifachbelegung des Prüfstands war automatisch der Austausch mit den entsprechenden Kollegen sicher gestellt. Meinem Kollegen Steve Busch gebührt an dieser Stelle ein besonderer Dank. Mit ihm habe ich einige optische Untersuchungen zusammen durchgeführt, in denen er mir stets hilfreich zur Seite gestanden hat. Im Bürogebäude hat unser französischer Doktorand Pfister sehr viel Wert auf die Einhaltung von Mahlzeiten und Kaffeepausen gelegt. Mit diversen kulinarischen Darbietungen in die französische Küche hat er nicht nur bei mir prägende Eindrücke hinterlassen. Mit meinen Zimmerkollegen in Büro 70 hatte ich ebenfalls sehr viel Abwechslung bei der Arbeit. Gemeinsame Aktivitäten mit Herrn Eichmeier wie *Kaffeemaschinen reparieren* haben von den ernsthaften Herausforderungen der Arbeit immer wieder gut abgelenkt. Eine ständig wieder aufgefüllte Unfugsche Haribo Colorado Box hat mich beim Schreiben meiner Dissertation oft bis in die späten Abendstunden gerettet und der jüngste Kollege Neurohr hat mich und viele andere mit der Einführung des MOT-Biers am Freitag begeistert. Zusammenfassend war die Zeit am Institut von einem sehr starken kollegialen Austausch und Zusammenhalt

geprägt, was den vielfältigen Herausforderungen in einer Promotionstätigkeit immer wieder unterstützend beiseite gestanden hat.

Abschließend will ich mich bei meiner Frau Kerstin bedanken, welche mit sehr viel Verständnis diesen nervenaufreibenden Zeitabschnitt *Promotion* begleitet und mich immer wieder motiviert hat.

Ispringen, im April 2013

Andreas Binde

„Der größte Sinnesgenuss, der gar keine Beimischung von Ekel bei sich führt,  
ist, im gesunden Zustande, Ruhe nach der Arbeit.“

*Immanuel Kant (1724 – 1804)*





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Motivation</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen zum Dieselmotor mit Direkteinspritzung</b>	<b>5</b>
2.1	Einspritzsysteme . . . . .	6
2.2	Gemischbildung . . . . .	6
2.3	Zündung und Verbrennung . . . . .	8
2.3.1	Prinzip der Selbstzündung . . . . .	8
2.3.2	Verbrennungsablauf . . . . .	9
2.4	Schadstoffbildung . . . . .	10
2.4.1	Entstehung der einzelnen Schadstoffe . . . . .	11
2.4.2	Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung . . . . .	17
2.5	Verbrennungsgeräusch . . . . .	21
<b>3</b>	<b>Konzept räumlich getrennter Einspritzstrategien</b>	<b>23</b>
3.1	Konventionelle Voreinspritzung . . . . .	23
3.2	Anwendung einer räumlich getrennten Voreinspritzung . . . . .	25
3.3	Räumliche Trennung des gesamten Einspritzvorgangs . . . . .	26
3.4	Injektorenkonzepte . . . . .	26
3.5	Einspritzlage und Kolbendesign . . . . .	28
<b>4</b>	<b>Versuchsaufbau und Analysemethoden</b>	<b>33</b>
4.1	Aufbau des Versuchsträgers . . . . .	33
4.1.1	Optischer Zugang . . . . .	34
4.1.2	Zylinderkopf . . . . .	35
4.1.3	Injektoren im Versuchsträger . . . . .	38
4.2	Prüfstandsaufbau und Standardmesstechnik . . . . .	39
4.2.1	Prüfstandsaufbau . . . . .	39
4.2.2	Standardmesstechnik . . . . .	40
4.3	Optische Analysemethoden und Messtechnik . . . . .	41
4.3.1	Particle-Image-Velocimetry . . . . .	41
4.3.2	MIE-Streulicht . . . . .	44
4.3.3	2-Farben-Methode . . . . .	46
4.3.4	Flammvisualisierung . . . . .	50
4.4	CFD-Simulation . . . . .	52
4.4.1	Gittererstellung . . . . .	52
4.4.2	Rahmenbedingungen . . . . .	53

4.4.3	Auswertung . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Strategie einer räumlich getrennten Voreinspritzung</b>	<b>57</b>
5.1	Neue Parametrisierung . . . . .	58
5.1.1	Einfluss auf Geräusch . . . . .	59
5.1.2	Einfluss auf Schadstoffemissionen . . . . .	60
5.1.3	Strategieableitung zur Parametrisierung . . . . .	64
5.2	Gemischbildung . . . . .	64
5.2.1	Strahlpenetration . . . . .	65
5.2.2	Entzündung und Verbrennung . . . . .	70
5.2.3	Luftausnutzung . . . . .	72
5.3	Ergebnisse einer parameteroptimierten Voreinspritzung . . . . .	78
5.3.1	Schadstoffe, Verbrauch und Verbrennungsgeräusch . . . . .	79
5.3.2	Analyse der kritischen Schadstoffe . . . . .	82
5.4	Konzept verschiedener Einspritzdrücke . . . . .	92
5.4.1	Motivation . . . . .	92
5.4.2	Versuchsaufbau und Ergebnisse . . . . .	93
5.5	Potenzial einer räumlichen Trennung der Nacheinspritzung . . . . .	95
<b>6</b>	<b>Konzept der räumlich getrennten Haupteinspritzung</b>	<b>99</b>
6.1	Variation der Kraftstoffmenge im Brennraumzentrum . . . . .	99
6.2	Gemischbildung . . . . .	103
6.3	Ergebnisse thermodynamischer Vermessungen . . . . .	109
6.3.1	Verbrennungsgeräusch . . . . .	109
6.3.2	Schadstoffemissionen . . . . .	112
6.4	Auswirkungen verringerter Einspritzdrücke . . . . .	114
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Diskussion</b>	<b>119</b>
<b>8</b>	<b>Ausblick</b>	<b>127</b>
	<b>Nomenklatur</b>	<b>XIII</b>
	Abkürzungen . . . . .	XIII
	Symbole . . . . .	XIII
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XVII</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XXIII</b>
	<b>Literatur</b>	<b>XXV</b>
	<b>Lebenslauf</b>	<b>XXXV</b>





# 1 Motivation

Die derzeit vielfach diskutierte Energiewende (BMW et al. 2012) führt uns vor Augen, dass die fossilen Energiereserven endlich sind. Das Thema der Energieeffizienz gewinnt vor allem beim Antrieb von Fahrzeugen zunehmend an Bedeutung. Bisher wurden viele Artikel zur angeblich spritsparenden Elektromobilität veröffentlicht, welche den Ausweg aus der Energieverschwendung mittels konventioneller Verbrennungsmotoren anpreisen. Diese Betrachtungen zeigen Vergleiche, welche auf Rahmenbedingungen abgesteckt sind, die nicht der Realität entsprechen. So wurde zum Beispiel der Klimatisierungsbedarf eines Fahrzeugs völlig außer Acht gelassen. Nimmt man die realen Rahmenbedingungen als Grundlage für einen Vergleich zwischen Elektromobilität und konventionellen Verbrennungsantrieben, so zeigt das Ergebnis sogar einen Vorteil für den Verbrennungsmotor (Spicher 2012). Bei diesem Vergleich wurde der Energieverbrauch für den Antrieb und die in der Realität aktivierten Nebenantriebe, z.B. für Klimatisierung, in die Bilanz mit einbezogen.

Bei einer energetischen Lebenszyklus-Betrachtung liegt der Kraftstoffverbrauch eines konventionellen Verbrennungsantriebs bei ca. 90 % der gesamten Energie. Die restlichen 10 % werden für die Produktion und Recycling verwendet. Da der Energieverbrauch für den Antrieb den größten Anteil darstellt, wurde der Anteil für Produktion und Recycling nie bei energetischen Bilanzierungen verschiedener Automobile mit einbezogen. Bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen sieht diese Bilanz anders aus. Annähernd 50 % des gesamten Energieverbrauchs werden für die Produktion und Recycling verwendet. Der Energiespeicher, die Batterie, stellt hierbei den Löwenanteil dar. Die Bilanz zwischen elektrisch angetriebenem Automobil und konventionellem Verbrennungsantrieb verschiebt sich hier bei einem Automobil stark zugunsten des konventionellen Verbrennungsantriebs (Lienkamp 2012).

Bei dieser Betrachtung wird klar, dass der konventionelle Verbrennungsmotor vom elektrischen Antrieb nicht verdrängt werden kann. Der Verbrennungsmotor ist derzeit für den Individualverkehr die effizienteste Maschine zur Energieumwandlung bei einer Well-to-Wheel-Betrachtung.<sup>1</sup> Daher lohnt es sich weiterhin, die Effizienz des Verbrennungsmotors unter Einhaltung der gesetzlich limitierten

---

<sup>1</sup>Eine Well-to-Wheel-Analyse betrachtet neben der Effizienzanalyse der Antriebsmaschine im Fahrzeug die notwendigen Prozesse bis zur Bereitstellung der Energie zum Tankprozess. Dies bedeutet für konventionelle Kraftstoffe Benzin und Diesel die Prozesse Transport sowie Raffinerie

Schadstoffgrenzen zu verbessern. Die gesetzliche Limitierung des Schadstoffausstoßes bedingt inner- und außermotorische Maßnahmen beim Verbrennungsmotor, welche teilweise den Verbrauch erhöhen. In modernen Dieselmotoren gehört zum Beispiel der Dieselpartikelfilter (DPF) zum Stand der Technik. Ein DPF filtert den Ruß aus den Abgasen. Ist der Filter voll, wird der Ruß darin mittels einer späten Nacheinspritzung abgebrannt, was den Kraftstoffverbrauch und somit den Ausstoß des Treibhausgases  $\text{CO}_2$  erhöht. Daher sollte es das Ziel sein, Maßnahmen zu entwickeln, die das Niveau der Rußemissionen senken, ohne den Kraftstoffverbrauch negativ zu beeinflussen. Aber auch Rußemissionen werden in jüngsten Studien (Shindell et al. 2012) neben der kanzerogenen Wirkung als Grund für die Erderwärmung genannt<sup>1</sup> und gelten als großer Stellhebel, diese kurz- bis mittelfristig einzugrenzen.

Neben den Zielen Schadstoffemissionen und Verbrauch spielt beim Pkw-Dieselmotor zusätzlich das Verbrennungsgeräusch eine entscheidende Rolle. Der Dieselmotor mit Direkteinspritzung hat zwar einen niedrigen Verbrauch, aber durch die Direkteinspritzung ein relativ hohes Geräuschemissionsniveau. Dies kann unter Zuhilfenahme einer Voreinspritzung signifikant reduziert werden. Allerdings ergeben sich bei Anwendung einer Voreinspritzung deutlich erhöhte Rußemissionen. Diese können durch eine späte Nacheinspritzung oder durch einen DPF teilweise reduziert werden, allerdings auf Kosten des Verbrauchs. Es wird schnell klar, dass die Ziele Verbrauch, Schadstoff- sowie Geräuschemissionen im Spannungsfeld zueinander stehen und teilweise konträre Tendenzen bei der Brennverfahrensentwicklung aufweisen.

Beim konventionellen Dieselmotor mit Direkteinspritzung erfolgt die Einspritzung immer durch denselben Injektor in denselben Brennraumbereich. In der vorliegenden Arbeit wird diese Limitierung aufgehoben und das Potenzial räumlich getrennter Einspritzstrategien untersucht. Mit einer räumlichen Trennung der verschiedenen Einspritzereignisse im Dieselmotor können Zielkonflikte zwischen den kritischen Schadstoffemissionen, dem Verbrauch und dem Verbrennungsgeräusch umgangen werden. Die Arbeit zeigt das Potenzial der untersuchten Strategien und den Vergleich zur konventionellen Einspritzstrategie hinsichtlich der kritischen Schadstoffemissionen und des Verbrennungsgeräuschs.

---

und für neue Elektroantriebe die Prozesse vom Kraftwerk über die Umwandlung in Strom, die Umspannung und Netzeinspeisung.

<sup>1</sup>Rußemissionen gelten nicht wie  $\text{CO}_2$  als Treibhausgas, sondern verhindern die Albedo der Sonneneinstrahlung besonders auf Eis und tragen somit zur Erderwärmung bei.







## 2 Grundlagen zum Dieselmotor mit Direkteinspritzung

Am 23.02.2013 feiert die Patenturkunde DRP 67207 *Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungsmaschinen* von Rudolf Diesel ihren 120. Geburtstag, in der es heißt,

"Das Arbeitsverfahren für Verbrennungskraftmaschinen ist dadurch gekennzeichnet, daß in einem Cylinder vom Arbeitskolben reine Luft [...] so stark verdichtet wird, dass die hierdurch entstandene Temperatur weit über der Entzündungstemperatur des benutzten Brennstoffes liegt,[...]" (Diesel 1892)

An diesem grundlegenden Prinzip hat sich bis heute für den Dieselmotor nichts geändert. Dagegen haben die vielfältigen Änderungen und Entwicklungen der Komponenten im Laufe der Jahre einen hohen Entwicklungsstand erreicht.

Der Dieselmotor kann in seiner Bauart als Kammerdieselmotor oder als Dieselmotor mit Direkteinspritzung ausgeführt werden. Bei Kammermotoren wird der Kraftstoff in eine Vor- bzw. Wirbelkammer eingespritzt, in welcher der Kraftstoff unter sehr fetten Bedingungen mit einhergehender hoher Rußbildung verbrennt. Durch den gesteigerten Druck in der Kammer und die einsetzende Abwärtsbewegung des Kolbens strömt das fette Gemisch durch einen oder mehrere Schusskanäle in den Hauptbrennraum über, in dem es unter mageren Bedingungen oxidieren kann. Der zuvor gebildete Ruß wird dabei fast vollständig oxidiert. Dieselmotoren mit Direkteinspritzung spritzen den Kraftstoff direkt über einen zentral liegenden Injektor in den Brennraum ein. Der Brennraum ist meistens als Mulde im Kolben realisiert. Die Gemischbildung erfolgt sehr heterogen, wodurch sich unterschiedliche Bereiche mit verschiedenen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen und Temperaturen im Brennraum ausbilden, was sich negativ auf die Schadstoffemissionen auswirkt. Der Vorteil des Dieselmotors mit Direkteinspritzung gegenüber den Kammermotoren zeigt sich in einem niedrigeren spezifischen Kraftstoffverbrauch, weshalb sich der Dieselmotor mit Direkteinspritzung gegenüber dem Kammermotor im Laufe der Zeit durchgesetzt hat. Der moderne Dieselmotor mit Direkteinspritzung verfügt über eine ein- bis zweistufige Aufladung zur Leistungssteigerung, eine Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxide und ein sehr schnell agierendes Einspritzsystem, das den Kraftstoff unter hohem Druck von derzeit über 2000 bar

in den Brennraum einspritzt (Merker, Schwarz und Teichmann 2011; Mollenhauer et al. 2007).

Die folgenden Unterkapitel beschreiben neben den aktuell zur Verfügung stehenden Einspritzsystemen die im Dieselmotor ablaufenden Prozesse von der Einspritzung und der Gemischbildung über den Verbrennungsablauf bis zur Schadstoffbildung.

### 2.1 Einspritzsysteme

Für die Kraftstoffeinbringung in den Brennraum stehen nach Merker, Schwarz und Teichmann (2011) für den Dieselmotor mit Direkteinspritzung verschiedene Einspritzsysteme zur Auswahl, welche sich grundsätzlich in drucksynchrone und druckunabhängige Systeme einteilen lassen. Drucksynchrone Systeme sind nockengesteuerte Systeme, d.h. der Druckauf- und -abbau ist zeitlich festgelegt. In konventionellen Systemen wird der Beginn der Einspritzung mit dem Kraftstoffdruck gesteuert. Neuere Systeme wie der DELPHI Gen2 UPCR 2000 (Cardon et al. 2012) lassen auch hier zeitliche Variabilitäten zu. Ein einspritzdruckunabhängiges System ist die Common-Rail-Plattform, welche auch in den Experimenten dieser Untersuchungen zum Einsatz gekommen ist. Damit wird der Einspritzdruck in einem Speicher (das Common-Rail) auf ein bestimmtes Druckniveau je nach Betriebspunkt im Kennfeld geregelt. Die Einspritzungen erfolgen so zeitlich druckunabhängig. Der Speicher für den Druck ist so groß ausgelegt, dass der Einfluss einzelner Einspritzungen auf das Druckniveau im Rail vernachlässigbar ist. Der Hochdruck im Rail wird durch eine kennfeldabhängige Steuerung der Zumesseinheit und durch ein geregeltes Druckregelventil gehalten.

### 2.2 Gemischbildung

Die Gemischbildung im Brennraum beginnt mit der Einspritzung mittels eines Mehrlochinjektors. Diese Injektoren sind heutzutage in PKW-Dieselmotoren mit Bohrungen von ca. 120  $\mu\text{m}$  ausgestattet. Bei sehr modernen Dieselaggregaten können die kleinsten Bohrungsdurchmesser bis zu 80  $\mu\text{m}$  betragen. Je kleiner die Bohrungen sind, desto besser ist die Gemischbildung durch einen verbesserten Strahlaufbruch. Der Bohrungsdurchmesser ist durch die für die Vollast notwendige Kraftstoffmenge und den somit notwendigen Durchfluss nach unten begrenzt.

Das Gemisch aus verdampftem Kraftstoff und Brennraumluft entzündet sich nach einer kurzen Zeitdauer, dem sogenannten Zündverzug, welcher sich nach Mollenhauer et al. (2007) in einen physikalischen und einen chemischen Zündverzug aufteilt. Der physikalische Zündverzug ist durch den Prozess des Strahlaufbruchs

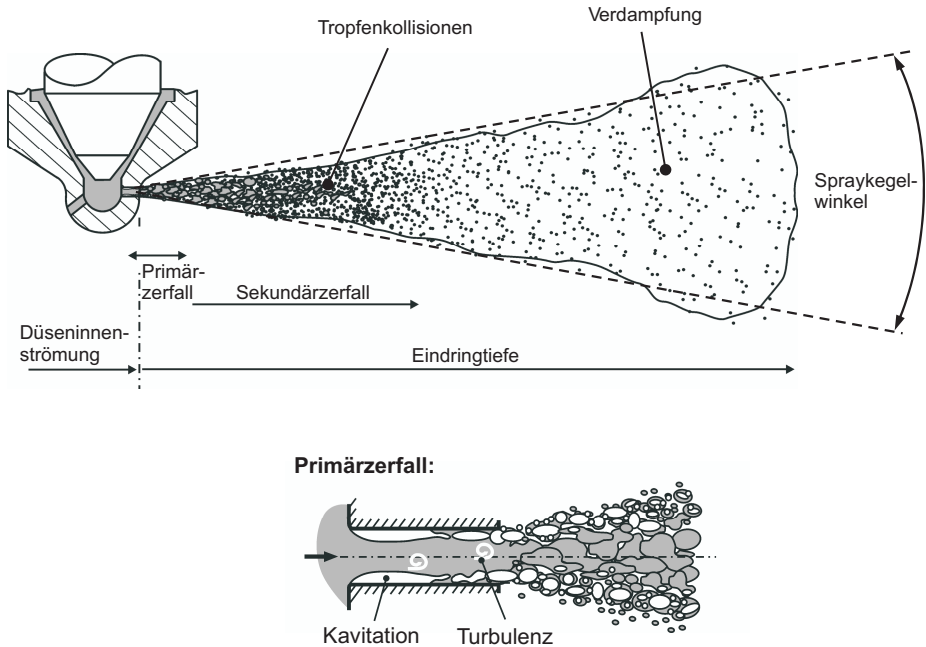


Abbildung 2.1: Strahlaufbruch und -ausbreitung nach (Baumgarten 2006)

der Einspritzung in zwei Bereiche unterteilt, den Primär- und den Sekundärzerfall (Baumgarten 2006), wie in Abb. 2.1 dargestellt ist. Im Primärzerfall erfährt der Kraftstoffstrahl ein Aufbrechen in Ligamente und Tropfen direkt nach dem Düsenloch. Kavitation und Turbulenz, hervorgerufen durch die Düseninnenströmung vor dem Düsenloch, sind die maßgeblichen Faktoren für den primären Aufbruch des Strahls. Neben der Düseninnen- und -austrittslochgeometrie spielt hier der Einspritzdruck ebenfalls eine entscheidende Rolle (Mollenhauer et al. 2007). Im anschließenden Sekundärzerfall werden die Ligamente und Tropfen hauptsächlich durch die hohe Relativgeschwindigkeit zum umgebenden verdichteten Brennraumgas weiter in kleinere Tropfen aufgebrochen. Die Tropfen können sich allerdings durch Kollision auch wieder miteinander vereinen. Mit fortschreitender Eindringtiefe erfahren die kleinen Tropfen nach außen eine Durchmischung mit der umgebenden Luft im Brennraum. Durch den Strahlimpuls bildet sich an der Strahlseite eine Einzugsströmung (Air-Entrainment) der Brennraumluft. Die Tropfen heizen sich hauptsächlich mittels konvektiven Wärmeübergangs auf und beginnen zu verdampfen. Verschiedene Faktoren wie das Oberfläche-Volumen-Verhältnis, die Relativgeschwindigkeit der Tropfen zur Luft, die Brennraumtemperatur und der Brennraumdruck haben dabei maßgeblich Einfluss auf die Verdampfungsrate des

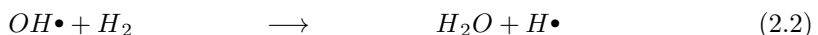
Kraftstoffs. Der chemische Zündverzug zählt zum Verbrennungsablauf und ist im folgenden Kapitel 2.3.1 im Detail dargestellt.

## 2.3 Zündung und Verbrennung

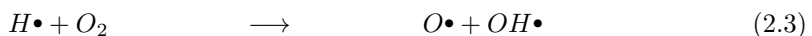
Die dieselmotorische Verbrennung unterscheidet sich nach Mollenhauer et al. (2007) von der des Ottomotors in vielen Punkten, angefangen bei der Zündung über den Verbrennungsablauf bis hin zur Schadstoffzusammensetzung im Abgas. Der größte Unterschied in der Verbrennung besteht im Prinzip der Selbstzündung des Dieselmotors, in der sehr heterogenen Kraftstoffverteilung und in der daraus resultierenden diffusionskontrollierten Verbrennung, was im Folgenden näher dargestellt wird.

### 2.3.1 Prinzip der Selbstzündung

Nach dem Strahlauflauf und der Verdampfung des Kraftstoffs setzen Reaktionen ein, die mit dem chemischen Zündverzug beschrieben werden. Nach Warnatz et al. (2001) laufen verschiedene Kettenreaktionen ab, in denen sich Radikale bilden, z.B. das OH-Radikal, welche die Zündung des bis dahin gebildeten Luft-Kraftstoff-Gemischs einleiten. Hierbei spielen die Brennraumlufttemperatur und die Cetanzahl des Kraftstoffs, welche die Zündwilligkeit des Kraftstoffs beschreibt, eine große Rolle. Die Einleitung der Zündung erfolgt durch die beiden in Gl. 2.1 und 2.2 dargestellten Stoffumwandlungen, wobei Gl. 2.1 die Ketteneinleitung und Gl. 2.2 die Kettenfortpflanzung darstellt.



In der Ketteneinleitung reagieren stabile Spezies zu Radikalen. Bei der Fortpflanzung reagiert dagegen ein Radikal mit einer stabilen Spezies zu einer anderen stabilen Spezies und einem anderen Radikal, an dieser Stelle ist somit noch keine Kettenreaktion gegeben. Der Bereich, in dem der Selbstzündungsprozess durch Kettenreaktionen auftritt, lässt sich in verschiedene Temperaturbereiche unterteilen. Oberhalb von  $T = 1100 \text{ K}$  ist die dominierende Kettenverzweigung durch Gl. 2.3 bestimmt.

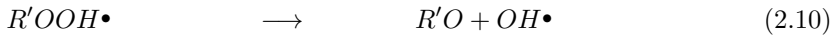
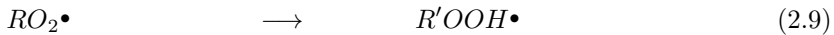
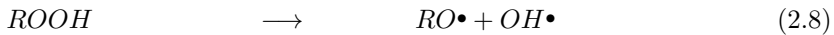
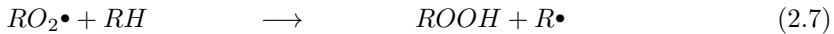
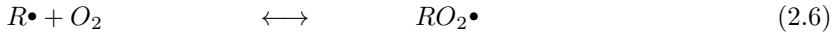


Unterhalb dieser Temperatur im Bereich  $T = 900 \text{ K} \dots 1100 \text{ K}$  läuft der Kettenverzweigungsmechanismus über das Zwischenprodukt Wasserstoffperoxid  $H_2O_2$

mit Hilfe eines Kohlenwasserstoffrests  $R\bullet$  und eines Stoßpartners  $M$  ab, siehe Gl. 2.4 und 2.5.



Sinkt die Temperatur noch weiter in den Bereich  $T = 800 \text{ K} \dots 900 \text{ K}$ , laufen die Reaktionen deutlich langsamer und komplexer ab. Der Zerfall läuft brennstoffspezifischer ab, wie es in den Gl. 2.6 bis 2.10 dargestellt ist.



Betrachtet man den Einspritzstrahl im Brennraum bis zur Zündung, so treten nach Mollenhauer et al. (2007) die ersten Zündgebiete am Strahlrand mit niedrigem Lufteintrag auf. Am Strahlrand liegen, bedingt durch den verringerten Lufteintrag, geringere Inhomogenitäten und somit ein gleichmäßigeres Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  vor. Eine Zündung in der Nähe der Einspritzdüse ist nicht möglich, da in diesem Bereich die Vorgänge Primär- und Sekundärzerfall ohne Verdampfung ablaufen.

### 2.3.2 Verbrennungsablauf

Nach der eingeleiteten Selbstzündung im Dieselmotor kann die folgende Verbrennung schematisch in drei Phasen unterteilt werden (Warnatz et al. 2001), wie in Abb. 2.2 dargestellt ist. Nach der Einspritzung des Kraftstoffs im Brennraum erfolgt nach der Zeitspanne des oben beschriebenen Zündverzugs die schlagartige Umsetzung des sich bis dahin gebildeten zündfähigen Luft-Kraftstoff-Gemischs. Die Wärmefreisetzung ist in dieser ersten Verbrennungsphase am höchsten, man spricht in diesem Punkt auch vom sogenannten *Premixed-Peak*. Durch die schnelle Umsetzung des Gemischs werden sehr hohe Druckgradienten erreicht, welche maßgeblich das Verbrennungsgeräusch beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung beeinflussen.

Im Anschluss an die Phase der vorgemischten Verbrennung folgt die diffusionskontrollierte Verbrennung. Die Verbrennung kann nur so schnell ablaufen, wie die Gemischbildung am Rand des brennenden Einspritzstrahls abläuft. Aus diesem Grund ist die Brennrate in dieser Phase niedriger im Vergleich zur Phase I. In der mischungskontrollierten Verbrennung treten fast alle Luft-Kraftstoff-Verhältnisse

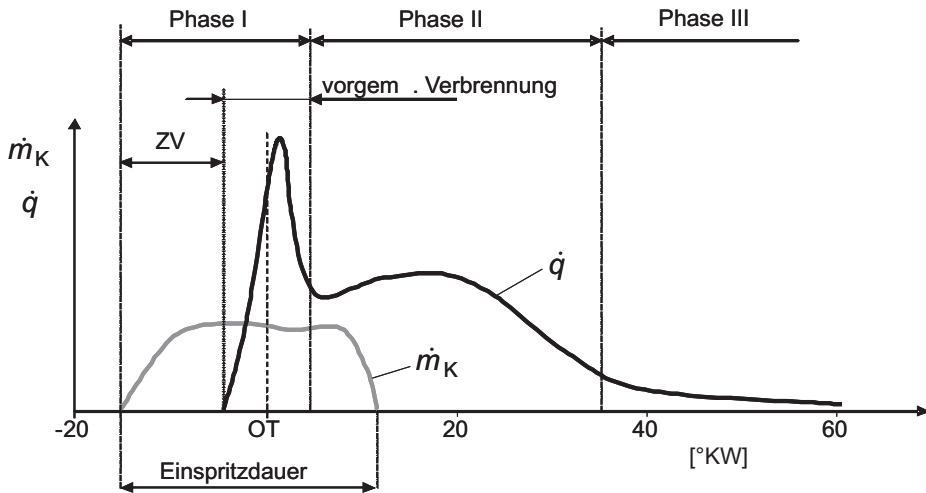


Abbildung 2.2: Phasen der Dieselverbrennung (Urlaub 1987)

auf. Im Strahlkern befindet sich reiner Kraftstoff ( $\lambda = 0$ ). Bis zum brennenden Strahlrand äußeren magert dieses Gemisch immer weiter ab. Aus diesem Grund treten sowohl Ruß- durch sehr fette Gemischbereiche mit teils noch flüssigen Kraftstofftröpfchen als auch  $\text{NO}_x$ -Emissionen durch eine Verbrennung mit Sauerstoffüberschuss und hohen Temperaturen auf. Die zweite Verbrennungsphase ist beendet, wenn die Wärmefreisetzung merklich abfällt.

In der anschließenden dritten kinetisch kontrollierten Phase vermischen sich die letzten Reste des Strahlkerns mit der verbleibenden Luft. Ein niedrigerer Sauerstoffgehalt der verbleibenden Gase im Brennraum verlangsamt die Verbrennung zusätzlich, so dass die Umsetzungsrate in dieser Ausbrandphase stark absinkt.

## 2.4 Schadstoffbildung

Nach Merker, Schwarz und Teichmann (2011) entstehen bei einer idealisierten vollständigen Verbrennung nur die Produkte Wasserdampf ( $\text{H}_2\text{O}$ ) und Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ). Zusätzlich sind im Abgas Sauerstoff ( $\text{O}_2$ ) durch eine magere Verbrennung und Stickstoff ( $\text{N}_2$ ) als Inertgas der Luft vorhanden. Betrachtet man die tatsächlichen Emissionen, entstehen zusätzlich die unerwünschten Nebenprodukte Ruß bzw. Partikel aus sehr fetter Verbrennung, Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) aus sehr heißen Brennraumzonen mit Sauerstoffüberschuss sowie unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO) aus unvollständiger Oxidation. Insbesondere Ruß und  $\text{NO}_x$  gilt es zu vermeiden, da sie in hohem Maße gesundheitsschädlich

sind und nur durch großen Aufwand mit einer Abgasnachbehandlung reduziert werden können. Allerdings treten gerade diese Emissionen vermehrt beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung auf, so dass bei der Auslegung des Brennverfahrens und der Abgasnachbehandlung besonders auf diese kritischen Schadstoffemissionen zu achten ist. Hinzu kommen gesetzliche Reglementierungen (Basshuysen 2010) für die Typenzertifizierung von Neufahrzeugen, welche den Ausstoß der Schadstoffemissionen auf bestimmte Grenzwerte beschränken.

### 2.4.1 Entstehung der einzelnen Schadstoffe

Die Entstehung und Ursache der Schadstoffe sind unterschiedlicher Natur. Die sehr heterogene Gemischbildung führt im Brennraum zu unterschiedlichen Temperaturen und Luft-Kraftstoff-Verhältnissen, so dass besonders für die Entstehung von Ruß und  $\text{NO}_x$  in verschiedenen Brennraumzonen optimale Bedingungen herrschen. Hinzu kommt, dass eine reduzierende Beeinflussung einzelner Schadstoffkomponenten eine Vergrößerung anderer Schadstoffkonzentrationen bewirken kann. Dieses Verhalten ist besonders bei Ruß und  $\text{NO}_x$  der Fall, was die Vermeidung der beiden Schadstoffe mit rein innermotorischen Maßnahmen schwierig gestaltet. In den folgenden Abschnitten wird detailliert auf die einzelnen Schadstoffe eingegangen.

#### Ruß

Die Rußemissionen in einem Dieselmotor sind das Resultat von sich überlagernden Prozessen der Rußbildung und -oxidation. Nach F. Pischinger et al. (1988) ist die Rußbildung durch stark unterstöchiometrische Gemischbereiche sowie durch Interaktion von flüssigem Dieselmotorkraftstoff mit der Flamme im Brennraum gekennzeichnet. Die Bildung von Ruß in unterstöchiometrischen Bereichen ist neben dem lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis von der lokalen Temperatur abhängig, wie in Abb. 2.3 zu sehen ist. Ab einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von  $\lambda \leq 0,5$  steigen die Rußemissionen nach Merker, Schwarz, Stiesch et al. (2006) im Temperaturbereich von 1600 K bis 1800 K stark an. Der Temperaturbereich, in dem sich Ruß vorzugsweise bildet, verschiebt sich nach numerischen Untersuchungen von Akihama et al. (2001) zu höheren Temperaturen mit einem Schwerpunkt bei ca. 1900 K, wie in Abb. 2.6 auf S. 15 dargestellt ist.

**Aufbau eines Rußkerns** Als Ruß werden kleine Partikel bezeichnet, die einem komplexen Entstehungsprozess unterliegen (Warnatz et al. 2001). Die verschiedenen Prozessschritte sind in Abb. 2.4 aufgezeigt. Die Basis für die Entstehung von Ruß bilden  $C_1$ - und  $C_2$ -Moleküle. Acetylen (Ethin  $C_2H_2$ ) gilt dabei als wichtigster Ausgangsstoff. Dieser reagiert mit weiteren  $C_1$ -Molekülen zu  $C_3H_3$ ,

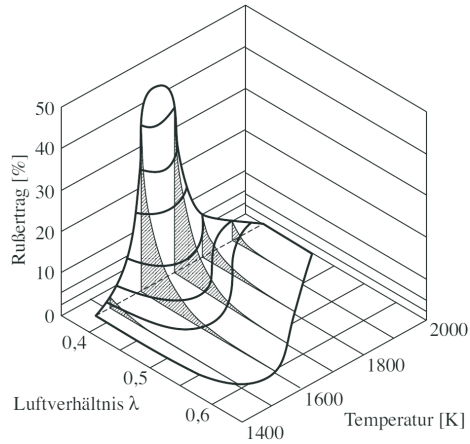


Abbildung 2.3: Rußbildung in Abhängigkeit von lokaler Temperatur und Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  (Merker, Schwarz, Stiesch et al. 2006)

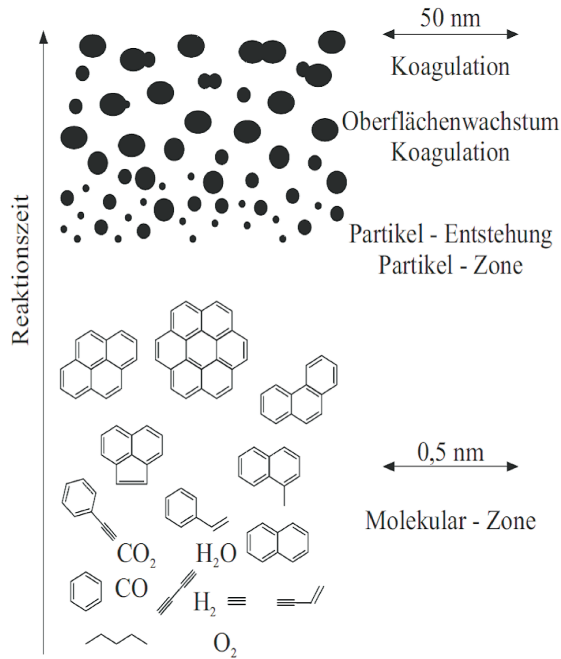


Abbildung 2.4: Bildung und Wachstum eines Rußteilchens nach Bockhorn (1994)



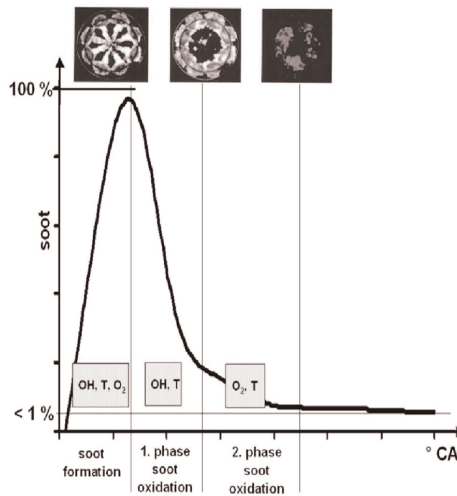


Abbildung 2.5: Rußkonzentration während der Verbrennung  
(Bertsch 1999; Velji 2008)

was durch Rekombination und Umlagerung die ersten aromatischen Ringstrukturen ausbildet. Durch weitere Anlagerung von  $C_2H_2$  wachsen die Ringstrukturen an, so dass es zur Rußkeimbildung kommt. Rußkeime können weiter wachsen durch Oberflächenwachstum über Anlagerung von weiteren  $C_2H_2$ -Bausteinen oder durch Koagulation, d.h. die Rußkeime verbinden sich. An dieser Stelle haben die Rußteilchen einen Durchmesser von bis zu 50 nm (Bockhorn 1994). Bei entsprechenden Bedingungen können die Teilchen durch Agglomeration weiter wachsen und erreichen dabei Durchmesser von über 100 nm.

**Rußkonzentration im Brennraum** In Abb. 2.5 ist die globale Rußkonzentration (Daten aus 2-Farben-Messungen<sup>1</sup>) im Brennraum dargestellt. Es ist zu sehen, dass sich die im Brennraum vorhandene globale Rußkonzentration in drei Phasen unterteilen lässt. Anfangs überwiegen die Prozesse der Rußbildung im Brennraum, so dass global eine Phase der Rußbildung vorliegt. Während der diffusionskontrollierten Verbrennung nimmt die Heterogenität im Brennraum ab und die Prozesse zur Rußoxidation nehmen zu, so dass nach Überschreiten der maximalen Rußkonzentration im Brennraum die Phase der globalen Rußoxidation beginnt. Diese lässt sich in zwei Abschnitte mit unterschiedlicher Oxidationsrate einteilen. Die zweite und letzte Phase findet während der kinetisch kontrollierten Brennphase statt, welche langsamer als die diffusionskontrollierte zweite Phase der Verbrennung abläuft. In den kleinen Abbildungen des Rußleuchtens in Abb 2.5 ist zu erkennen,

<sup>1</sup>Die Theorie zur 2-Farben-Methode ist in Kap. 4.3.3 auf S. 46 f. dargestellt.

dass sich der Ruß in der Mitte und zum Ende der Verbrennung am Rand des Brennraums aufhält. In der Brennraummitte tritt kein Rußleuchten mehr auf. Diese Aufnahmen visualisieren die starke Heterogenität des aufbereiteten Gemischs im Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Eine verbesserte Luft- bzw. Sauerstoffausnutzung im Brennraum kann an dieser Stelle helfen, die Oxidationsphasen zu verstärken und so innermotorisch Rußemissionen zu reduzieren.

## Stickoxide

Stickoxidemissionen bilden sich im Dieselmotor nach drei unterschiedlichen Arten (Merker, Schwarz und Teichmann 2011). Den größten Anteil bildet das thermisch gebildete  $\text{NO}_x$ , das nach Zeldovich (1946) aus dem in der Verbrennungsluft vorhandenen Stickstoff gebildet wird. Neben diesem thermischen Prozess der  $\text{NO}_x$ -Bildung übt der Fenimore-Mechanismus und der  $\text{N}_2\text{O}$ -Pfad bei Anwendung von Abgasrückführung Einfluss auf die Höhe der Stickoxidemissionen aus. Generell wird zuerst Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$  gebildet. Ein Teil davon oxidiert weiter zu Stickstoffdioxid  $\text{N}_2\text{O}$ .

**Thermisches NO** Die Bildung von thermischem  $\text{NO}$  bedarf sehr hoher Temperaturen oberhalb von ca. 2000 K, damit die Reaktionen in den Gleichungen 2.11 bis 2.12 zum Tragen kommen. Entdeckt wurden die Reaktionsmechanismen erstmals von Zeldovich 1946, welche dann später von Lavoie 1970 um die Gleichung 2.13 erweitert wurden.



Die Hin-Reaktion hat entscheidenden Einfluss auf die gesamte  $\text{NO}$ -Konzentration, da diese in den meisten motorischen Bedingungen bei den entsprechenden Temperaturen weit unterhalb der Gleichgewichtskonzentration liegt. Die Rück-Reaktion kommt bei den dargestellten Reaktionsgleichungen kaum zum Tragen, da erst gegen Ende des Expansionstaktes die Konzentration von  $\text{NO}$  oberhalb der Gleichgewichtskonzentration liegt. Zu diesem Zeitpunkt sind die Temperaturen aber bereits weit abgesunken, was eine Reaktion verhindert.

**Fenimore-NO** Die Bildung von Prompt- $\text{NO}$  nach Fenimore (1971) findet in brennstoffreichen Gebieten der Flammenzone statt. Die entscheidende Reaktion spielt sich dabei zwischen einem  $\text{CH}$ -Radikal und Stickstoff (siehe Gl. 2.14) ab, aus der Blausäure ( $\text{HCN}$ ) entsteht, welche zu  $\text{NO}$  weiter reagiert.



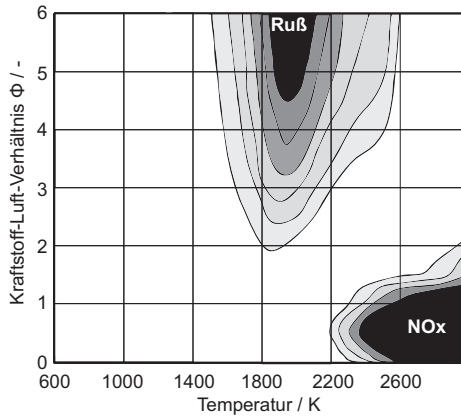


Abbildung 2.6: Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abhängigkeit lokaler Temperaturen und dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis  $\phi$  (Akihama et al. 2001)

Die Reaktion benötigt nur eine geringe Aktivierungsenergie, so dass die beschriebene Reaktion schon bei Temperaturen oberhalb von 1000 K abläuft.

**$\text{N}_2\text{O}$ -Mechanismus** Dieser  $\text{NO}$ -Bildungsmechanismus kommt bei mageren Gemischen und niedrigen Temperaturen zum Tragen. In modernen Dieselmotoren werden diese Zustände bei hohen Einspritzdrücken erreicht. Die Reaktion läuft (siehe Gl. 2.15 u. 2.16) mithilfe eines Stoßpartners  $M$  über die Bildung des Zwischenprodukts Lachgas  $\text{N}_2\text{O}$  ab, das mit einem Sauerstoff-Radikal zu  $\text{NO}$  weiter reagiert.



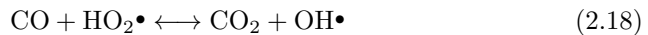
**Wechselbeziehung zwischen Ruß und  $\text{NO}_x$**  Da die Stickoxid- und Rußemissionen beide in starker Abhängigkeit zum lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Temperatur stehen und gegenseitige Ursachen aufweisen, beeinflussen sich diese bei Modifikation des Brennverfahrens, z.B. einer Einspritzzeitpunktverstellung, gegenseitig (Heywood 1988). In Abb. 2.6 sind die Entstehungsbedingungen der beiden Emissionen in Abhängigkeit der Temperatur und des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses  $\phi^1$  dargestellt. Der Bereich zwischen Ruß und  $\text{NO}_x$  kann bei einer Verbrennung durch das sehr heterogene Gemisch im Brennraum nicht ausschließlich erreicht werden, so dass bei einer Verbrennung im Dieselmotor mit Direkteinspritzung sowohl Zonen mit Ruß- als auch mit  $\text{NO}_x$ -Bildung entstehen.

---

<sup>1</sup> $\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{m_{Krst} \cdot L_{st}}{m_{Luft}}$

## Kohlenmonoxid

Nach Merker, Schwarz und Teichmann (2011) ist die CO-Konzentration sehr stark vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$  und von den Temperaturen während der Expansion abhängig. Grundsätzlich entsteht CO als ein Zwischenprodukt der Oxidation von Kohlenstoff zu Kohlendioxid  $\text{CO}_2$ . Bei einer vollständigen Verbrennung würde CO bei stöchiometrischen oder überstöchiometrischen Bedingungen komplett zu  $\text{CO}_2$  oxidieren. Aufgrund des sehr heterogenen Gemischs herrschen unterschiedliche Luft-Kraftstoff-Verhältnisse im Brennraum vor. Bei lokalem  $\lambda \geq 1$  läuft die entscheidende Reaktion (siehe Gl. 2.17) von CO mit einem Hydroxylradikal ab. Die Reaktion 2.18 spielt bei Selbstzündungsprozessen eine größere Rolle, wenn das Hydroperoxyradikal  $\text{HO}_2$  in verstärkter Konzentration auftritt.



Die Reaktion 2.17 läuft in unterstöchiometrischen Bereichen in Konkurrenz zur Oxidation von Wasserstoff (siehe Gleichung 2.19) ab. Daher steigen die CO-Emissionen bei einem Anstieg der fetten Gemischzonen an. In leicht überstöchiometrischen Bereichen dominiert allein die Reaktion 2.17. In mageren Gemischen mit  $\lambda > 1,4$  steigen die CO-Emissionen dagegen vermehrt an, da die Temperaturen durch die Abmagerung besonders in Nähe zur kalten Brennraumwand absinken.

Der Dieselmotor mit Direkteinspritzung wird überstöchiometrisch betrieben (Heywood 1988). Selbst bei Vollast wird die Kraftstoffmenge aufgrund der hohen Rußemissionen mit Luft-Kraftstoff-Gemischen im leicht überstöchiometrischen Bereich limitiert, so dass ein Luft-Kraftstoff-Gemisch mit  $\lambda > 1$  vorliegt. Folglich wird das bei der Verbrennung gebildete Kohlenmonoxid während der Expansion bei ausreichender Gemischbildung oxidiert. Die im Abgas gemessene CO-Konzentration entspricht deshalb in etwa der Gleichgewichtskonzentration um 1700 K.

## Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe stammen aus Brennraumzonen, die nicht oder nicht vollständig von der Flamme erfasst werden. Für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ist die wichtigste Quelle für unverbrannte Kohlenwasserstoffe der Injektor selbst. Je nach Düsengeometrie entstehen durch Ausdampfen von Kraftstoff aus dem Sacklochvolumen und den Spritzlöchern außerordentlich hohe HC-Emissionen. Weiterhin kann durch ein erneutes, ungewolltes kurzzeitiges Öffnen der Düsenadel nach dem Schließen Kraftstoff in den Brennraum gelangen, welcher durch den kaum vorhandenen Einspritzdruck keinen Strahlaufbruch wie bei der

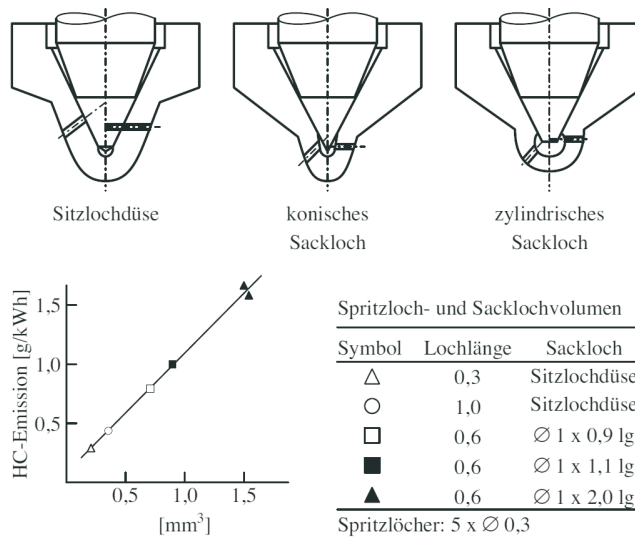


Abbildung 2.7: HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Sacklochvolumen  
(Merker, Schwarz, Stiesch et al. 2006)

Einspritzung erfährt und somit schlecht verbrennt. Merker, Schwarz, Stiesch et al. (2006) haben die Abhängigkeit der HC-Emissionen vom Sacklochvolumen untersucht und einen stark linearen Zusammenhang feststellen können, der in Abb. 2.7 dargestellt ist. Das aufgetragene Sacklochvolumen beinhaltet dabei das Volumen der Spritzlöcher. Die HC-Emissionen steigen hier linear mit dem Sacklochvolumen an. Im Beispiel der Sitzlochdüse ist es nur noch das Volumen der Spritzlöcher, welche für HC-Emissionen verantwortlich gemacht werden können.

Als vernachlässigende Ursachen für HC-Emissionen gelten sehr magere Randbereiche, sehr fette Gemischzonen im Strahlkern sowie angelagerter Brennstoff an der Brennraumwand. Die sehr mageren Randbereiche können bei einem übermäßig ansteigendem Zündverzug jedoch zunehmen und somit an relevanter Größe für die gesamten HC-Emissionen gewinnen (Heywood 1988). Besonders bei niedrigen Lasten bis hin zum Leerlauf kann dieses Verhalten aufgrund verringerter Temperaturen beobachtet werden.

## 2.4.2 Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung

Die Schadstoffemissionen des Dieselmotors dürfen aufgrund gesetzlicher Limitierungen für die Zulassung von Neufahrzeugen bestimmte Grenzwerte nicht

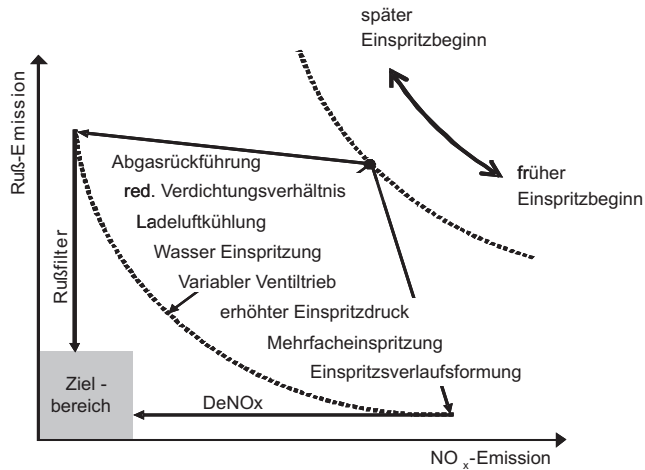


Abbildung 2.8: Maßnahmen zur Reduktion von Ruß und NO<sub>x</sub> im Trade-off (Spicher 2011)

überschreiten. Dies lässt sich über den Einsatz inner- und außermotorischer Maßnahmen erreichen.

### Innere motorische Maßnahmen

Die Anzahl an innermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduktion ist groß. In Abb. 2.8 von Spicher (2011) sind die verschiedensten Maßnahmen, wie z.B. eine Erhöhung des Einspritzdrucks zur Reduktion von Ruß, dargestellt. Durch die gegenseitige Beeinflussung der kritischen Schadstoffemissionen ergibt sich die sogenannte Ruß-NO<sub>x</sub>-Schere. Dieser Trade-off kann über den Einsatz verschiedener innermotorischer Maßnahmen, wie z.B. Abgasrückführung oder Mehrfacheinspritzung, teilweise ausgehebelt werden. Es ist in Summe die Kombination der verschiedenen Maßnahmen, welche es ermöglichen, Ruß und NO<sub>x</sub> gleichzeitig zu senken. Eine vollständige Reduktion von Ruß und Stickoxid ist jedoch nicht möglich. Folgende Maßnahmen fallen nach Basshuysen (2010) verstärkt ins Gewicht.

**Aufladung** Die Aufladung ist ein geeignetes Mittel, um alle Schadstoffe durch Abmagerung zu reduzieren. Hierbei ist neben dem Ladedruck die Ladelufttemperatur ein wichtiger Faktor, um die Emissionen sowie den Verbrauch zu senken.

**Einspritzung** Die Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum kann den Verbrauch und die Emissionen in hohem Maß verändern. Wichtige Faktoren sind Einspritzdruck, Düsenform, Einspritzmenge, Voreinspritzung, Abstand bei Mehrfacheinspritzungen, Absteuerzeit bis hin zu Einspritzverlaufsformung.

Mit einem erhöhten Einspritzdruck lassen sich durch die bessere Strahlaufbereitung und die verbesserte Gemischbildung extrem fette Zonen im Brennraum vermeiden, wodurch besonders Rußemissionen gesenkt werden können. Stickoxidemissionen können mit einem erhöhten Einspritzdruck geringfügig steigen. Der verbesserte Strahlaufbruch und der erhöhte Strahlimpuls führen zu einer schnelleren Gemischbildung und einer schnelleren Wärmefreisetzung. Daraus ergeben sich höhere Spitzentemperaturen, was die thermische  $\text{NO}_x$ -Bildung nach Zeldovich begünstigt.

Eine Voreinspritzung, welche aus Geräuschgründen Anwendung findet (Mollenhauer et al. 2007), hat stark negative Auswirkungen auf die Rußemissionen. Diesem Verhalten kann durch eine Voreinspritzung mit einer möglichst geringen Kraftstoffmenge von weniger als  $1 \text{ mm}^3$  oder mit einer Nacheinspritzung teilweise entgegen gesteuert werden, welche die Rußemissionen bei gleichbleibenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen senken kann (Barro et al. 2012). Die Nacheinspritzung erhöht im Brennraum die Temperatur zur besseren Nachoxidation von Ruß.

Die Absteuerzeit des Injektors hat dagegen großen Einfluss auf die HC-Emissionen. Eine möglichst kurze Absteuerzeit hat hier einen reduzierenden Effekt auf die unverbrannten Kohlenwasserstoffe.

Die mögliche Einflussnahme auf die Verbrennung durch die große Anzahl an Einspritzparametern ist sehr groß. Die vorliegende Arbeit geht über diesen Kenntnisstand hinaus und erweitert die Anzahl der Einspritzparameter um eine weitere Dimension mit einer räumlichen Trennung der Teileinspritzungen im Brennraum. Die vorgestellten Einspritzstrategien können die Verbrennung lokal beeinflussen, womit sich die kritischen Schadstoffemissionen im Vergleich zur konventionellen Einspritzstrategie ohne räumliche Trennung signifikant reduzieren lassen (siehe Kap. 5 und Kap. 6).

**Abgasrückführung** Der Einsatz einer Abgasrückführung erhöht die Inertgaskonzentration im Brennraum, was die Spitzentemperaturen während der Verbrennung senkt. Da die  $\text{NO}_x$ -Bildung im Brennraum zum größten Teil auf dem Zeldovich-Mechanismus beruht, wirkt eine Absenkung der Spitzentemperaturen reduzierend auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Dieser Effekt kann durch eine gekühlte AGR zur weiteren Absenkung der Brennraum-Spitzentemperaturen verstärkt werden. Allerdings bewirkt eine AGR gleichzeitig eine Absenkung der Sauerstoffkonzentration, wodurch vermehrt fette Gemischbereiche auftreten, was die Rußemissionen erhöht.

### Außermotorische Maßnahmen

Im Bereich der Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren ist bei modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung der Oxidationskatalysator zur Oxidation von CO und HC inzwischen genauso Standard wie ein Dieselpartikelfilter (DPF) zur Absenkung der Rußemissionen. Während ein Oxidationskatalysator ein kontinuierlich arbeitendes System darstellt, zählt der DPF zur Kategorie der diskontinuierlich<sup>1</sup> arbeitenden Systeme und benötigt bei zu hohem Gegendruck durch Partikelbelastung eine Regeneration. Die Regeneration wird durch eine späte Nacheinspritzung ausgelöst. Der Kraftstoff verdampft im Brennraum vollständig und verbrennt teilweise schon; die unverbrannten Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid werden im vorgelagerten Oxidationskatalysator umgesetzt und erhöhen die Temperatur direkt vor dem DPF, so dass der Ruß im DPF mit dem noch vorhandenen Sauerstoff abgebrannt werden kann. Durch die späte Nacheinspritzung entsteht hier ein Mehrverbrauch (Wagner 2006).

Zur Nachbehandlung von NO<sub>x</sub>-Emissionen befinden sich zwei Systeme auf dem Markt. Stickoxide können in einem diskontinuierlich arbeitenden NO<sub>x</sub>-Speicher-Katalysator absorbiert werden, welcher wie der Dieselpartikelfilter nach Regenerationsintervallen verlangt. In den Regenerationsphasen wird durch ein fetteres Gemisch und eine späte Nacheinspritzung ein erhöhter Ausstoß an Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen erzeugt. HC- und CO-Emissionen stehen dem im Speicher-Katalysator eingelagerten Stickoxid als Reaktionspartner zur Verfügung. Diese Regenerationsphasen verursachen einen erhöhten Kraftstoffverbrauch. Alternativ können Stickoxide mittels selektiver katalytischer Reduktion (SCR) reduziert werden. In diesem Verfahren wird vor dem SCR-KAT eine wässrige Harnstofflösung eingespritzt, welche über Verdampfung, Thermolyse und Hydrolyse den für die NO<sub>x</sub>-Reduktion erforderlichen Ammoniak liefert.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich thematisch mit einer innermotorischen Beeinflussung der kritischen Schadstoffemissionen und dem Geräusch, weshalb an dieser Stelle nicht näher im Detail auf die verschiedenen Möglichkeiten der außermotorischen Abgasnachbehandlung eingegangen wird. Mehr Informationen zu außermotorischen Maßnahmen der Schadstoffreduktion können z.B. aus (Merker, Schwarz und Teichmann 2011) entnommen werden.

---

<sup>1</sup>Ein DPF in einem Pkw wird diskontinuierlich betrieben, d.h. Ruß wird gespeichert bis zu einem maximal zulässigen Gegendruck. Anschließend regeneriert der DPF mittels später Nacheinspritzung. In einem Nfz ist es möglich, durch die höhere Durchschnittslast und die somit höheren Abgastemperaturen den DPF mithilfe einer katalytischen Beschichtung kontinuierlich zu betreiben. Die vorgestellten Einspritzstrategien dienen einem Dieselmotorenverfahren im Pkw mit Sensitivität zum Verbrennungsgeräusch. Deshalb muss an dieser Stelle bei einem DPF ein diskontinuierlich arbeitendes System betrachtet werden.



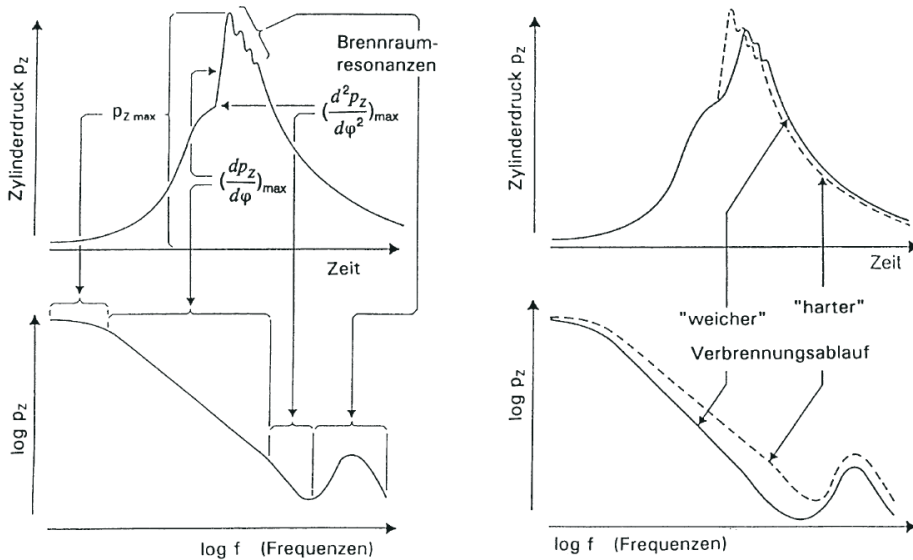


Abbildung 2.9: Zusammenhang zwischen Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruck-Anregungsspektrum (Flotho et al. 1988)

## 2.5 Verbrennungsgeräusch

Die Dieselmotor mit Direkteinspritzung hat ein charakteristisches hartes Verbrennungsgeräusch, was sich unter anderem massiv durch den Anteil der vorge-mischten Verbrennung bestimmt, der den maximalen Druckanstieg im Brennraum beeinflusst. Flotho et al. (1988) haben den Zusammenhang zwischen dem Zylinderdruckverlauf und dem Verbrennungsgeräusch analysiert und die verschiedenen charakteristischen bestimmenden Anteile der Verbrennung wie Spitzendruck oder maximaler Druckanstieg einer Frequenzanalyse unterzogen, was in Abb. 2.9 dargestellt ist. Der maximale Druckanstieg beeinflusst hier nicht nur einen großen Bereich des Frequenzspektrums sondern ist weiterhin für die hochfrequenten Brennraumresonanzen verantwortlich (Schneider 1987). Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird somit als Maß für die Geräuschemissionen die maximale Druckanstiegsrate der Verbrennung verwendet.



# 3 Konzept räumlich getrennter Einspritzstrategien

Der moderne Dieselmotor mit Direkteinspritzung verfügt über ein Common-Rail-System, das es ermöglicht, den Einspritzdruck und die Anzahl der Teileinspritzungen für jeden Betriebspunkt im Kennfeld individuell einzustellen. Dadurch kann die Verbrennung hinsichtlich der Schadstoffemissionen und des Verbrennungsgeräuschs beeinflusst werden.

Zur Reduzierung des Verbrennungsgeräuschs werden ein oder mehrere Voreinspritzungen gesetzt, die den Nachteil stark erhöhter Rußemissionen mit sich bringen. Eine Voreinspritzung reduziert den Zündverzug der Haupteinspritzung und damit den Anteil der vorgemischten Verbrennung, den sogenannten Premixed-Anteil. Daraus resultiert ein verringertes Verbrennungsgeräusch. Aus einem verringerten Anteil der vorgemischten Verbrennung folgt gleichzeitig eine Erhöhung des diffusionskontrollierten Anteils der Verbrennung, wodurch mehr Ruß entsteht (siehe Kap. 2.4.1 auf S. 11 f.). Eine frühe Nacheinspritzung kann diesen Nachteil teilweise kompensieren. Mit einer frühen Nacheinspritzung wird das Temperaturniveau am Ende der Verbrennung erhöht und somit der Prozess der Rußoxidation verlängert. Alle Teileinspritzungen werden durch einen Injektor in denselben Brennraumbereich eingespritzt, was gerade für die geräuschreduzierende Voreinspritzung massive Nachteile hinsichtlich erhöhter Rußemissionen bewirkt. Dieses Problem des Dieselmotors mit Direkteinspritzung ist der Anstoß für die Idee einer räumlichen Trennung der Einspritzvorgänge.

In den folgenden Unterkapiteln werden die Wirkungsweise der konventionellen Voreinspritzung sowie die Unterschiede und Vorzüge der räumlichen Trennung der Einspritzvorgänge im Detail dargestellt. In der Arbeit sind zwei neue Einspritzstrategien untersucht worden, welche sich einer räumlichen Trennung der Einspritzvorgänge in unterschiedlicher Weise bedienen.

## 3.1 Konventionelle Voreinspritzung

Die konventionelle Voreinspritzung im Dieselmotor mit Direkteinspritzung, welche aus ein oder zwei Teileinspritzungen vor der Haupteinspritzung besteht, dient der

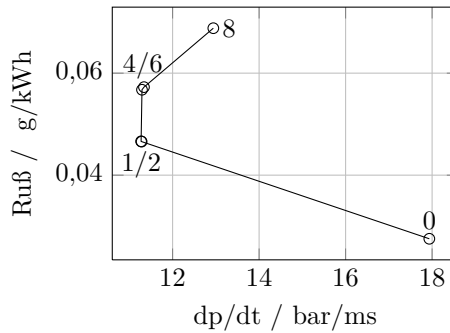


Abbildung 3.1: Rußemissionen über maximalem Druckanstieg bei Variation der Voreinspritzmenge

Geräuschreduzierung für die Applikation eines Dieselmotors in geräuschsensitiven Anwendungsbereichen wie im PKW. Durch den Einsatz einer Voreinspritzstrategie wird das Temperaturniveau im Brennraum vor der Haupteinspritzung angehoben. Die Verdampfung der Haupteinspritzung läuft schneller ab, wodurch der Zündverzögerung reduziert wird. Der vorgemischte Anteil der Verbrennung ist somit verringert.

Geräusch- und Rußemissionen verhalten sich mit einer Voreinspritzung gegensätzlich und befinden sich wie die kritischen Schadstoffemissionen Ruß und Stickoxid in einem Zielkonflikt (Maier et al. 2012). Zur Veranschaulichung dieses gegensätzlichen Verhaltens ist eine beispielhafte Vermessung der Rußemissionen gegenüber dem maximalen Druckanstieg bei Variation der Voreinspritzmenge in Abb. 3.1 dargestellt. Die Daten stammen aus eigenen Untersuchungen. Es ist zu erkennen, dass sich bereits bei der kleinsten Menge an Kraftstoff für eine Voreinspritzung die Rußemissionen annähernd verdoppeln. Eine weitere Erhöhung der Einspritzmenge führt nur zu einem leichten Anstieg der Rußemissionen. Bei Überschreiten einer kritischen Menge, in diesem Beispiel bei  $VEM \geq 6$  mg, steigen die Rußemissionen dagegen wieder verstärkt an. Zusätzlich verliert in diesem Fall die Voreinspritzung durch die zu große Kraftstoffmenge ihren eigentlichen Zweck. Der maximale Druckanstieg und somit das Verbrennungsgeräusch steigen an. Die Kraftstoffmenge der Voreinspritzung muss für ein minimiertes Verbrennungsgeräusch also unterhalb einer kritischen Menge bleiben. Hinsichtlich des Zielkonflikts zwischen Rußemissionen und Verbrennungsgeräusch zeigt sich, dass eine Kleinst-Menge von  $VEM = 1$  mg optimal ist.

Diese konventionelle Strategie ohne räumliche Trennung des Einspritzvorgangs wird im Folgenden in dieser Arbeit mit CIS (Conventional Injection Strategy) bezeichnet.

## 3.2 Anwendung einer räumlich getrennten Voreinspritzung

Um den Zielkonflikt zwischen Ruß- und Geräuschemissionen zu lösen, ist das Konzept einer räumlich getrennten Voreinspritzung entstanden. Ziel ist es, den gleichen vorteilhaften geräuschsenkenden Effekt einer konventionellen Voreinspritzung zu erzielen, ohne dabei Nachteile bezüglich höherer Rußemissionen in Kauf nehmen zu müssen. Die Ergebnisse erster Untersuchungen dieser neuen Einspritzstrategie liegen in diversen Veröffentlichungen<sup>1</sup> von Merkel und Wagner vor.

Die räumliche Trennung der Einspritzvorgänge kann entweder über einen zweiten Injektor im Zylinderkopf oder über einen zentral im Zylinderkopf montierten Injektor realisiert werden, welcher in der Lage ist, verschiedene Spritzlochgeometrien getrennt voneinander für verschiedene Einspritzvorgänge frei zu geben. Die Strategie der räumlich getrennten Voreinspritzung wurde in den Untersuchungen dieser Arbeit mit einem zweiten Injektor im Zylinderkopf realisiert und wird im Folgenden mit *ASIS* (Advanced Split Injection Strategy) bezeichnet.

Die konventionelle Voreinspritzung wird über den zentral eingebauten Injektor von der Mitte aus in die Omegamulde eingespritzt. Im Unterschied dazu wird die räumlich getrennte Voreinspritzung direkt in die Brennraummitte eingebracht. Der Kraftstoff der *ASIS*-Voreinspritzung verbrennt also in einer anderen Brennraumzone wie die Haupteinspritzung. Dies hat zur Folge, dass der Haupteinspritzung in der Omegamulde die Frischluft, die nicht durch die Voreinspritzung für die Verbrennung benutzt wird, vollständig zur Verfügung steht. Daraus resultieren eine höhere Sauerstoffkonzentration und eine bessere Gemischbildung für die Haupteinspritzung. Besonders das Zusammentreffen von flüssigen Teilen der Haupteinspritzung mit einer noch brennenden Voreinspritzung, was als eine der Quellen für erhöhte Rußemissionen (Spicher et al. 1985) gilt, wird dadurch vermieden.

Ein weiterer Vorteil der räumlich getrennten Voreinspritzung liegt in der Mengenvarianz bei einer sehr kleinen Voreinspritzmenge. Der Injektor eines Dieselmotors bewegt sich im Zielkonflikt zwischen einem möglichst hohen Durchfluss für die notwendige Kraftstoffmenge zum Volllastbetrieb sowie einer möglichst geringen und präzisen Voreinspritzmenge. Ein zweiter Injektor, welcher nur zur Voreinspritzung dient, kann für die geringen Kraftstoffmengen speziell ausgelegt werden. Aber auch bei einem zentral sitzenden Injektor, welcher in der Lage ist, verschiedene Spritzlöcher freizugeben, ist es denkbar, durch Unterschiede in Größe und Anzahl der Spritzlöcher, die präzise Ansteuerung besonders kleiner Mengen zu ermöglichen (Basshuysen 2010; Bonse et al. 2003).

---

<sup>1</sup>Merkel 2008; Merkel et al. 2007, 2008a,b; Merkel, Wagner et al. 2008; Wagner, Merkel, Eckert et al. 2007; Wagner, Merkel und Spicher 2006; Wagner et al. 2006, 2009.

### 3.3 Räumliche Trennung des gesamten Einspritzvorgangs

In den Untersuchungen von Wagner, Merkel und Spicher (2006) und Merkel (2008) zur räumlich getrennten Voreinspritzung wurde die Anwendung einer räumlichen Trennung von Vor- und Haupteinspritzung untersucht. Die Haupteinspritzung wurde in konventioneller Art durch den zentral sitzenden Injektor und die Voreinspritzung durch den zusätzlich im Zylinderkopf seitlich schräg eingebauten Injektor realisiert. Die konstruktive Auslegung ist in Kap. 4.1.2 auf S. 35 ff. dargestellt.

In dieser Arbeit wird eine anteilige räumliche Trennung der Haupteinspritzung untersucht und analysiert. Der Anteil, welcher räumlich getrennt über den seitlich montierten Injektor in den Brennraum eingespritzt wird, beträgt über 60 %. Die Einspritzereignisse beider Injektoren überschneiden sich dabei zeitlich. Der seitlich sitzende Injektor weist durch die Eignung für sehr kleine Einspritzmengen nur eine sehr geringe Kraftstoffdurchflussrate auf. Damit wird der Zündverzug stark reduziert und der vorgemischte Teil der Verbrennung im Vergleich zur Einspritzung mit dem zentral sitzenden Injektor fällt signifikant geringer aus. Der Brennraum und die daraus folgenden Brennraumzonen werden in einen zentralen inneren und äußeren Bereich unterteilt. Diese Art der Einspritzung und Verbrennung in einem Dieselmotor ist nach eingehender Literaturrecherche neu. Die vielversprechenden Ergebnisse zu dieser neuen Einspritzstrategie, welche im Folgenden DSIS<sup>1</sup> genannt wird, sind in Kap. 6 auf S. 99 ff. detailliert dargestellt.

### 3.4 Injektorenkonzepte

Für die Realisierung räumlich getrennter Einspritzvorgänge ist eine Lösung in einem Injektor zielführender, da die Neukonstruktion eines Zylinderkopfes für einen zweiten Injektor vermieden wird. Im Rahmen dieser Arbeit ist eine Recherche nach bereits vorhandenen Konzepten für Injektoren durchgeführt worden, mit denen eine räumlich getrennte Voreinspritzung realisierbar ist.

#### Koaxial-Vario-Düse (KVD)

Koaxial-Vario-Düsen sind von einigen Zulieferern eine bereits getestete Möglichkeit zur räumlich variablen Einspritzung. Das Konzept sieht zwei ineinander laufende Nadeln vor, eine innere und eine äußere, welche verschiedene Spritzlochreihen freigeben können (Bonse et al. 2003). In Abb. 3.2 ist dieses Konzept exemplarisch

---

<sup>1</sup>DSIS = Double Spatial Injection Strategy

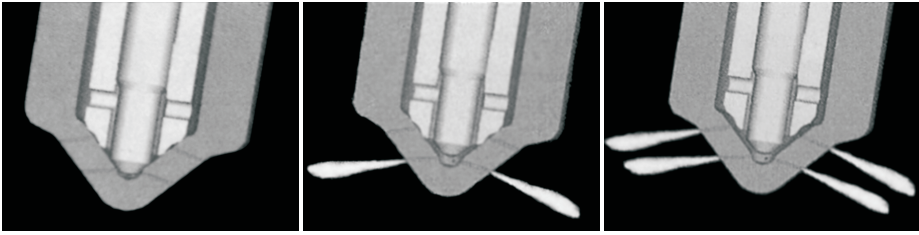


Abbildung 3.2: Koaxial-Vario-Düse, KVD (Basshuysen 2010)

dargestellt. In den drei Einzelabbildungen sind jeweils die drei möglichen Zustände der KVD zu sehen. Das linke Bild zeigt beide Düsennadeln in geschlossenem Zustand. Im mittleren Bild ist die innere Düsennadel geöffnet und die Einspritzung erfolgt nur durch die innere Spritzlochreihe, z.B. für eine Voreinspritzung. Das rechte Bild zeigt beide Nadeln geöffnet, wodurch eine Einspritzung durch beide Lochreihen mit erhöhtem Kraftstoffdurchfluss, z.B. für die Haupteinspritzung, erfolgen kann. Der Nachteil an dem abgebildeten Konzept besteht darin, dass die Spritzlochreihe der Voreinspritzung beim Öffnen der Lochreihe für die Haupteinspritzung ebenfalls öffnet, d.h. es treffen flüssige Kraftstoffanteile mit einer noch brennenden Voreinspritzung zusammen, da die beiden Einspritzvorgänge nicht komplett voneinander getrennt sind. Durch einen verringerten Durchfluss der inneren Spritzlochreihe könnte dies reduziert, aber nicht verhindert werden. Das Konzept der KVD und ähnliche Konzepte wurden inzwischen weltweit patentiert von Bosch, Siemens und weiteren Herstellern aus dem japanischen Raum.<sup>1</sup> Bei den genannten Patenten existieren auch technische Lösungen, die es erlauben, mit einem Injektor zwei unterschiedliche Spritzlochreihen vollständig unabhängig voneinander anzusteuern.

## Injektoren mit Drehventil

Injektoren mit Drehventil haben unterschiedliche Einspritzlochgruppen, welche durch ein Drehventil angesteuert werden. In Abb. 3.3 ist eine Patentskizze eines Injektors mit Drehventil von Zexel Corp (1999a) dargestellt. Im Düsenkörper befinden sich mindestens drei Gruppen von Einspritzlöchern mit unterschiedlichen Düsenlochgeometrien. Über den eingestellten Winkel des Drehventils werden unterschiedliche Kraftstoffführungslöcher im Drehventil in Verbindung mit den verschiedenen Gruppen von Einspritzlöchern im Düsenkörper gebracht. Der Injektor verfügt zusätzlich über eine axiale Bewegungsrichtung. Liegt kein Kraftstoffdruck an, ist keine Spritzlochgruppe freigegeben. Sobald Kraftstoffdruck anliegt, ist unab-

<sup>1</sup>Isuzu Motors Ltd 1994; Robert Bosch GmbH 1992, 2004a,b,c,d,e,f, 2005a,b; Siemens AG 2004a,b, 2008; Toyota Motor Corp 1998; Toyota Motor Corp und Denso Corp 2007.

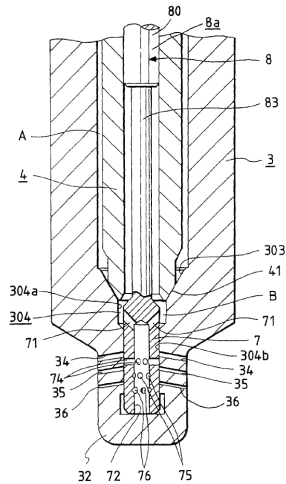


Abbildung 3.3: Injektor mit variablem Spritzbild über Drehventil (Zexel Corp 1999a)

hängig vom eingestellten Winkel am Drehventil mindestens eine Spritzlochgruppe mit den Kraftstoffführungslöchern im Drehventil verbunden. Weitere Patente zu diesem Injektortyp sind von Zexel Corp (1995, 1997, 1999b) veröffentlicht.

## Doppelnadeldüsen

Neben den oben genannten Möglichkeiten existiert die einfachere technische Lösung einer Doppelnadeldüse, bei der zwei Nadeln nebeneinander im Düsenkörper unabhängig voneinander über zwei Servoventile im Injektor betätigt werden können (AVL List GmbH 2004). Doppelnadeldüsen werden auch in Gasmotoren mit Diesel-Zündstrahl-Konzept eingesetzt. Das Konzept funktioniert, erfordert aber mehr Bauraum im Zylinderkopf, da der Injektor durch zwei nebeneinander liegende Nadeln breiter ist.

## 3.5 Einspritzlage und Kolbendesign

Merkel et al. (2008a) haben für die räumlich getrennte Voreinspritzung verschiedene Einspritzstrahllagen in den Brennraum untersucht. Das Ergebnis zeigt, dass eine möglichst flache Einspritzung in den Brennraum ohne Überschneidung der Einspritzstrahlen beider Einspritzungen hinsichtlich reduzierter Rußemissionen



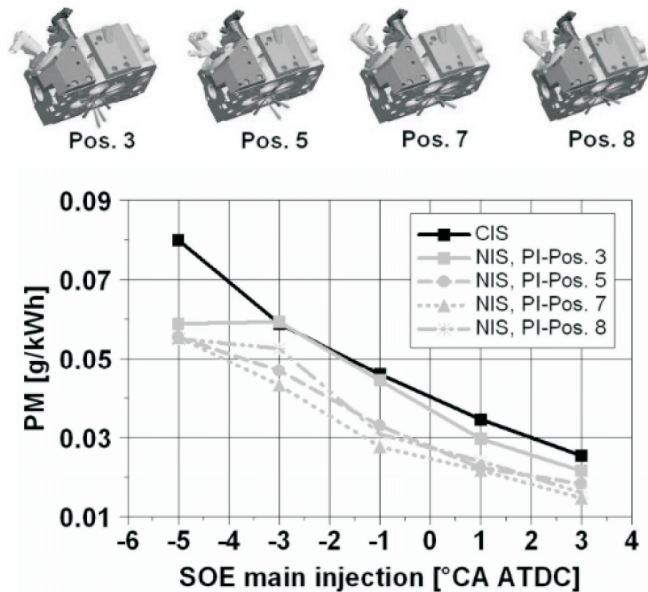


Abbildung 3.4: Rußemissionen anhand verschiedener Einspritzpositionen bei räumlich getrennter Voreinspritzung (Merkel et al. 2008a)

zielführend scheint. Die Reduktion der Rußemissionen (PM [g/kWh]) verschiedener Einspritzpositionen ist in Abb. 3.4 über der Ansteuerzeit der Haupteinspritzung (SOE main injection [°CA ATDC]) dargestellt. Die neue räumlich getrennte Einspritzstrategie ASIS ist in diesem Diagramm mit *NIS* bezeichnet.<sup>1</sup> In allen Variationen der Einspritzlage bei NIS konnten verminderte Rußemissionen festgestellt werden. Die Stickoxidemissionen fallen nur geringfügig höher aus, so dass sich bei Betrachtung der Ruß- und Stickoxidemissionen im Trade-off eine Verbesserung zeigte. Die Erhöhung der Stickoxidemissionen wurde in der Studie von Merkel et al. (2008a) mit der besseren Durchmischung und einer höheren Brennrate begründet. Trotzdem wurde das Verfahren als zielführend angesehen, da durch eine bessere Luftausnutzung im Brennraum eine verbesserte AGR-Verträglichkeit vermutet wurde. In Verbindung mit dieser erhöhten AGR-Toleranz ist es mit einer höheren AGR-Rate möglich, die NO<sub>x</sub>-Emissionen zu senken, ohne dass die Rußemissionen zu drastisch ansteigen.

Da die Strahlänge im Brennraum mit der veränderten Einspritzlage bei räumlich getrennter Voreinspritzung neu gestaltet wurde, sind umfangreiche CFD-Untersuchungen hinsichtlich einer optimierten Kolbenform durchgeführt worden, um die Gemischbildung zu verbessern (Merkel, Wagner et al. 2008). Daraus resultierte

<sup>1</sup>NIS = New Injection Strategy

### 3 Konzept räumlich getrennter Einspritzstrategien

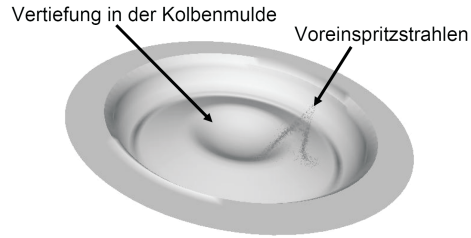


Abbildung 3.5: Neues Pleuellensdesign für die räumlich getrennte Voreinspritzung (Merkel, Wagner et al. 2008)

eine Pleuellensform mit einer zusätzlichen inneren Mulde im Zentrum des Pleuellens, wie in Abb. 3.5 zu sehen ist. Durch die innere Aussparung im Pleuellens gelingt es, die beiden Gemischzonen Voreinspritzung und Haupteinspritzung zu trennen. Negative Effekte einer konventionellen Voreinspritzung wie die Interaktion flüssigen Kraftstoffs der Haupteinspritzung mit der noch brennenden Voreinspritzung können so stark eingegrenzt werden.





## 4 Versuchsaufbau und Analysemethoden

Die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wurden alle an einem Einzylinder-Versuchsaggregat durchgeführt, das im Folgenden näher dargestellt ist. Für die Realisierung räumlich getrennter Einspritzungen war es notwendig, den Zylinderkopf für den Einbau eines zweiten Injektors zu modifizieren. Die konstruktiven Änderungen sind in den folgenden Abschnitten im Detail dargestellt. Zur optischen Analyse von Einspritzung und Verbrennung war das Einzylinder-Aggregat mit einem optischen Zugang von der Seite durch die Laubbuchse ausgestattet. Durch die räumlich getrennte Einspritzung ergeben sich für die verschiedenen Einspritzstrategien zwei getrennte Brennraumzonen, welche man in der optischen Analyse unterscheiden konnte. Neben dem eigentlichen Versuchsaggregat und dessen Besonderheiten sind im Weiteren die Analysemethoden der optischen Messungen sowie deren Aufbauten näher dargestellt. Zur Analyse der Gemischbildung und Verbrennung der räumlich getrennten Einspritzstrategien wurde zudem ein Modell für eine CFD-Simulation aufgebaut, das zum Schluss dieses Kapitels vorgestellt wird.

### 4.1 Aufbau des Versuchsträgers

Die neuen Einspritzstrategien, welche in Kap. 5 und Kap. 6 vorgestellt werden, sind aus der Rußproblematik einer Voreinspritzung entstanden. D.h. die Einspritzstrategien dienen in erster Linie einem Pkw-Diesel-Brennverfahren, das aus Komfortgründen eine Voreinspritzung benötigt. Bei dem Versuchsaggregat wurde aus Platzgründen dennoch ein Aggregat aus der Nutzfahrzeugklasse gewählt. Es handelt sich dabei um ein Einzylinder-Diesel-Forschungsaggregat mit einem Hubraum von 1,8l. Der Zylinderkopf, basierend auf einem Daimler OM 457, bietet durch die Größe genügend Bauraum für den Einbau eines zusätzlichen Injektors. In der folgenden Tabelle 4.1 sind Daten des Versuchsaggregats und der Komponenten im Prüfstand aufgeführt.

Tabelle 4.1: Daten zum Versuchsaggregat

Hubraum	1827 cm <sup>3</sup>
Hub	142 mm
Bohrung	128 mm
Drallzahl	0,5
Verdichtungsverhältnis	15,5:1
AGR	0...45 %
Ladedruck	max. 2,0 bar absolut
Motordrehzahl	1045, 1300 und 1555 min <sup>-1</sup>
Motorlast	6, 10 und 11 bar
Einspritzsystem	Common Rail, max. 2200 bar
Kühlwasser-/Öltemperatur	80 °C
Hauptinjektor (zentral)	Bosch CRIN3-18, 7 x 139 µm, 870 cm <sup>3</sup> /min
Zusatzinjektor (seitlich)	Bosch CRI2-18, 4 x 80 µm, 158 cm <sup>3</sup> /min

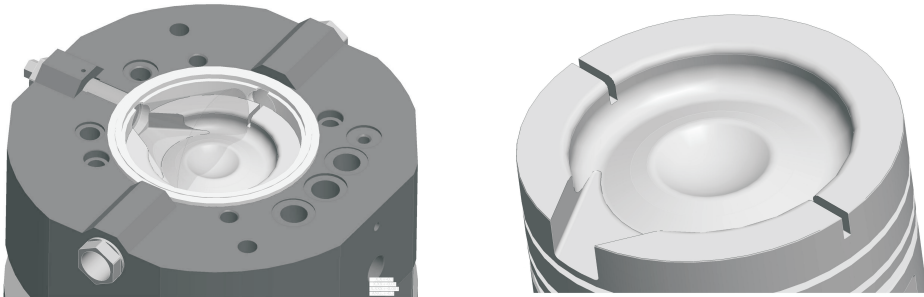


Abbildung 4.1: Optischer Zugang des Versuchsaggregats durch Zylindergehäuse, Laufbuchse (links) und Kolben (rechts)

#### 4.1.1 Optischer Zugang

Das Versuchsaggregat ist mit einem optischen Zugang ausgestattet (siehe Abb. 4.1), welcher es ermöglicht, während der Stellung des Kolbens im oberen Totpunkt einen Einblick in die Verbrennungsmulde von der Seite zu erlangen. Die beiden im 90°-Winkel gegenüberliegenden Zugänge dienen der Option, eine Laserlichtschnittebene für z.B. PIV-Messungen in den Motor zu legen. Mittels des optischen Zugangs in senkrechter Ebene (auslasseseitig) zum Laserlichtschnitt ist es möglich, z.B. bei PIV-Messungen das gestreute Licht der Laserlichtschnittebene zu beobachten. Der halb-transparent dargestellte Kegel aus dem optischen Zugang in Abb. 4.1 (links) stellt das Beobachtungsvolumen mittels eines endoskopischen Zugangs dar. Um während der OT-Stellung des Kolbens Einblicke in den Brennraum zu bekommen,

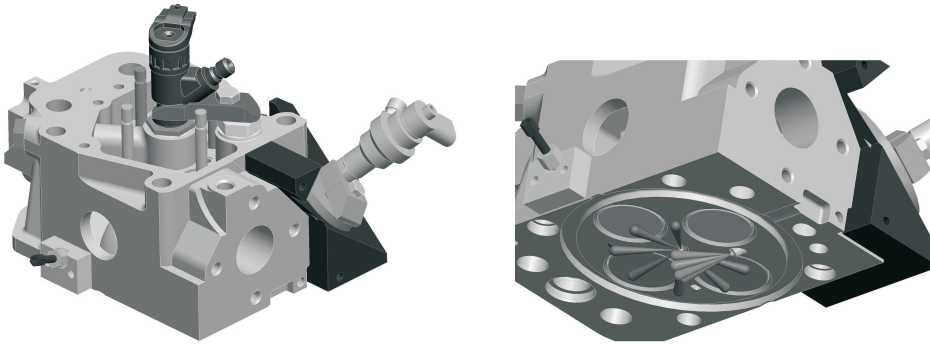


Abbildung 4.2: Modifizierter Zylinderkopf mit zusätzlichem Injektor

ist es notwendig, den Kolben mit entsprechenden Ausschnitten zu modifizieren, wie in Abb. 4.1 (rechts) dargestellt.

### 4.1.2 Zylinderkopf

Der OM 457 ist ein drallarmer Zylinderkopf mit vier Ventilen von der Daimler AG. Durch den sehr weit oben liegenden optischen Zugang im Zylindergehäuse und durch den Einbau des zweiten Injektors war der Zylinderkopf (siehe Abb. 4.2 links) zahlreichen konstruktiven Modifikationen ausgesetzt. Um Einblick in den Brennraum von der Seite zu erhalten, ist es erforderlich, den optischen Zugang sehr weit oben anzusetzen. Dies erfordert eine Verschiebung der Laufbuchse nach oben in den Zylinderkopf hinein. Die Kopfunterseite wurde mit einer Nut ausgestattet (siehe Abb. 4.2 rechts), welche die nach oben aus dem Zylindergehäuse herausragende Laufbuchse umfasst und am oberen Rand dichtet. Diese Nut im Zylinderkopf beeinträchtigt die im Folgenden dargestellten Zugänge im Zylinderkopf erheblich, da durch die Nut weniger Material im unteren Bereich des Zylinderkopfes zur Konstruktion von Zugängen zur Verfügung stand. Die Zugänge für Indizierung und 2-Farben-Messungen sowie die Bohrung für den zweiten Injektor sind im Folgenden erläutert.

#### **Injektorzugang für räumlich getrennte Einspritzung**

Während der Bearbeitungszeit der in der vorliegenden Arbeit dargestellten Untersuchungen war nach intensiver Recherche kein Injektor weder kommerziell noch als Prototyp verfügbar, welcher eine räumlich getrennte Einspritzung ermöglicht. Deshalb wurde für die experimentellen Untersuchungen ein zweiter Injektor im Zylinderkopf integriert. Dieser ist auslassseitig zwischen Ein- und Auslassventil

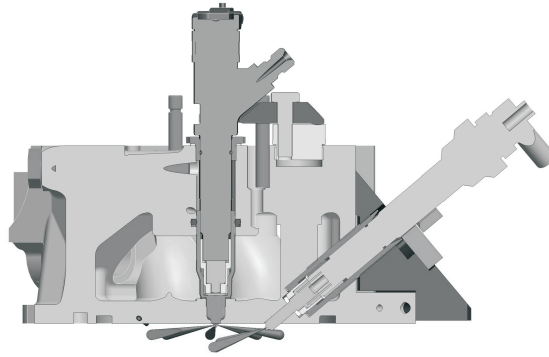


Abbildung 4.3: Schnitt durch den Zylinderkopf und den seitlichen Injektor

(siehe Abb. 4.2 links) in den Kopf integriert. Bedingt durch die Nut im Kopf, den Quetschspalt im Brennraum, die Ein- und Auslasskanäle und die Montierbarkeit des Injektors ist die gewählte Position im Zylinderkopf (siehe Abb. 4.3) ohne Alternativen. Der Injektor ist in einem  $40^\circ$ -Winkel zur horizontalen Ebene eingebaut. Diese Position überschneidet den serienmäßigen Ölablaufkanal des Ventiltriebs im Zylinderkopf, so dass dieser verschlossen und an anderer Stelle ersetzt ist. Um den Injektor mittels Niederhalter im Kopf halten zu können, ist es notwendig, über eine Ecke des Zylinderkopfes zusätzliches Material in Form eines Stahlblocks aufzutragen.

Für die Auslegung des Spritzbildes der räumlich getrennten Einspritzung war es nach Merkel (2008) notwendig, die Einspritzstrahlen möglichst flach und in Richtung Brennraumzentrum in den Motor einzubringen. Dies ermöglicht durch ein größeres Oberfläche-Volumen-Verhältnis des Einspritzstrahls eine bessere Verdampfung und Gemischbildung. Die räumlich getrennte Einspritzung findet somit am Rand der Innenmulde statt, so dass die Gemischbildung über der gesamten Innenmulde stattfinden kann. Das Spritzbild ist in Abb. 4.4 dargestellt. Es fällt auf, dass die Einspritzstrahlen der zentralen Haupteinspritzung asymmetrisch verteilt sind. Der große Beobachtungszugang ist dabei frei gehalten von den Einspritzstrahlen. Aufgrund des sehr niedrigen Drallniveaus des Aggregats werden die Einspritzstrahlen nicht merklich beeinflusst, so dass der Beobachtungszugang während der Verbrennung frei bleibt.

### Indizierung

Einen grundlegenden Baustein der Brennverfahrensanalyse stellt die Zylinderdruckindizierung dar. Hierzu wird ein Zugang für den Drucksensor in dem Zylinderkopf konstruiert. Der für den Dieselmotor mit Direkteinspritzung typische Quetschspalt



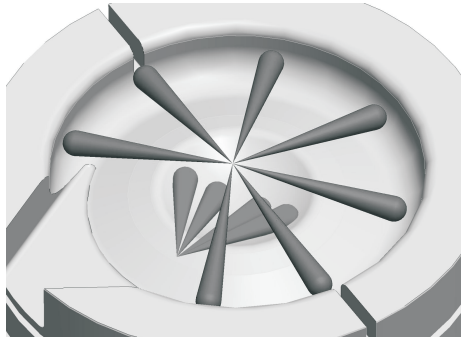


Abbildung 4.4: Strahlanordnung der räumlich getrennten Einspritzung im Kolben bei OT

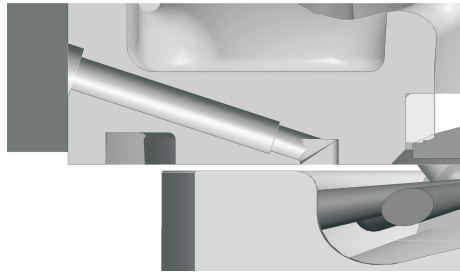


Abbildung 4.5: Schnitt durch Indizierzugang in Zylinderkopf, Kolben in OT

zwischen Kolben und Zylinderkopf erschwert die Konstruktion der Druckindizierung, da der Zugang für ein gutes Signal nicht direkt im Quetschspalt sondern außerhalb liegen sollte. Die sich ergebende Tasche im Zylinderkopf sollte, um Pfeifenschwingungen zu vermeiden, einen größeren Durchmesser bzw. eine größere Kantenlänge aufweisen als die Tiefe bis zum eigentlichen Drucksensor. Pfeifenschwingungen könnten sonst das reale Zylinderdrucksignal überlagern (Bernhardt 2009). In der vorliegenden Konstruktion ist der Drucksensor von der Seite (siehe Abb. 4.5) in den Zylinderkopf konstruiert. Der Zugang befindet sich an der Zylinderkopfunterseite außerhalb des Quetschspalts zwischen den Einlassventilen. Als Drucksensor kommt ein ungekühlter Quartz der Firma AVL des Typs *GH11C* zum Einsatz, welcher sich durch ein besonders schlankes Design auszeichnet. Somit ist es möglich, die Druckindizierung außerhalb des Quetschspalts ohne Überschneidung mit dem Kühlkanal oder der Nut im Zylinderkopf zu realisieren.

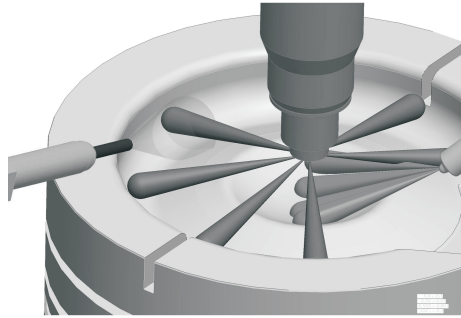


Abbildung 4.6: Beobachtungsvolumen der 2FM-Messtechnik

### Zugang für die Zwei-Farben-Methode

Der optische Zugang für die 2-Farben-Methode (siehe Kap. 4.3.3 auf S. 46 ff.) ist hier in ähnlicher Weise wie der Zugang für die Druckindizierung ausgeführt. Die Bohrung verläuft von der Seite schräg in den Zylinderkopf gegenüber der Indizierbohrung. Die Öffnung unten am Zylinderkopf ist zwischen Ein- und Auslassventil auf der Einlassseite. Ziel der 2-Farben-Methode beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung ist es, einen Einspritzstrahl und dessen Verbrennung optisch zu erfassen. Mit der vorliegenden Konstruktion ist es möglich, mittels eines Quarzglas-Stab-Zugangs einen Beobachtungswinkel von  $27^\circ$  zu realisieren. Die Lage des Zugangs im Kopf ermöglicht somit die Erfassung eines kompletten Einspritzstrahls, wie in Abb. 4.6 dargestellt.

### 4.1.3 Injektoren im Versuchsträger

Die Injektoren im Versuchsträger sind aus dem Produktprogramm der Robert Bosch GmbH. Der konventionell zentral eingebaute Injektor ist vom Typ CRIN3-18 mit einer Anpassung an einen maximalen Einspritzdruck von 2200 bar. Das Spritzbild sieht vor, dass der optische Zugang frei von Einspritzstrahlen ist (siehe Abb. 4.4). Die Düse im Injektor ist mit 7 Spritzlöchern mit einem Bohrungsdurchmesser von jeweils  $139\ \mu\text{m}$  ausgestattet. Der gesamte Kraftstoffdurchfluss durch den zentral eingebauten Hauptinjektor ist mit  $870\ \text{cm}^3/\text{min}$  für den Vollastbetrieb des Motor ausgelegt. Der seitlich eingebaute Injektor für die neue räumlich getrennte Einspritzstrategie ist ein CRI2-18. Dieser Injektor besitzt eine offizielle Druckfreigabe bis 1800 bar. Die Düse hat ein sehr spezielles auf die Kolbenform und Einbaulage angepasstes Spritzbild mit 4 Spritzlöchern mit einem Bohrungsdurchmesser von jeweils  $80\ \mu\text{m}$ . Der hydraulische Kraftstoffdurchfluss ist mit dieser Auslegung im Vergleich zum Hauptinjektor auf  $158\ \text{cm}^3/\text{min}$  massiv

reduziert. Die Ansteuerung der beiden Injektoren wird von einer Steuerung der Firma *GENOTEC* übernommen, welche es ermöglicht, die Injektoren hinsichtlich Anzugs- und Haltestrom unabhängig voneinander anzusteuern.

## 4.2 Prüfstands Aufbau und Standardmesstechnik

### 4.2.1 Prüfstands Aufbau

Die abgegebene Leistung des Aggregats wird über eine Wirbelstrombremse des Typs *W260* von Schenck aufgenommen. Die Welle der Bremse ist über einen Freilauf an einen Elektromotor angebunden, so dass das Versuchsaggregat nicht nur gebremst, sondern auch geschleppt werden kann.

Zur externen Aufladung des Aggregats ist der Prüfstand mit einem Kompressor des Typs *M62* von EATON ausgestattet. Auslasseitig wird der Gegendruck über eine selbst konstruierte Drosselwalze aufgebaut. Der Kompressor ist in der Lage, den Motor mit bis zu 2 bar absolut aufzuladen. Um den Kompressor wegen des nicht geeigneten geringen Luftvolumenstroms vor Überhitzung zu schützen und einen entsprechenden Luftdurchsatz zur internen Kühlung des Kompressors sicher zu stellen, wird nach dem Kompressor über einen Kugelhahn Luft in die Prüfstandsabsaugung abgeblasen.

Die externe Abgasrückführung erfolgt hochdruckseitig. Da die für einen Einzylinder typischen Druckschwingungen im Ansaug- und Abgaskanal erheblichen Einfluss auf das Druckgefälle ausüben können, wurde eine 1D-Simulation in GT-Power durchgeführt. Damit können die Rohrlängen der AGR-Strecke und die Anschlusspunkte der Strecke im System für ein hohes Druckgefälle optimal bestimmt werden. Die Menge des rückgeführten Abgases wird über ein Abgasrückführventil des Typs *TS 7254* von Wahler geregelt. Das Abgas ist zusätzlich über einen Wärmetauscher auf 90 °C gekühlt.

Die Messung des Luftmassenstroms erfolgt über zwei Luftmassenmesser des Typs *HFM5* von Bosch. Ein Luftmassenmesser ist vor dem Kompressor, ein anderer nach der Drosselstelle (Kugelhahn), welche die Luft in die Prüfstandsabsaugung bläst, angebracht. Über die Differenzbildung kann so der Luftmassendurchsatz im Motor berechnet werden.

Die Kraftstoffmessung ist über ein Coriolis-Massen-Durchflussmessgerät des Typs *MFM 7150 K S01* von KROHNE realisiert. Das Durchflussmessgerät ist vor der Vorförderpumpe und vor dem Rücklauf im Prüfstand eingebaut, so dass nur der tatsächliche Verbrauch des Motor gemessen wird.

Das Kraftstoff-Hochdrucksystem ist ein Common-Rail-System von Bosch, zusammengestellt von der Bosch Engineering GmbH aus dem Bereich Bosch Motorsport, das in der Lage ist, einen Maximaldruck von 2700 bar sicher darzustellen. Das Muster-Rail ist vom Typ *B 445 514 395-00*, der Raildrucksensor ein *RDS4* und das Druckregelventil ein DRV *PCV3-20*.

### 4.2.2 Standardmesstechnik

Zur Standardmesstechnik zählen verschiedene Druck- und Temperaturmessstellen, welche nicht zur Datenauswertung, sondern zur Überprüfung und Sicherstellung des Messbetriebs erforderlich sind. Aufgrund des optischen Zugangs im Zylindergehäuse ist der Kühlkanal um die Laufbuchse tiefer als beim vergleichbaren Standardaggregat. Da durch diese Konstruktion die Kühlung der Laufbuchse nicht optimal ist, wird diese mit einer Temperaturmessstelle am oberen Kranz im Feuerstegbereich überwacht.

Zur Auswertung ist besonders die Abgasmesstechnik von Bedeutung. Mit einer Abgasmessanlage *PEGASys R1* von PEUS-Systems werden  $\text{NO}_x$ -, HC-, CO-,  $\text{O}_2$ - und  $\text{CO}_2$ -Emissionen gemessen. Die  $\text{CO}_2$ -Messung wird in der Nachbearbeitung zur genauen Bestimmung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses verwendet. Die Berechnung der spezifischen Abgasemissionen erfolgt nach DIN EN ISO 8178-5 (1999). Die Messung der für diese Arbeit bedeutenden Rußemissionen wird über ein *Smokemeter 415S (v1.11)* von AVL vorgenommen. Über den daraus ermittelten Rauchwert *FSN* kann über die Näherung 4.1<sup>1</sup> die Rußkonzentration berechnet werden.

$$c_{\text{Ruß}} [\text{mg}/\text{m}^3] = \frac{1}{0,405} \cdot 4,95 \cdot \text{FSN} \cdot \exp(0,38 \cdot \text{FSN}) \quad (4.1)$$

Die Indizierung von Zylinderdruck sowie von Ein- und Auslassdruck erfolgt über ein *Combi FireWire* System der Fa. SMETEC. Der Zylinderdrucksensor ist ein ungekühlter Sensor des Typs *GH11C* von AVL. Die Niederdruckindizierung erfolgt über Sensoren vom Typ 4075A5V einlassseitig und 4045A10V in Kombination mit einem gekühlten Umschaltadapter (Typ 7533A11) auslassseitig von Kistler. Die Indizierung ist auf 0,1 °KW aufgelöst und über 100 Zyklen gemittelt.

Zur Ermittlung thermodynamischer Vorgänge im Zylinder wie die gesamte Wärme-freisetzung oder die Brennrate wird das eigens am Institut für Kolbenmaschinen entwickelte Programm *Bremo* verwendet. Hiermit ist es möglich, mit dem indizierten Zylinderdrucksignal die Druckverlaufsanalyse für den Dieselmotor zweizonig zu rechnen.

---

<sup>1</sup>AVL List GmbH 2005.

Das verwendete Versuchsaggregat verfügt über keine Ventilüberschneidung, so dass die interne Restgasrate als konstant angenommen werden kann. Zur Bestimmung dieser wurde ein Modell des Versuchsaggregats mittels der Software GT-Power von Gamma Technologies aufgebaut. Die Analyse mehrerer Betriebspunkte zeigte, dass die interne Restgasrate mit einem Anteil von 6,5 % konstant anzunehmen ist. Dieser Anteil wurde für alle weiteren Rechnungen der Druckverlaufsanalyse verwendet.

## 4.3 Optische Analysemethoden und Messtechnik

Für eine eingehende Analyse der Gemischbildung und Verbrennung werden in dieser Arbeit mehrere optische Untersuchungen durchgeführt. Zur optischen Beurteilung der Gemischbildung ohne Verbrennung werden Aufnahmen aus PIV-Messungen zur Strömungsvisualisierung und MIE-Streulicht-Messungen zur Visualisierung der Flüssigphase während der Einspritzung verwendet. Während der Verbrennung besteht der größte Teil der Strahlung aus dem für den Dieselmotor mit Direkteinspritzung typischen Rußeigenleuchten. Dieses wird zur Bestimmung von Temperatur und Rußkonzentration über 2FM-Messungen und zur Flammvisualisierung aufgezeichnet.

Für die optischen Messungen der Strahlvisualisierung (siehe Kap. 4.3.2) und der Flammvisualisierung (Kap. 4.3.4) wird der zentral im Zylinderkopf sitzende Injektor mit einer speziellen Düse mit einer verringerten Anzahl an Düsenlöchern ausgestattet. In Abb. 4.7 sind zwei Einspritzstrahlen der Haupteinspritzung gekennzeichnet, welche bei der Düse für die optischen Untersuchungen fehlen. Damit ist es möglich, den auf dem Bild nach links ausgerichteten Strahl von dem senkrecht dazu ausgerichteten optischen Zugang aus zu beobachten. Der rechte Strahl fehlt, um die Option frei zu halten, den nach links ausgerichteten Strahl mit einem Laserlichtschnitt über den rechten schlitzförmigen Zugang beleuchten zu können.

### 4.3.1 Particle-Image-Velocimetry

Bei der Analyse und Beurteilung der Gemischbildung ist es grundlegend wichtig, Erkenntnisse über die im Brennraum vorherrschende Strömung zu besitzen. Die Particle-Image-Velocimetry (PIV) ist eine optische Messmethode, mit der sich die Strömungsrichtung, die Geschwindigkeit und die Turbulenz zwischen den einzelnen Zyklen in einer Ebene bestimmen lassen.

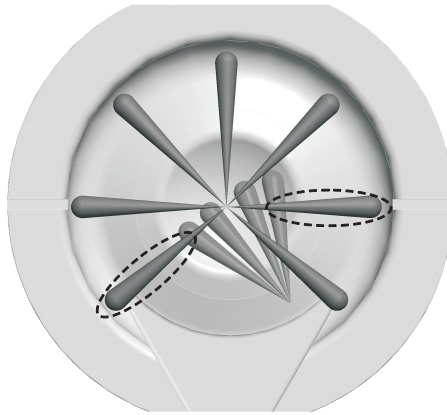


Abbildung 4.7: Einspritzstrahlen beider Injektoren mit Markierung der deaktivierten Einspritzstrahlen für optische Messungen

### Funktionsweise

Grundsätzlich werden für diese Sondermesstechnik sogenannte Tracer (Partikel, Öltröpfchen, ...) benötigt, um die Strömung untersuchen zu können. Über eine Laserlichtschnittebene werden zwei kurze Laserimpulse innerhalb eines sehr kurzen Zeitabstands auf die zu beobachtende Ebene abgegeben. Das an den Tracern gestreute Licht wird senkrecht dazu aufgenommen. Als Ergebnis erhält man zwei Bilder mit den an den Tracern gestreuten Lichtpunkten in der Messebene. Über eine Kreuzkorrelation können die Tracer der beiden Bilder einander zugeordnet werden. Es werden Abstand und Verschiebungsvektoren ermittelt, womit sich die Strömungsrichtung sowie die Geschwindigkeit bestimmen lassen. Der Aufbau ist schematisch in Abb. 4.8 dargestellt. Eine weitgehend detailliertere Beschreibung zu dieser speziellen Messtechnik findet sich in (Ganser 1994; Gindele 2001; Gindele et al. 1997; Raffel et al. 1998).

### Aufbau

Über einen Strahlführungsarm (siehe Abb. 4.9 links) wird ein Laserlichtschnitt in den Motor eingekoppelt. Der dazu benutzte Laser ist ein Nd:YAG-Laser des Typs Solo III-15 der Firma New Wave. Die Wellenlänge ist über eine Frequenzverdopplung auf 532 nm halbiert. Der Laser ist in der Lage, eine maximale Energie von 50 mJ pro Puls abzugeben. Der Strahlführungsarm lenkt den gepulsten Laserstrahl vom Laser über den optischen Zugang in den Brennraum. Da für die PIV-Messungen ein Laserschnitt durch den Brennraum benötigt wird, ist am

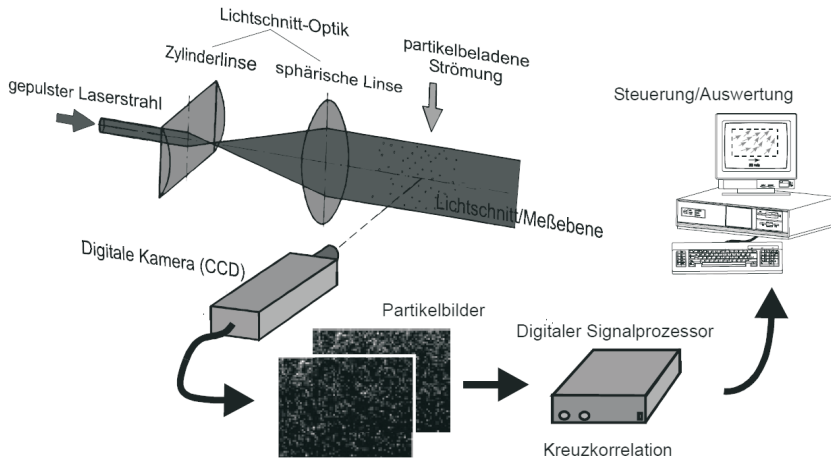


Abbildung 4.8: Aufbauschema der PIV-Messtechnik (Gindele 2001)

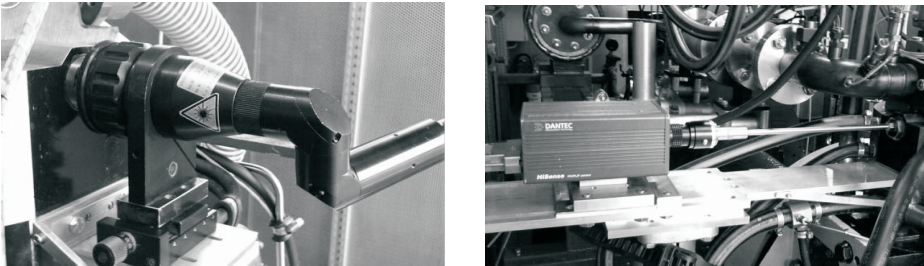


Abbildung 4.9: Strahlführungsarm für Einkopplung des Laserschnitts in Brennraum (links) und Kamera mit vormontiertem Endoskop für PIV-Aufnahmen (rechts)

Ende des Strahlführungsarms eine Optik montiert, welche den Laserstrahl in einer Ebene aufweitet. Der Laserschnitt und der verfügbare Sichtkegel der PIV-Messungen sind in Abb. 4.10 für die Kolbenstellung im oberen Totpunkt dargestellt. Das Bild, was sich im Sichtkegel ergibt, wird durch eine CCD-Kamera des Typs HiSense PIV/PLIV, Modell C4742-53 der Firma Dantec aufgenommen. Der Mindestabstand zwischen zwei für PIV notwendigen Aufnahmen beträgt 200 ns, die maximale Auflösung beträgt 1280 x 1024 Pixel. Der Kamera ist ein Objektiv mit Endoskop vormontiert (siehe Abb. 4.9 rechts), das Endoskop ragt dabei durch den optischen Zugang bis zum Brennraumglas. Kamera und Endoskop sind auf einer Schiene auslassseitig montiert. Auf dieser Schiene kann die Kamera mit Endoskop zurückgeschoben werden. Dies erleichtert die Demontage, welche während der

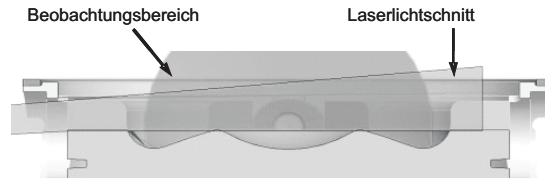


Abbildung 4.10: Schematischer Laserlichtschnitt mit Beobachtungsbereich durch Endoskop

PIV-Messungen aufgrund von Ölablagerungen auf dem Brennraumglas häufig notwendig ist.

### Zylinderinnenströmung

Die Strömung in dem Motor wird hinsichtlich der optischen Zugänge nur vernachlässigbar beeinflusst. Busch, Kleindienst et al. (2011) haben hierzu Ergebnisse aus CFD-Rechnungen dargestellt, welche zeigen, dass der Unterschied in der Strömung zu dem gleichen Versuchsaggregat ohne optische Zugänge vernachlässigbar ist. Die simulierten Daten sind zusätzlich mit PIV-Messungen in dem Versuchsaggregat verglichen worden (Busch und Spicher 2012). Hier hat sich gezeigt, dass die CFD-Berechnungen sehr nah an der Realität liegen. Weiterhin konnte man feststellen, dass die absoluten Geschwindigkeiten der Strömung im Motor zum Zeitpunkt der Einspritzvorgänge bei OT sehr gering sind (ca. 3 m/s). Der Einfluss der Strömung auf die Gemischbildung ist daher zu vernachlässigen.

### 4.3.2 MIE-Streulicht

Die optische Analyse des Einspritzstrahls im Brennraum wird über MIE-Streulicht-Messungen realisiert. Dies ermöglicht Aussagen zur Strahlpenetration im Brennraum, um verschiedene Einspritzstrategien hinsichtlich Verdampfung und Gemischbildung vergleichen zu können.

### Funktionsweise

Die Theorie von Mie (1908) beschreibt die Streuung von Licht an Partikeln, die größer als die Wellenlänge des Lichts sind. Bei kleineren Partikeln als 50 nm spricht man dagegen von Rayleigh-Streuung (Henle 2006). Um die Flüssigphase des Kraftstoffs während der Direkteinspritzung sichtbar zu machen, bedient man sich der Lichtstreuung an flüssigen Kraftstofftropfen. Nach Henle (2006) wird davon



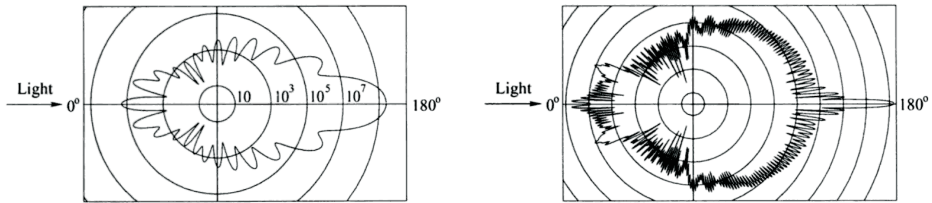


Abbildung 4.11: MIE-Streulicht Intensitätsverteilung an 1  $\mu\text{m}$  (links) und 10  $\mu\text{m}$  (rechts) Öltröpfchen (Raffel et al. 1998)

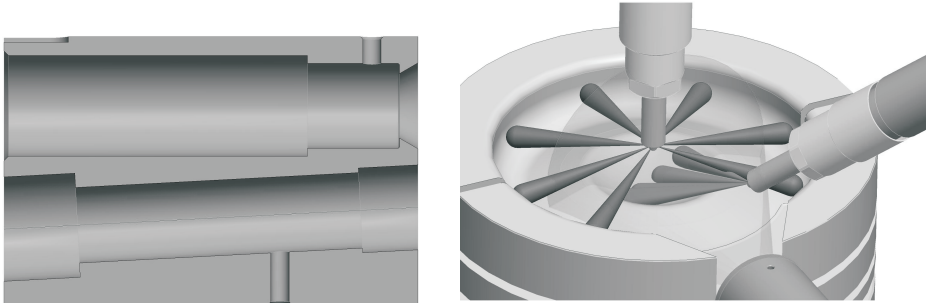


Abbildung 4.12: Schnitt durch Exzenterbuchse (links) und Beobachtungskegel (rechts) der MIE-Streulicht-Aufnahmen

ausgegangen, dass die flüssigen Kraftstofftropfen in einem Hochdruckdieselspray diese Voraussetzungen erfüllen. Die Intensität des elastisch gestreuten Lichts mit gleicher Wellenlänge hängt vom Aufnahmeort des gestreuten Lichts ab, das räumlich unterschiedlich intensiv gestreut wird, wie es in Abb. 4.11 dargestellt ist. Die stärkste Streuung kann in Vorwärtsrichtung des gestreuten Lichts detektiert werden. Zur Seite (senkrecht zum Lichteinfall) ist die Streuung dagegen relativ schwach, nimmt aber nach hinten in Gegenrichtung des einfallenden Lichts wieder zu. Die Verteilung der Streuung ändert sich dabei mit der Partikelgröße, die Tendenz der Intensitätsverteilung des gestreuten Lichts bleibt aber erhalten.

### Aufbau

Die Zugänge für eine globale Beleuchtung und Lichterfassung sind in dem großen optischen Zugang des Aggregats realisiert (siehe Abb. 4.12 rechts). Die Buchse, welche in dem optischen Zugang eingesetzt wird, ist in Abb. 4.12 (links) im Schnitt dargestellt. Die obere horizontal verlaufende Bohrung in der dargestellten Exzenterbuchse dient dazu, das Streulicht aus dem Brennraum mittels Endoskop aufzunehmen. Über den unteren schräg ansteigend verlaufenden Zugang kann der

Brennraum beleuchtet werden. Der Intensitätsverlust durch die nicht maximale Streuung bei  $180^\circ$  zurück in Richtung des Lichts kann mit stärkerer Belichtung ausgeglichen werden. In Abb. 4.12 (rechts) ist der Sichtkegel der Messungen dargestellt. Der Sichtkegel umfasst nicht den vollen möglichen Sichtbereich bis zum Muldenrand. In den Messungen konnte festgestellt werden, dass die Flüssigphase der Einspritzstrahlen weit vor dem Muldenrand endet. Die optischen Aufnahmen sind mit diesem Aufbau somit möglich. Zur Aufnahme der Bilder wurde eine CCD-Kamera des Typs HiSense Mk1,1 der Firma Hamamatsu verwendet. Die Auflösung der Aufnahmen betrug  $1280 \times 1024$  Pixel mit 12 Bit Pixeltiefe. Es ist derselbe Laser, der bei den PIV-Messungen (siehe Kap. 4.3.1 auf S. 42 ff.) zum Einsatz kam, verwendet worden: ein Nd:YAG-Laser des Typs Solo III-15 der Firma New Wave. Das Endoskop stammt von der Firma Storz mit einem Durchmesser von 6,5 mm und einem Öffnungswinkel von  $67^\circ$ . Zur Auswertung der Strahlpenetration sind die Mittelwertbilder aus 50 Zyklen verwendet worden.

### 4.3.3 2-Farben-Methode

Die 2-Farben-Methode ist eine pyrometrische Messtechnik zur Bestimmung der Flammentemperatur und Rußkonzentration in einem durch den optischen Zugang definierten Beobachtungsvolumen (Gstrein 1986).

#### Funktionsweise

Grundlage der Messtechnik ist das Planck'sche Strahlungsgesetz (siehe Gl. 4.2), welches die Verteilung der Strahldichte einer elektromagnetischen Strahlung als Funktion der Wellenlänge, welche von einem schwarzen Körper<sup>1</sup> bei einer bestimmten Temperatur emittiert wird, beschreibt.

$$L_{\lambda,s}(T, \lambda) = \frac{c_1}{\Omega_0 \cdot \lambda^5 [\exp(\frac{c_2}{\lambda \cdot T}) - 1]} \quad (4.2)$$

---

<sup>1</sup>Ein Körper mit einem Absorptionsgrad von  $\alpha = 1$  ist ein schwarzer Körper.

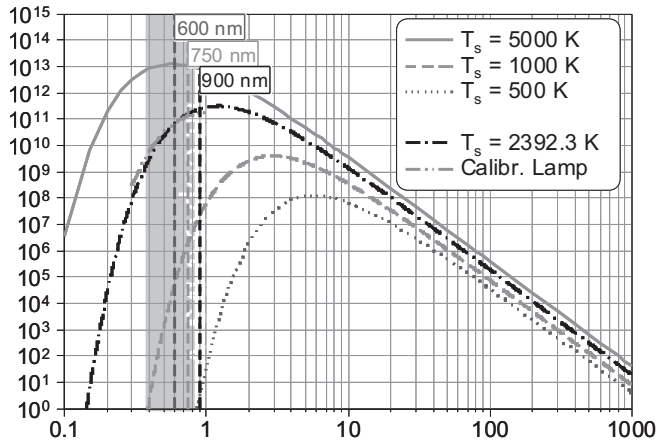


Abbildung 4.13: Planck'sche Strahlung

$c_1$	1. Planck'sche Strahlungskonstante
$c_2$	2. Planck'sche Strahlungskonstante
$\lambda$	Wellenlänge
$\Omega_0$	Raumwinkel der auftreffenden Strahlung, $[\Omega_0] = 1 \text{ sr}$
$c_1$	$= 2 \cdot h \cdot c^2 = 1,19 \times 10^{-16} \text{ W m}^2$
$c_2$	$= \frac{h \cdot c}{k} = 1,439 \times 10^{-2} \text{ m K}$
$h$	Planck'sches Wirkungsquantum
$c$	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum
$k$	Boltzmann-Konstante

In Abb. 4.13 ist die Verteilung der Strahldichte in  $\text{W}/\text{m}^3$  eines idealen schwarzen Strahlers mit einem Emissionskoeffizienten von  $\epsilon = 1$  über der Wellenlänge in  $\mu\text{m}$  für verschiedene Temperaturen dargestellt. Die Strahlung eines schwarzen Körpers resultiert einzig und allein aus der thermischen Festkörperstrahlung aufgrund seiner Temperatur. Ein realer Strahler hat dagegen einen Emissionskoeffizienten von  $\epsilon < 1$  und ist abhängig von der Wellenlänge  $\lambda$ . Nach Lambert-Beer, Mie, Gstrein und Ishimaru ist der Emissionskoeffizient  $\epsilon(\lambda)$  wie folgt beschrieben.

$$\epsilon(\lambda) = 1 - \exp(-A_a \cdot c \cdot s)$$

$A_a$	Massenabsorptionsquerschnitt
$c$	Rußkonzentration im Beobachtungsvolumen
$s$	Länge des Beobachtungskegels.

Für die Bestimmung von Temperatur und Rußkonzentration wird das Strahlungssignal der Rußstrahlung von zwei Wellenlängen herangezogen. Die dabei berechnete Temperatur der Rußteilchen entspricht ebenfalls der Flammentemperatur. Untersuchungen von Baker et al. (1961) haben gezeigt, dass das thermische Gleichgewicht zwischen Ruß und Flamme in weniger als 1 ns erreicht wird. Der Temperaturunterschied beträgt so weniger als 1 K. Nach weiteren Umformschritten ergibt sich für die Berechnung der Temperatur ein iterativer Lösungsansatz (siehe Gl. 4.3). Die Rußkonzentration kann nach der Bestimmung der Temperatur direkt berechnet werden (siehe Gl. 4.4). Details zur Herleitung von Gl. 4.3 und Gl. 4.4 aus dem Planck'schen Strahlungsgesetz (Gl. 4.2) lassen sich aus (Dresen-Rausch 1991; Mayer 2000) entnehmen.

$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_{s1}} + \frac{\lambda_1}{c_2} \cdot \ln[1 - [1 - \exp(\frac{c_2}{\lambda_2}(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}}))]^{A_{a1}/A_{a2}}]} \quad (4.3)$$

$$c = -\frac{1}{A_{a2}s} \ln[1 - \exp(\frac{c_2}{\lambda_2}(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}}))] \quad (4.4)$$

$T_{s1,2}$  Schwarzkörpertemperatur bei  $\lambda_{1,2}$ ,  $[T_{s1,2}] = \text{K}$

$A_{a1,2}$  Absorptionsquerschnitte der Rußteilchen bei  $\lambda_{1,2}$ ,  $[A_{a1,2}] = \text{m}^2/\text{g}$

Die hier beschriebene Methode beschreibt die Berechnung der Absolutwertberechnung, bei der die Rußpartikel als reale Strahler betrachtet werden. Deren Emissionskoeffizient ist damit von der Wellenlänge  $\lambda$  abhängig. Daneben gibt es noch die vereinfachte Berechnung der Relativmethode, bei der die Rußpartikel als graue Strahler angenommen werden. Der Emissionskoeffizient  $\epsilon$  ist dabei über alle Wellenlängen gleich und kürzt sich bei der Verhältnisbildung zwei Wellenlängen aus dem Gleichungssystem raus.

$$T = \frac{c_2(\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1})}{\ln(\frac{L_s(\lambda_1)}{L_s(\lambda_2)} \cdot (\frac{\lambda_1}{\lambda_2})^5)}$$

Die spektrale Strahldichten  $L_s(\lambda_1)$  und  $L_s(\lambda_2)$  werden dabei über die Kalibrierung über ein Strahlungsnormal über die gemessenen Spannung bestimmt, wie im folgenden Abschnitt über den experimentellen Aufbau beschrieben ist.

## Aufbau

Das Rußeigenleuchten wird über einen Quarzglas-Stab aufgenommen. Der optische Zugang dazu ist in Kap. 4.1.2 auf S. 38 f. erläutert. Das Signal wird über einen Lichtleiter auf drei Leitungen aufgeteilt und in einem Photodiodenmodul mit vorgeschalteten Interferenzfiltern für drei verschiedenen Wellenlängen in ein Spannungssignal proportional zur Intensität gewandelt, das kurbelwinkelbasiert

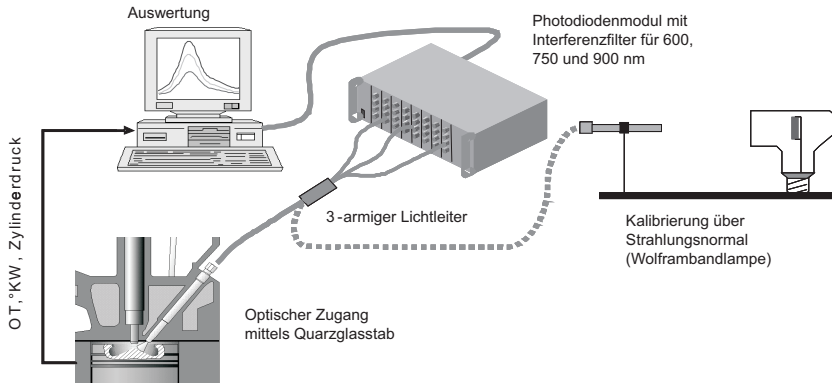


Abbildung 4.14: Schematischer Aufbau der 2-Farben-Methode Messtechnik (Mayer 2000; Merkel 2008)

aufgenommen wird. Die gesamte Messstrecke muss nach jeder Messung über ein Strahlungsnormal mit bekannter Strahlintensität und Strahldichte kalibriert werden, in diesem Fall über eine Wolframbandlampe. Dieses Schema ist in Abb. 4.14 dargestellt.

In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wurden zur rechnerischen Bestimmung von Temperatur und Rußkonzentration die Wellenlängen 750 nm und 900 nm herangezogen. Die oft verwendete Wellenlänge 600 nm zeigte bei den Untersuchungen nur eine sehr geringe Signalstärke, was bei schwachem Rußleuchten gegen Ende der Verbrennung den Fehler in der Berechnung durch Signalrauschen verstärkt.

Die berechnete Rußkonzentration gilt streng genommen nur für das Beobachtungsvolumen im Brennraum. Da das Beobachtungsvolumen in diesem Fall einen Strahl in der Omegamulde komplett erfasst (siehe Abb. 4.15), kann aus der Rußkonzentration über das Zylindervolumen der kurbelwinkelaufgelöste Rußgehalt im Zylinder nach der Gleichung 4.5 berechnet werden. Der Fehler durch Inhomogenitäten im Brennraum nimmt dabei mit zunehmender Verbrennung und Homogenisierung im Brennraum ab.

$$m_{Ru\beta,i} = c_{Ru\beta,i} \cdot V_{Zylinder,i} \quad (4.5)$$

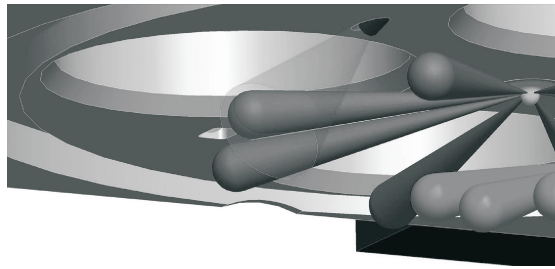


Abbildung 4.15: Beobachtungsvolumen der 2-Farben-Messungen

### 4.3.4 Flammvisualisierung

#### Funktionsweise

Über einen optischen Zugang im Verbrennungsmotor ist es möglich, die Verbrennung der Einspritzstrahlen im Dieselmotor aufzunehmen. Die Strahlung im Dieselmotor setzt sich aus Chemilumineszenzstrahlung im sichtbaren und im UV-Bereich sowie einem charakteristischen Rußleuchten im sichtbaren Bereich zusammen (Huynh 1987; Spicher 2006). Die Chemilumineszenzstrahlung im sichtbaren Bereich wird allerdings vom Rußeigenleuchten überstrahlt.

**Strahlung im UV-Bereich** Die Chemilumineszenzstrahlung im ultravioletten Bereich von 100 nm bis 380 nm entsteht beim Zurückfallen eines Elektrons (von einem Molekül oder Radical) aus einem instabilen höheren in ein thermodynamisch stabiles niedrigeres Energieniveau. Im Verbrennungsmotor besteht die Chemilumineszenzstrahlung maßgeblich aus der Strahlung des OH-Radikals bei 308 nm (siehe Abb. 4.16). Dieser UV-Bereich muss über Filter getrennt aufgenommen werden (Spicher 2006). OH-Radikale treten wie in Kap. 2.3.1 auf S. 8 f. beschrieben u.a. beim Selbstzündungsprozess auf und sind daher eine Möglichkeit, Zündorte im Verbrennungsmotor zu detektieren (Bertsch 1999; Spicher et al. 1985).

**Rußeigenleuchten im sichtbaren Bereich** Das Flammenleuchten im sichtbaren Bereich von 380 nm bis 800 nm besteht hauptsächlich aus dem thermischen Eigenleuchten des Rußes (Dec et al. 1998; Spicher 2006). Die Strahlung des thermisch angeregten Rußes hängt dabei von der Größe und dem Durchmesser der einzelnen Rußpartikel ab (Mayer 2000). Im Vergleich zur in diesem Bereich auftretenden Chemilumineszenzstrahlung ist die Strahlungsintensität des Rußes deutlich stärker. Das Rußeigenleuchten gibt dabei einen in die Tiefe des Brennraums

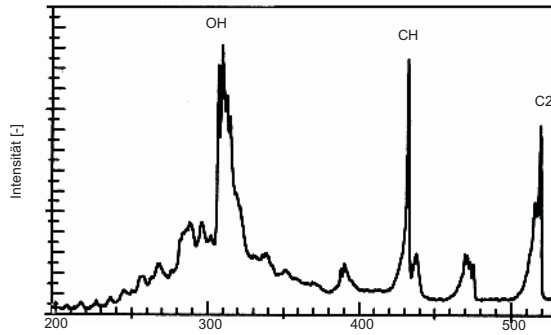


Abbildung 4.16: Emissionsspektrum einer vorgemischten Verbrennung durch Chemilumineszenzstrahlung (Schmid 2009)

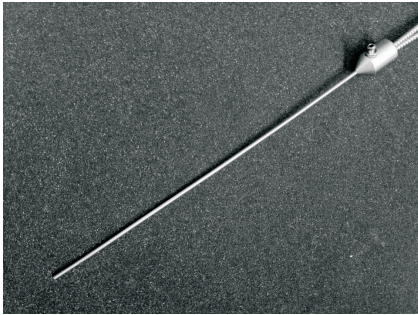


Abbildung 4.17: Lichtleiterendoskop (links) und Halter (rechts) für optischen Zugang

integrierten Informationsgehalt wieder (Koch et al. 2006). Die Detektion dieser Strahlung steht für das Auftreten einer fetten Verbrennung.

### Aufbau

Zur Untersuchung der Verbrennung und der einhergehenden Gemischbildung wurden Aufnahmen des Rußeigenleuchtens analysiert. Die Aufnahmen wurden mit einer HSS6-Kamera von LaVision mit 30 kHz und einer Auflösung von 576 x 320 Pixel realisiert. Aufgrund des limitierten Platzangebots im Prüfstand zwischen dem optischen Zugang des Motors und der Prüfstandswand wurde ein Lichtleiterendoskop in den optischen Zugang eingesetzt, das in Abb. 4.17 mit dem dazugehörigen Halter, welcher in den optischen Zugang eingeschraubt wird, dargestellt ist. Das

Lichtleiterendoskop besteht aus über 10 000 ausgerichteten Lichtleitern, welche nach dem Endoskop flexibel zu verlegen sind.

Die Aufnahme von OH-Strahlung ist mit dem Aufbau nicht möglich. Das Lichtleiterendoskop transmittiert Licht nur mit einer geringen Intensität. Für die ohnehin schwache OH-Strahlung im UV-Bereich ist dies nicht ausreichend. Messungen haben gezeigt, dass keine OH-Strahlung detektiert werden kann. Auch über eine Verstärkung mittels einem Bildverstärker *Intensified Relay Optics – IRO* von der Firma LaVision war eine Signaldarstellung von OH-Strahlung nicht möglich.

### 4.4 CFD-Simulation

Das verbesserte Emissionsverhalten mit einer räumlich getrennten Voreinspritzung kann aufgrund thermodynamischer Annahmen analysiert werden. Die Betrachtung und Analyse wird über Modellannahmen dargestellt. Über eine CFD-Simulation können zusätzlich Einblicke in die Gemischbildung und die Verbrennung erlangt werden, welche die bis dato getroffenen Analysen hilfreich stützen oder gar neue Einblicke frei geben können.

Über die Definition der Rand- und Startbedingungen aus den experimentell ermittelten Daten im Versuch kann die eigentliche Simulation gestartet werden. Die numerischen Berechnungen greifen auf Gleichungen für Massenerhaltung (Kontinuitätsgleichungen) und Impulserhaltung (Navier-Stokes-Gleichungen) sowie auf die Transportgleichungen von innerer Energie und Spezies zurück. Details zu den Gleichungssystemen und der Aufstellung finden sich unter anderem in (Baumgarten 2006; Merker, Schwarz, Stiesch et al. 2006).

Zur Simulationsrechnung wird der Code KIVA3Vr2 verwendet. Der Code wurde vom Los Alamos National Laboratory (LANL) entwickelt und vom ERC der University Madison-Wisconsin weiter entwickelt. Die Auswertung der simulierten Daten wird anschließend in Ensight 9.1 von CEI vorgenommen.

Auf die Berechnung des Ladungswechsels wurde verzichtet, da die Brennraumströmung aufgrund des geringen Drallniveaus und der Erkenntnisse aus PIV-Messungen (siehe Kap. 4.3.1 auf S. 44) von untergeordneter Bedeutung ist. Statt dessen wurden Randbedingungen aus der Druckverlaufsanalyse verwendet und die Berechnung kurz vor Einspritzzeitpunkt begonnen.

#### 4.4.1 Gittererstellung

Eine CFD-Simulation ist sehr aufwendig, da für den zu untersuchenden Motor zuerst ein Rechengitter erzeugt werden muss. Die Gittererzeugung ist mit dem



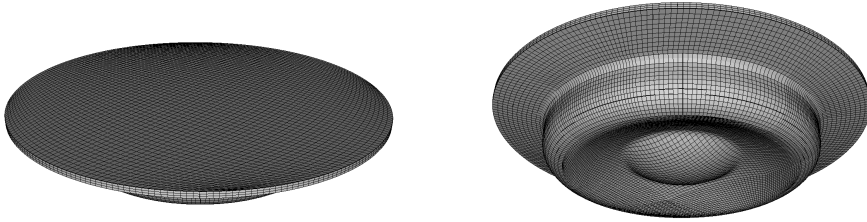


Abbildung 4.18: Gitter für die Berechnung in KIVA3Vr2

Programm ANSYS ICEM CFD realisiert worden. Hier konnten exportierte CAD-Daten des Motors aus Pro/E Wildfire 4 eingelesen und zur Gittererzeugung verwendet werden. In Abb. 4.18 ist das Gitter dargestellt. Bei der Gittererstellung war besondere Aufmerksamkeit bei der Einteilung einzelner Blöcke notwendig, damit das Gitter anschließend vom CFD-Code KIVA3Vr2 (Amsden 1997; Eckert 2008) eingelesen und zur Rechnung verwendet werden konnte. Das Gitter hat im oberen Totpunkt ca. 122 000 Zellen.

#### 4.4.2 Rahmenbedingungen

Beim CFD-Modell mussten für die Berechnung besondere Rahmenbedingungen und Einschränkungen hinsichtlich der Genauigkeit vorgenommen werden, so dass die Rechnung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung in einer akzeptablen Zeit abläuft.

Bei einer CFD-Simulation eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung wird normalerweise ein Sektornetz erstellt. Der Brennraum wird dabei durch die Anzahl der Einspritzstrahlen geteilt und es wird genau ein Einspritzstrahl gerechnet, welcher dann stellvertretend für alle anderen Strahlen gilt. Diese Vorgehensweise spart viel Rechenzeit. Aufgrund der asymmetrischen Brennraumaufteilung der räumlich getrennten Einspritzung ist dies aber nicht möglich, weshalb hier der komplette Zylinder gerechnet werden muss.

Die Quetschspaltkante des Kolbens konnte nicht der Realität nachgebildet werden, da ein Rechengitter mit einer Quetschspaltkante parallel zum Zylinderkopf vom Code nicht zur Rechnung verwendet werden konnte. Ein Gitter mit einer in Richtung Brennraumzentrum leicht abfallenden Quetschspaltfläche des Kolbens wurde dagegen vom Code zur Rechnung angenommen.

Der Zylinderkopf wurde als Ebene angenommen, d.h. die Ventilgeometrie wurde nicht übernommen. Die Ausschnitte im Kolben und in der Laufbuchse für die

optischen Zugänge wurden ebenso nicht übernommen. Die Ausschnitte hätten viele neue Ecken und Kanten in das Modell gebracht, was die Rechenzeit massiv vergrößert hätte.

### 4.4.3 Auswertung

Die Daten der CFD-Simulation ermöglichen es, die Verteilung verschiedener Parameter, wie des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$  oder der Temperatur im Brennraum, darzustellen. Zur Betrachtung der Gemischaufbereitung der Haupteinspritzung und der räumlich getrennten Voreinspritzung eignet sich ein horizontaler Schnitt 7 mm unterhalb der Zylinderkopffläche sehr gut.

Die simulierten Daten aller Zellen wurden exportiert. Über Bedingungen zum Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Temperatur wurden wie folgt Zonen im Brennraum definiert<sup>1</sup>, welche die Bildung und die Oxidation von Ruß und die Bildung von Stickoxid positiv beeinflussen. Die verschiedenen Massenanteile werden über °KW dargestellt, um die unterschiedliche Gemischbildung der verschiedenen Einspritzstrategien besser darstellen zu können.

Rußbildung	$\lambda = 0 \dots 0,5$	$T = 1500 \dots 2300 \text{ K}$
Rußoxidation	$\lambda > 1$	$T > 1600 \text{ K}$
NO <sub>x</sub> -Bildung	$\lambda > 1$	$T > 2000 \text{ K}$

---

<sup>1</sup>Die Grenzen zum Luft-Kraftstoff-Verhältnis und zur Temperatur wurden nach Akihama et al. (2001) (siehe Abb. 2.6 auf S. 15) gesetzt.





## 5 Strategie einer räumlich getrennten Voreinspritzung

Die experimentellen Untersuchungen, die im Rahmen des DFG REIN Projekts durchgeführt wurden, bauen auf den ersten Versuchen einer räumlich getrennten Voreinspritzung von Merkel (2008) und Wagner et al. (2006) auf. Wagner hat in den ersten Untersuchungen dieser neuen Einspritzstrategie den *Proof of Principle* durchgeführt, so dass aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse über das Potenzial zur Senkung der Rußemissionen weitere Forschungsaktivitäten in dieser Richtung angestoßen wurden. Merkel hat in seinen Arbeiten die Ausrichtung der räumlich getrennten Voreinspritzung mit verschiedenen Düsengeometrien sowie eine neue Kolbenmuldengeometrie untersucht. Basierend auf diesen Ergebnissen wurden in der hier vorliegenden Arbeit zahlreiche Untersuchungen hinsichtlich einer optimierten Parametrisierung zur Reduktion der kritischen Schadstoffemissionen bei mindestens gleichbleibenden Geräuschemissionen dieser Einspritzstrategie durchgeführt. Es hat sich gezeigt, dass die optimierten Einstellungen einer räumlich getrennten Voreinspritzung erheblich von einer konventionellen Voreinspritzung abweichen. Mit der neuen Parametrisierung ergaben sich neue Bedingungen für die Gemischbildung und somit modifizierte Einflüsse auf Geräusch- und Schadstoffemissionen. Zum besseren Verständnis der Gemischbildung und deren Einfluss auf die Emissionen wurden verschiedene optische Messungen durchgeführt. Im Verlauf dieser Untersuchungen hat sich gezeigt, dass eine signifikante Verlängerung der Ansteuerdauer der räumlich getrennten Voreinspritzung große Vorteile hinsichtlich der Senkung des Verbrennungsgeräuschs und gleichzeitig der kritischen Schadstoffemissionen mit sich bringt. Dieser Aufbruch im dieseltypischen Zielkonflikt der kritischen Emissionen war Anlass für weitere Analysen dieser neuartigen Einspritzstrategie (siehe Kap. 6 auf S. 99 ff.).

Ein großer Teil der Untersuchungen wurde bei einem indiziertem Mitteldruck von  $p_{mi} = 6 \text{ bar}$  und einer Drehzahl von  $n = 1300 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Dieser Betriebspunkt stellt im für Nutzfahrzeuge relevanten Zyklus im Bereich der Stationärvermessung<sup>1</sup> einen Betriebspunkt mit hoher Gewichtung dar. Die neuen Einspritzstrategien zielen zwar auf Anwendung im Pkw ab, jedoch wurden als Betriebspunkte die für dieses Aggregat zyklusrelevanten Betriebspunkte unter-

---

<sup>1</sup>Worldwide Harmonized Stationary Cycle (WHSC) (Amtsblatt der Europäischen Union L229/1 2010)

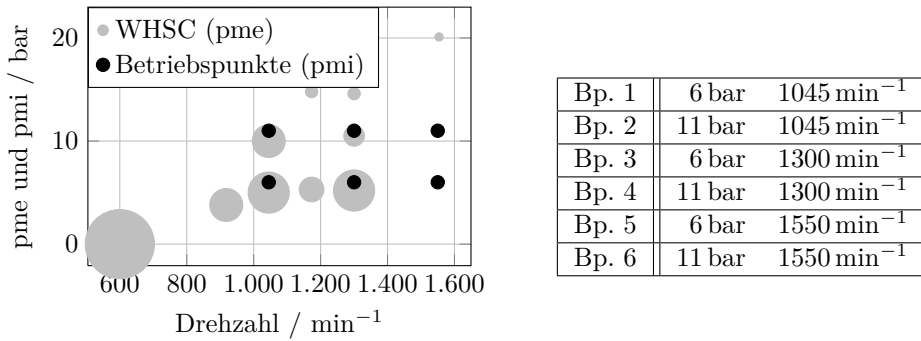


Abbildung 5.1: Experimentell untersuchte Betriebspunkte (Auflistung in Tabelle rechts) und Stationärpunkte aus dem WHSC

sucht. Für zyklusrelevante Betriebspunkte aus dem Pkw-Bereich ist das Aggregat aufgrund zu hoher Drehzahlen nicht geeignet. In Abb. 5.1 sind die Betriebspunkte des WHSC in ihrer effektiven Last dargestellt. Die Größe der Kreise stellt dabei die Gewichtung der Anfahrtdauer im Zyklus dar. Für eine umfassende Darstellung der Emissionen ist der Motor bei sechs verschiedenen Betriebspunkten vermessen worden, welche größtenteils deckungsgleich mit den Betriebspunkten aus dem WHSC sind. Für die Betriebspunkte der experimentellen Untersuchungen wurde aus Schleppmessungen ein Reibmitteldruck von  $p_{mr} = 1 \text{ bar}$  ermittelt, somit liegen die zu untersuchenden Betriebspunkte im indizierten Mitteldruck um ca. 1 bar höher. Die untersuchten Betriebspunkte sind wie in Abb. 5.1 (rechte Tabelle) bezeichnet.

## 5.1 Neue Parametrisierung

Die Voreinspritzung in einem Dieselmotor kann durch zwei Parameter stark beeinflusst werden: die Ansteuerdauer sowie der Ansteuerbeginn. Mit beiden Einstellmöglichkeiten kann ein großer Einfluss auf die Geräusch- und Schadstoffemissionen bei den untersuchten Einspritzstrategien ausgeübt werden (Binde, Busch et al. 2012). Eine konventionelle Voreinspritzung benötigt abhängig vom Injektortyp einen Mindestabstand zwischen zwei Teileinspritzungen. Für konventionelle Magnet-Injektoren sind dies ca.  $600 \mu\text{s}$ , moderne schnelle Piezo-Injektoren sind in der Lage, Abstandszeiten von bis zu  $200 \mu\text{s}$  zulassen zu können, ohne dass der Injektor Schaden nimmt. Bezüglich der Optimierung von Geräusch- und Rußemissionen ist eine möglichst geringe Kraftstoffmenge bei möglichst geringem Abstand zur Haupteinspritzung zielführend (Maier et al. 2012).

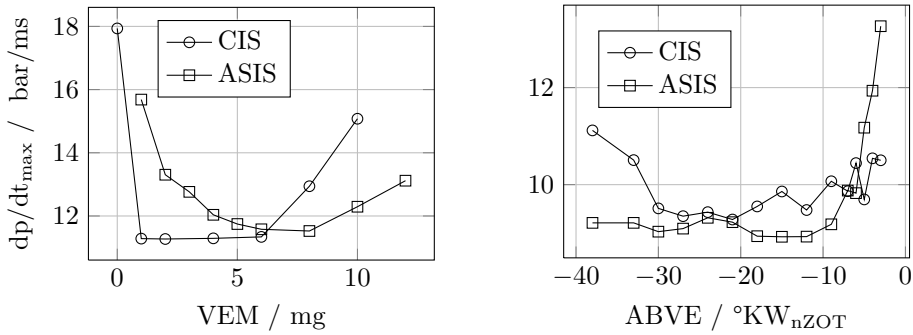


Abbildung 5.2: Geräuschemissionen vs. VEM (links) und ABVE (rechts)

Die Auswirkungen der Parametervariationen sind im Detail an Bp. 3 (siehe Abb. 5.1) untersucht worden. Dieser Betriebspunkt ist im WHSC für Nutzfahrzeuge stark gewichtet und entspricht in etwa 25 % Last. Die Effekte sind teilweise an weiteren Betriebspunkten bis zu 50 % Last überprüft und bestätigt worden. Bei der Variation der Parameter Voreinspritzmenge VEM sowie Ansteuerbeginn der Voreinspritzung ABVE ist der andere Parameter jeweils konstant bei  $ABVE = -4/-7 \text{ °KW}_{nZOT}$  (CIS/ASIS) bzw.  $VEM = 2 \text{ mg}$  gehalten worden. Der Ansteuerbeginn Haupt einspritzung war bei  $ABHE = 0 \text{ °KW}_{nZOT}$  konstant.

### 5.1.1 Einfluss auf Geräusch

Eine Voreinspritzung findet im Dieselmotor ausschließlich aus Komfortgründen (Geräuschreduktion) Anwendung. Die Rußemissionen steigen mit der Voreinspritzung (siehe Kap. 3.1 auf S. 23 ff.) stark an. Um die Bedingung einer Geräuschreduktion zu gewährleisten, wurden bei der experimentellen Untersuchung zur Parametrisierung der räumlich getrennten Voreinspritzung primär die Geräuschemissionen mit der konventionellen Voreinspritzung verglichen. Für die Bestimmung der Geräuschemissionen wird der maximale Druckanstieg im Zylinder während der Verbrennung verwendet.

In Abb. 5.2 sind die Geräuschemissionen von beiden Einspritzstrategien gegenüber dem Ansteuerbeginn und der Masse der Voreinspritzung aufgetragen. Beim Ansteuerbeginn ist deutlich zu sehen, dass für die konventionelle Voreinspritzung CIS ein maximaler Abstand zur Haupteinspritzung einzuhalten ist. Wird der Ansteuerbeginn früher als  $-30 \text{ °KW}_{nZOT}$  gelegt, steigen die Geräuschemissionen bei CIS an. Bei zu frühem Spritzbeginn der Voreinspritzung erfolgt die Einspritzung außerhalb der Omegamulde auf die Kolbenoberfläche des Quetschspalts. Der Muldenbrennraum wird nicht vorkonditioniert und der Zündverzögerung

Haupteinspritzung steigt drastisch an. Man spricht in diesem Fall auch von der geometrischen Abschirmwirkung des Kolbens. Mit der räumlich getrennten Voreinspritzung ASIS tritt ein konträres Verhalten auf. Bei sehr früher Einspritzung sind keine Nachteile in den Geräuschemissionen zu vermerken. Dagegen benötigt die ASIS-Voreinspritzung vielmehr einen Mindestabstand zur Haupteinspritzung, um den Effekt einer Vorkonditionierung des Brennraums zu erreichen. Andernfalls steigen die Geräuschemissionen an, in diesem Fall ab einem Ansteuerbeginn von  $-10^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$  oder später.

Die Masse der Voreinspritzung hat ebenfalls für beide Einspritzstrategien einen großen Einfluss auf die Geräuschemissionen (siehe Abb. 5.2 rechts). Bei CIS lässt sich gut erkennen, dass eine minimale Kraftstoffmenge genügt, um die Geräuschemissionen zu senken, in diesem Fall von 18 bar/ms auf 11 bar/ms. Ab einem Wert von  $\text{VEM} = 6 \text{ mg}$  wird die Verbrennung wieder deutlich lauter, d.h. es ist für CIS nur ein enger Bereich in Bezug auf die mögliche Voreinspritzmenge gegeben, in dem das Verbrennungsgeräusch gesenkt werden kann. Die großen Kleinstmengen-toleranzen von Injektoren, welche auf Vollast ausgelegt sind, erschweren die Ansteuerung dieser geringen Mengen.

Für ASIS wird eine Menge von  $\text{VEM} = 8 \text{ mg}$  benötigt, um die Geräuschemissionen auf das gleiche Niveau von CIS zu reduzieren. Bei weiterer Erhöhung steigen bei dieser Einspritzstrategie die Geräuschemissionen gemäßigt an. Da der Kraftstoffdurchfluss durch den ASIS-Injektor deutlich reduziert ist im Vergleich zum Hauptinjektor, dauert die Voreinspritzung länger. Bei größeren Voreinspritzmengen mit der ASIS-Strategie können sich die beiden Verbrennungen dadurch temporär überlagern wie im vorliegenden Fall bei Kraftstoffmengen der Voreinspritzung mit  $\text{VEM} \geq 8 \text{ mg}$ .

### 5.1.2 Einfluss auf Schadstoffemissionen

Der Vorteil der Geräuschreduktion durch eine Voreinspritzung geht bei der konventionellen Voreinspritzung, der CIS-Strategie, mit dem Nachteil stark erhöhter Rußemissionen einher. Die Stickoxidemissionen fallen dabei nur leicht. Im Folgenden ist der Einfluss von Voreinspritzmenge und Ansteuerbeginn auf ASIS im Vergleich zu CIS dargestellt. Die Analyse der Messungen leitet im Anschluss eine Strategie zur Parametrisierung der Einspritzstrategien ab.

#### **Ruß**

Die höheren Rußemissionen durch eine konventionelle Voreinspritzung sind in Abb. 5.3 (links) aufgetragen. Selbst mit einer minimalen Voreinspritzmenge von  $\text{VEM} = 1 \text{ mg}$  sind die Rußemissionen fast verdoppelt. Die Mengenvariation der



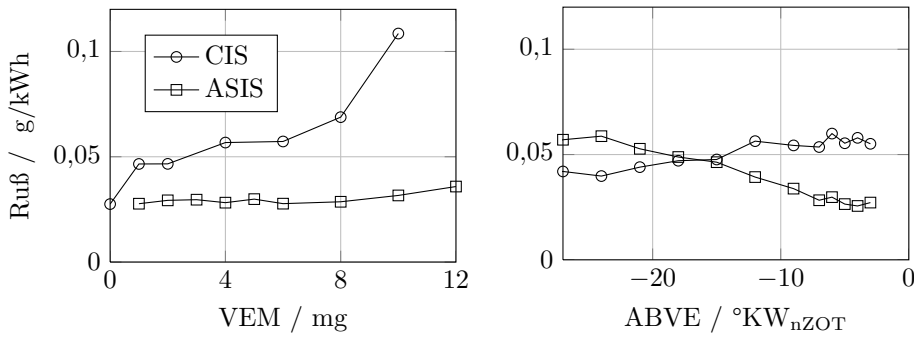


Abbildung 5.3: Ruß vs. VEM und ABVE

Voreinspritzung bei CIS zeigt im weiteren Verlauf gleichmäßig steigende Rußemissionen mit steigender Voreinspritzmenge bis  $VEM = 8$  mg. Die höheren Rußemissionen begründen sich auf einen niedrigeren Premixed-Peak durch die schnellere Entzündung und daraus resultierend auf einen höheren diffusionskontrollierten Anteil der Verbrennung. Mit noch höheren Voreinspritzmengen  $VEM > 8$  mg steigen die Rußemissionen exponentiell, da der Kraftstoff aus der Voreinspritzung während der Haupteinspritzung noch brennt, so dass es zum Kontakt zwischen Flamme und flüssigen Kraftstofftropfen kommt (Spicher et al. 1985). Bei ASIS ist dagegen mit Einsatz der Voreinspritzung und mit einer Erhöhung keine signifikante Steigerung der Rußemissionen zu erkennen.

Die CIS-Strategie weist mit einer späteren Voreinspritzung leicht erhöhte Rußemissionen auf. Mit einer Spätverstellung erhöht sich die Brennraumtemperatur für den Zeitpunkt der Haupteinspritzung. Dies reduziert den Zündverzug und senkt den Anteil an vorgemischter Verbrennung. Der Anteil diffusionskontrollierter Verbrennung mit sehr fetten Gemischbereichen steigt, was die Rußbildung begünstigt. Dies spiegelt sich in erhöhten Rußemissionen in Abb. 5.3 (rechts) wider. Mit ASIS verhalten sich die Rußemissionen konträr. Eine Spätverstellung der ASIS Voreinspritzung bewirkt eine geringere Durchmischung von Vor- und Haupteinspritzung. Der Gemischwolke der ASIS-Voreinspritzung verbleibt weniger Zeit, sich vom Brennraumzentrum (Innenmulde, siehe Kap. 3.5 auf S. 28 ff.) aus mit der Brennraumluft im äußeren Bereich (Omeгамulde) zu vermischen. Dies hat niedrigere Temperaturen in der Omeгамulde für die Haupteinspritzung zur Folge, was den Zündverzug ansteigen lässt. Der vorgemischte Anteil der Verbrennung nimmt zu, während der diffusionskontrollierte Anteil abnimmt, was in niedrigeren Rußemissionen resultiert.

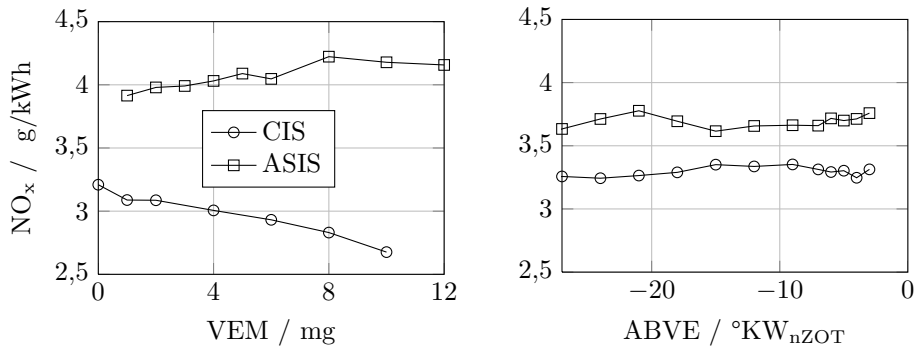


Abbildung 5.4: NO<sub>x</sub> vs. VEM und ABVE

## Stickoxide

Abb. 5.4 zeigt, dass die Stickoxidemissionen sowohl bei der Voreinspritzzeitpunkt- als auch bei der Voreinspritzmengenvariation mit der ASIS-Strategie generell höher liegen als bei CIS. Wird die Voreinspritzung räumlich getrennt, kann die Haupteinspritzung in unverbrauchter Brennraumluft mit höherem Sauerstoffanteil erfolgen, was ein Grund für erhöhte NO<sub>x</sub>-Emissionen sein kann. Allerdings ist die absolute Menge der Voreinspritzung mit 2 mg relativ gering. Das bedeutet, dass nur sehr wenig Sauerstoff verbraucht worden ist. Vielmehr lassen sich die erhöhten NO<sub>x</sub>-Emissionen damit erklären, dass durch die ASIS-Voreinspritzung ein neuer Brennraumbereich, das Brennraumzentrum mit der Innenmulde des speziellen Kolbendesigns, genutzt wird. Dieser Bereich existiert für CIS nicht und trägt so zusätzlich zur NO<sub>x</sub>-Entstehung bei. So erklären sich auch die steigenden NO<sub>x</sub>-Emissionen bei ASIS mit einer Erhöhung der Voreinspritzmenge durch die Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Bildung im Brennraumzentrum. Bei CIS hingegen fallen die NO<sub>x</sub>-Emissionen, da der Premixed-Anteil mit steigender Voreinspritzmenge ab- und der diffusionskontrollierte Anteil zunimmt. Dadurch wird die Verbrennung nach spät verschleppt und die Spitzentemperaturen fallen, wodurch weniger NO<sub>x</sub> gebildet wird. Die Veränderungen der NO<sub>x</sub>-Emissionen mit Früh-/Spätverstellung sind im Vergleich zur Voreinspritzmengenvariation fast vernachlässigbar. Bei der ASIS-Strategie lässt sich festhalten, dass bei einem Voreinspritzzeitpunkt von  $-21$  °KW<sub>nZOT</sub> eine Frühverstellung die NO<sub>x</sub>-Emissionen senkt. Durch die sehr frühe Einspritzung steigt der Zündverzögerung der Voreinspritzung. Der ASIS-Voreinspritzmenge im Brennraumzentrum bleibt mehr Zeit zur Gemischbildung, d.h. die Entzündung und Verbrennung findet in homogeneren und mageren Bedingungen statt. Dies senkt die Temperaturen und somit die Hauptursache für NO<sub>x</sub> nach Zeldovich (1946).

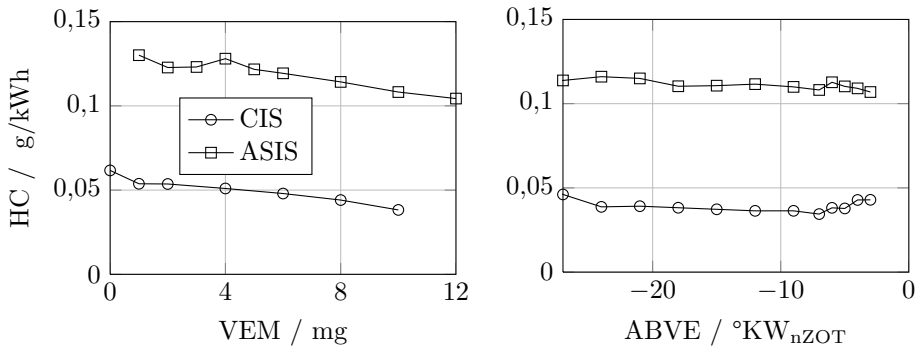


Abbildung 5.5: HC vs. VEM und ABVE

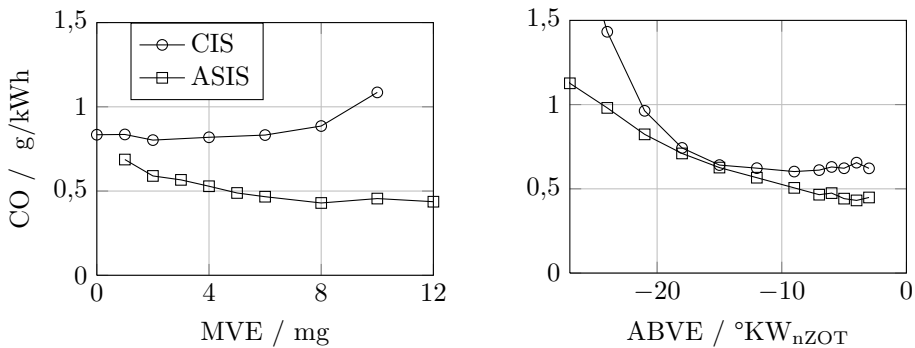


Abbildung 5.6: CO vs. VEM und ABVE

### Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid

In Abb. 5.5 sind die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe dargestellt. Mit der ASIS-Strategie sind die HC-Emissionen annähernd verdoppelt. Durch den zweiten Injektor im Zylinderkopf existiert ein zusätzliches Sackloch, an dem ein Großteil der HC-Emissionen entsteht (siehe Kap. 2.4.1 auf S. 11 ff.). Hinzu kommt, dass der ASIS-Injektor über eine speziell angepasste Geometrie mit nur vier einseitig ausgerichteten Düsenbohrungen verfügt, so dass der Kraftstoff aus dem Sackloch möglicherweise langsamer austritt als bei einem konventionellen Düsenlochdesign einer Mehrlochdüse, was die mehr als verdoppelten HC-Emissionen begründet.

Die Kohlenmonoxidemissionen zeigen bei der Variation der Voreinspritzmenge (siehe Abb. 5.6 links) verschiedene Effekte. Mit CIS ist ein Ansteigen der Emissionen

mit zunehmender Voreinspritzmenge zu beobachten. Durch den verringerten Zündverzug treten vermehrt fette Gemischbereiche auf, was die CO-Emissionen steigen lässt. Mit ASIS ist das Verhalten umgekehrt. Eine vergrößerte Voreinspritzmenge senkt die CO-Emissionen. Durch die Einbringung einer größeren Kraftstoffmenge in das Brennraumzentrum mit der Innenmulde sinkt gleichzeitig der Anteil der Kraftstoffmenge, welche in der Omegamulde umgesetzt. Das Gemisch in der Omegamulde magert ab, wodurch die CO-Emissionen sinken. Mit einer Verstellung des ABVE nach früh steigen die CO-Emissionen für beide Einspritzstrategien enorm an, da die Voreinspritzung in kältere Brennraumluft mit niedrigerem Druck erfolgt. Der Zündverzug steigt und es können sehr magere Gemischbereiche auftreten, welche nicht vollständig verbrennen.

### 5.1.3 Strategieableitung zur Parametrisierung

In Bezug auf die Geräuschemissionen hat sich herausgestellt, dass für CIS der Abstand zur Haupteinspritzung auf ein bestimmtes Maximum beschränkt ist, um das Verbrennungsgeräusch zu senken. Weiterhin ist der Abstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung durch eine injektorspezifische Vorgabe auf einen Mindestabstand begrenzt. Die Voreinspritzung bei CIS benötigt nur eine geringe Menge von ca.  $VEM = 1 \text{ mg}$ , um den Premixed-Peak und somit das Verbrennungsgeräusch zu senken. Bei der ASIS-Strategie wird für niedrige Geräuschemissionen ein Mindestabstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung benötigt. Die Kraftstoffmenge muss dagegen um ein Vielfaches erhöht werden im Vergleich zu CIS auf ca.  $VEM = 7 \text{ mg}$ .

Anhand der durchgeführten Messungen ergibt sich bezüglich einer Optimierung der Geräuschemissionen eine konträre Strategie für die konventionelle (CIS) und die räumlich getrennte (ASIS) Voreinspritzung. Bei CIS gilt es, die Voreinspritzmenge und den Abstand zur Haupteinspritzung gering zu halten. Bei ASIS ist die optimale Menge um ein Vielfaches größer und der Abstand zur Haupteinspritzung muss ebenfalls verlängert werden.

## 5.2 Gemischbildung

Mit den im vorigen Abschnitt beschriebenen Vorgaben zur konventionellen Voreinspritzung CIS und zur räumlich getrennten Voreinspritzung ASIS verändert sich die Gemischbildung und somit die Verbrennung signifikant. In den folgenden Kapiteln wird auf die gemischbildenden Prozesse während der Einspritzung und der Verbrennung im Detail eingegangen. Die Betrachtung der Zylinderinnenströmung entfällt an dieser Stelle, da Untersuchungen zu diesem Aggregat ergeben haben, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum relativ unbedeutend

sind und keinen oder nur sehr geringen Einfluss auf die Gemischbildung ausüben (siehe Kap. 4.3.1 auf S. 44).

### 5.2.1 Strahlpenetration

Ein wichtiger Punkt zur Beurteilung der Gemischbildung ist die Strahlpenetration im Brennraum. Die Vermessung erfolgte unter realen motorischen Bedingungen durch den optischen Zugang (siehe Kap. 4.3.2 auf S. 45 f.). Zum Zeitpunkt der Messreihe waren die optimalen Parametereinstellungen für die Einspritzstrategien CIS oder ASIS jedoch noch nicht hinreichend bekannt. Der Einspritzzeitpunkt für CIS und ASIS war noch konstant. Die Kraftstoffmengen für die Voreinspritzungen waren aber schon nahe an einer optimierten Parametrisierung mit einer niedrigen Menge für CIS und einem Vielfachen davon für ASIS gesetzt. Die Parameter können der folgenden Aufstellung entnommen werden:

Voreinspritzmenge	VEM = 1/4 mg ( <i>CIS/ASIS</i> )
Einspritzzeitpunkte	ABVE/ABHE = -15/-3 °KW <sub>nZOT</sub>
Drehzahl	n = 1175/1450 min <sup>-1</sup>
Einspritzdruck	p <sub>Rail</sub> = 1800/2000 bar
Abgasrückführung	keine, AGR = 0 %

Dennoch können aus den Daten wichtige Ergebnisse für die weitere Analyse der Gemischbildung bei räumlich getrennter Voreinspritzung gewonnen werden. Eine beispielhafte Vermessung von Vor- und Haupteinspritzung ist in Abb. 5.7 und 5.8 dargestellt. Die Bilder sind Mittelwertbilder aus 50 Zyklen.

Die Strahlvisualisierung der Voreinspritzung zeigt, dass die CIS-Voreinspritzung innerhalb von 2 °KW abgeschlossen ist, während die ASIS-Voreinspritzung über 6 °KW andauert. Im Verhältnis zur absolut eingespritzten Kraftstoffmenge hat der ASIS-Injektor sogar eine höhere Einspritzrate als der Haupteinjektor. Trotz einer um ein Vielfaches erhöhten Durchflussrate des Haupteinjektors kann dieses Verhalten bei sehr geringen Kraftstoffmengen aufgrund unterschiedlicher Massenträgheiten im Injektor auftreten. Bei der ASIS-Voreinspritzung ist die Intensität des MIE-Streulichts geringer ausgeprägt. Eine höhere Einspritzrate für die gegebene Kraftstoffmenge und eine geringere Streulichtintensität bedeuten in diesem Fall eine höhere Verdampfungsrate für die ASIS-Voreinspritzung. In der darauf folgenden Haupteinspritzung (siehe Abb. 5.8) sieht man noch Streulicht im Brennraumzentrum. Durch die relativ lang andauernde ASIS-Voreinspritzung und die daraus resultierende diffusionskontrollierte Verbrennung ist in der Brennraummitte Ruß entstanden, woran das Licht streut. Die Haupteinspritzung weist bei CIS eine signifikant stärkere Leuchtintensität als bei ASIS auf, was aus einem höheren Flüssiganteil im Einspritzstrahl resultiert. Zudem lässt sich anhand der

5 Strategie einer räumlich getrennten Voreinspritzung

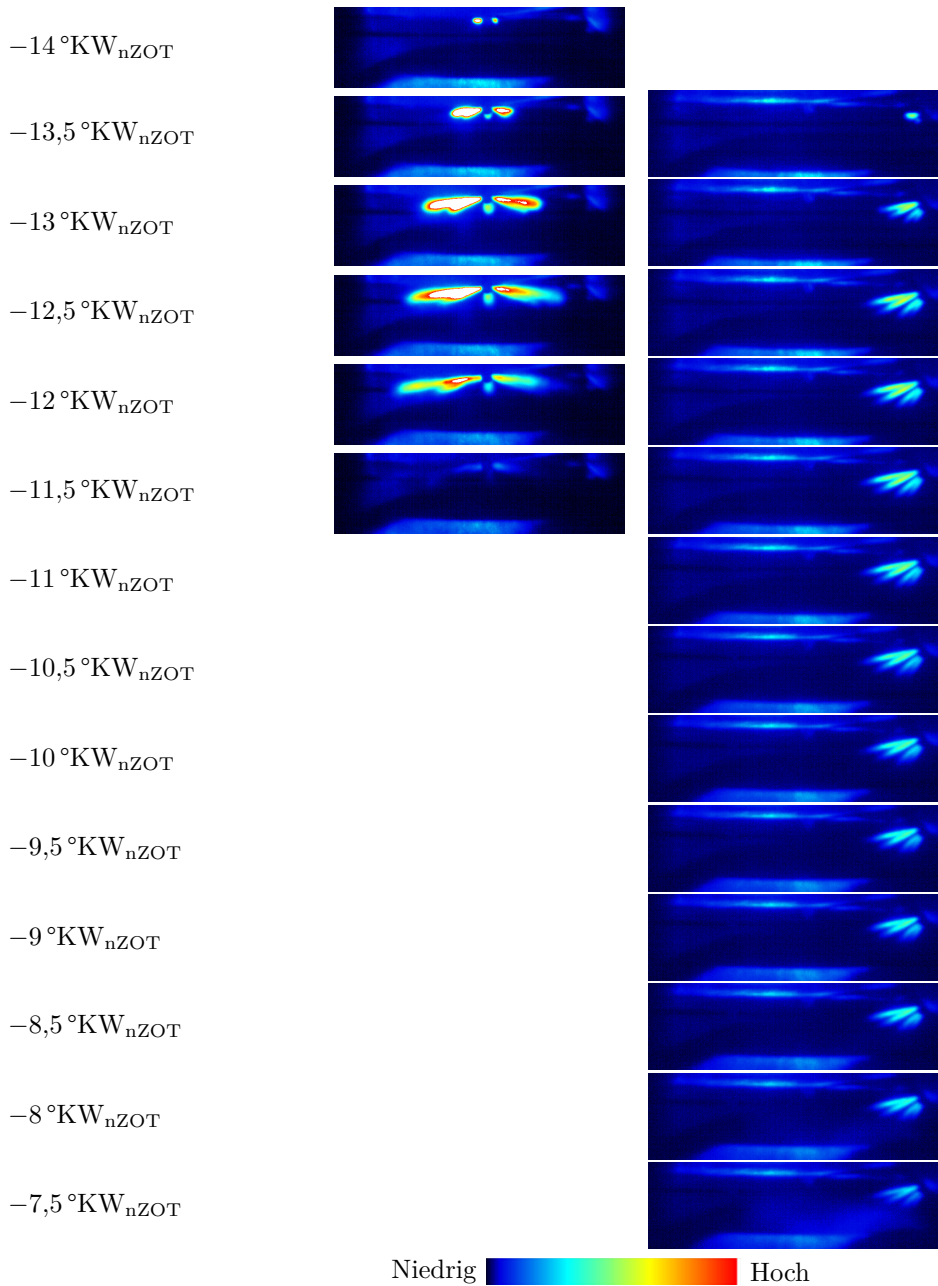


Abbildung 5.7: MIE-Streulicht-Aufnahmen der Voreinspritzung von CIS (links) und ASIS (rechts) bei  $6 \text{ bar} @ 1450 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$

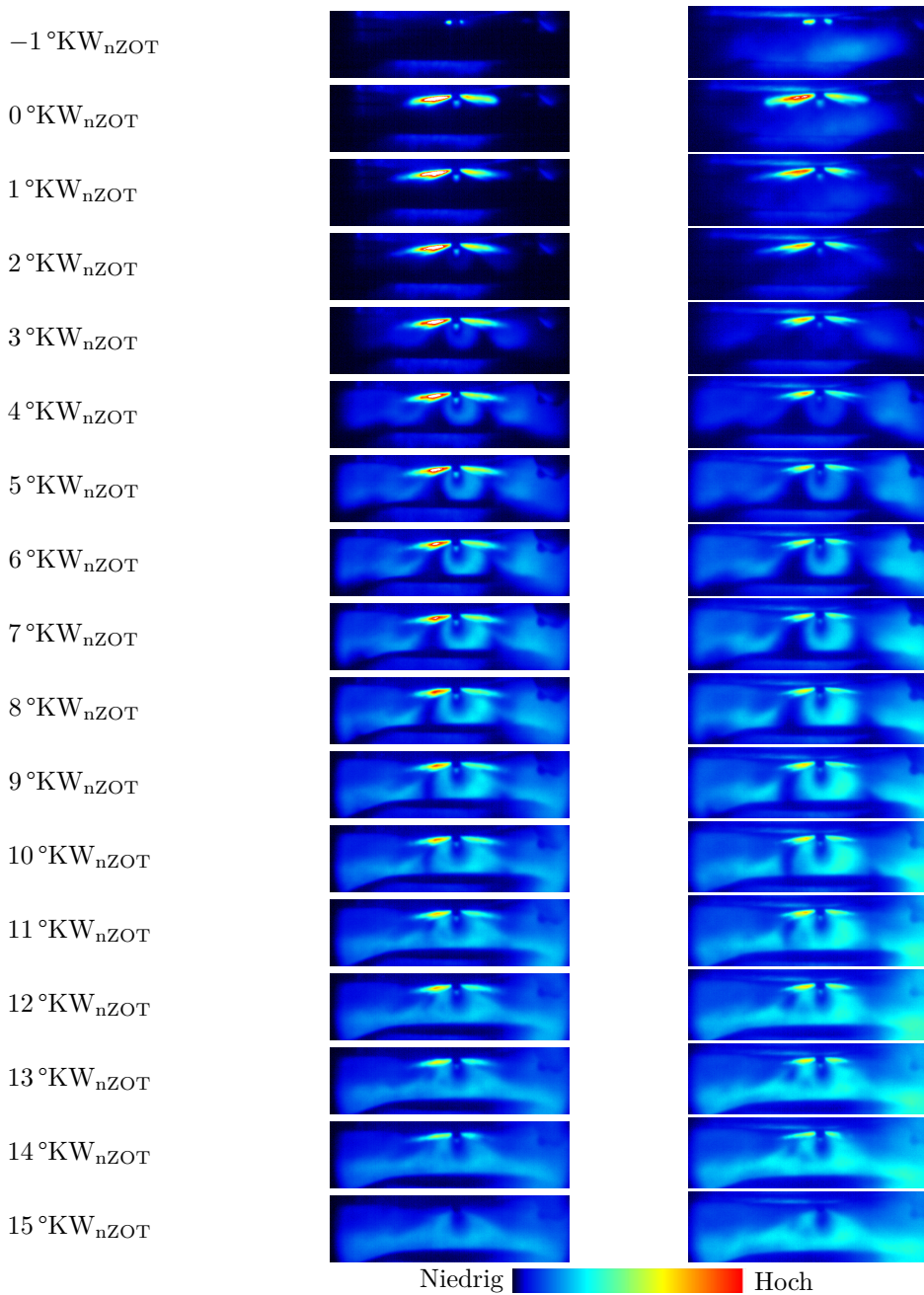


Abbildung 5.8: MIE-Streulicht-Aufnahmen der Haupteinspritzung von CIS (links) und ASIS (rechts) bei 6 bar @ 1450 min<sup>-1</sup>, p<sub>Rail</sub> = 1800 bar

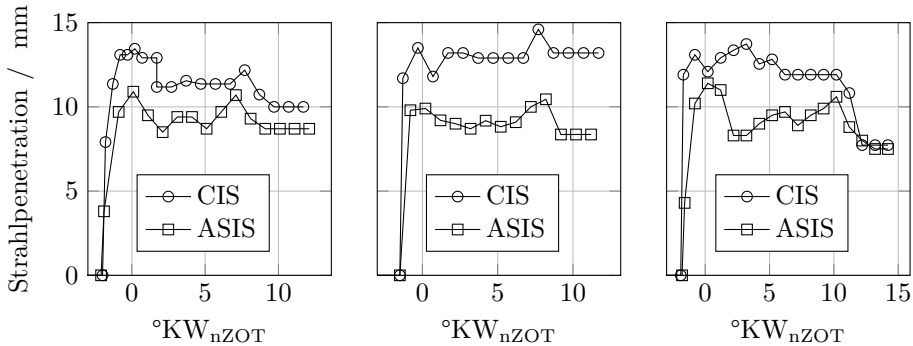


Abbildung 5.9: Strahlpenetration,  
 Links:  $n = 1175 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$ ,  
 Mitte:  $n = 1175 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{Rail}} = 2000 \text{ bar}$ ,  
 Rechts:  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$

Bilder erkennen, dass die Strahllänge bei CIS größer ist. Die Eindringtiefe der Haupteinspritzung ist anhand dieser Bilder vermessen worden. Abb. 5.9 zeigt die Eindringtiefe für verschiedene Drehzahlen und Einspritzdrücke bei einer Last von  $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$ . Die Strahlpenetration zeigt eine Schwankung während des Einspritzvorgangs. Nach Johnson et al. (2012) resultieren diese Fluktuationen im Einspritzverlauf aus dem Einfluss von Temperaturdifferenzen während der Einspritzung sowie aus Kavitation in der Düse. Der Einspritzstrahl zündet zuerst seitlich in ruhigeren Bereichen. In diesem Bereich wird Brennraumluft durch die über den Einspritzimpuls induzierte Strömung zugeführt (Air-Entrainment). Sobald die Zündung stattgefunden hat, kann diese zugeführte Luft großen Temperaturschwankungen unterliegen, was sich in Fluktuationen der Eindringtiefe widerspiegelt.

Der Einspritzstrahl bei der CIS-Strategie fällt für jeden Betriebspunkt über dem gesamten Einspritzvorgang länger aus als der Einspritzstrahl bei ASIS. Dieses Verhalten basiert auf einer Temperaturerhöhung der Brennraumluft, welche die Düsenspitze des zentralen Injektors umgibt. Die Verbrennung der ASIS-Voreinspritzung erfolgt in der Mitte des Brennraums in der Innenmulde, was zu einer Temperaturerhöhung direkt an der Düsenspitze im Brennraumzentrum führt. Dadurch wird zum einen dauerhaft die Materialtemperatur der Düsenspitze und somit die Temperatur des eingespritzten Kraftstoffs auf ein höheres Temperaturniveau gehoben (Manin et al. 2012). Zum anderen wird der Kraftstoff in eine Brennraumluft mit höherer Temperatur eingespritzt, was die Verdampfungsrate anhebt und somit die Strahleindringtiefe verringert.



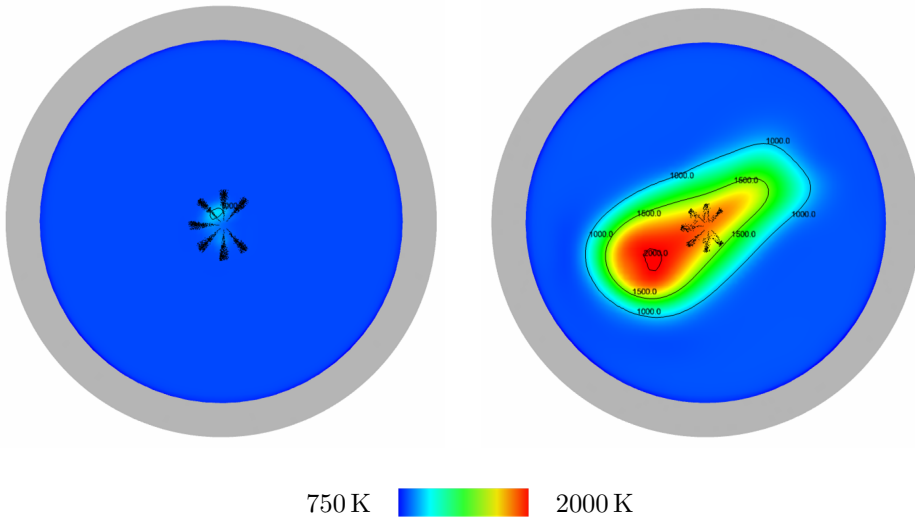


Abbildung 5.10: Temperaturverteilung aus CFD für CIS (links) und ASIS (rechts)  
 6 bar @  $1300 \text{ min}^{-1}$ ,  $4^\circ \text{KW}_{\text{nABHE}}$

Simulationsdaten aus der CFD-Rechnung belegen die verringerte Strahlpenetration und deren Ursache, wie Abb. 5.10 zeigt. Für ASIS sind die signifikant angestiegenen Brennraumtemperaturen im Brennraumzentrum im Bereich der Düsen spitze deutlich zu erkennen. Im Bereich der Einspritzstrahlen steigen die Temperaturen bis auf 1800 K im Vergleich zu CIS mit ca. 1200 K. Die deutlich angestiegenen Temperaturen resultieren aus der konzentrierten Einspritzung in die Brennraummitte mit einer verbesserten Gemischaufbereitung durch bedeutend kleinere Spritzlöcher. Dies führt zu einer schnelleren Gemischbildung und Zündung. Zudem liegt die Kraftstoffmenge der Voreinspritzung bei ASIS um ein Vielfaches über der für die Voreinspritzung bei CIS verwendeten Kraftstoffmenge. Bereits 1971 hat Dent den Einfluss der Gastemperatur auf die Strahlpenetration erkannt und in seinem Modell berücksichtigt. In jüngsten Untersuchungen ist diese Abhängigkeit sowohl experimentell als auch numerisch von Abdelghaffar et al. (2007) ebenfalls belegt worden. Die geringere Strahlpenetration bei ASIS verweist bei gleichbleibender Einspritzrate auf eine bessere Verdampfungsrate durch die erhöhte Gastemperatur um die Einspritzdüse. Mit dem signifikant vergrößerten Anteil an Kraftstoffmenge für die Voreinspritzung im Brennraumzentrum und der verbesserten Verdampfungsrate der Haupteinspritzung bei ASIS sind die Bedingungen für eine bessere Kraftstoffverteilung im Brennraum gegeben.

## 5.2.2 Entzündung und Verbrennung

Die Entzündung von Kraftstoff kann durch das charakteristische OH-Leuchten detektiert werden (siehe Kap. 4.3.4 auf S. 50 f.). Bei den experimentellen Untersuchungen hat sich heraus gestellt, dass durch den optischen Zugang kein OH-Leuchten aufgenommen werden kann. Die Lichtintensität des OH-Leuchtens ist sehr schwach und es kann besonders bei Einsatz einer Voreinspritzung eine Überlagerung durch Rußleuchten auftreten (Koch et al. 2006). Hinzu kommt die Abschwächung durch die limitierte Transmission der Optik. Möglich ist ebenfalls, dass das schwache OH-Leuchten von Ruß am Strahlrand verdeckt wird (Unfug et al. 2011). Als Zündsignal wird daher das Rußeigenleuchten aufgenommen.

In Abb. 5.11 sind charakteristische Zeitpunkte während der Verbrennung bei CIS (links) und bei ASIS (rechts) dargestellt. Die Zeitpunkte auf den Abbildungen entsprechen der Einheit  $^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}/^{\circ}\text{KW}_{\text{nSB}}$ . Da sich der Spritzbeginn beider Einspritzstrategien unterscheidet, ist als zweite Zeitangabe in der ersten und zweiten Bilderreihe der Abstand zum Spritzbeginn der Voreinspritzung  $^{\circ}\text{KW}_{\text{nSBVE}}$  und in Reihe 3 bis 5 der Abstand zum Spritzbeginn der Haupteinspritzung  $^{\circ}\text{KW}_{\text{nSBHE}}$  angegeben.

Bildreihe 1 zeigt das erste wahrnehmbare Rußleuchten einer konventionellen im Vergleich zu einer räumlich getrennten Voreinspritzung. Bei CIS ist das Rußleuchten am Rand in der Omegamulde und bei ASIS in der Mitte über der Innenmulde zu erkennen. Das Rußleuchten bei ASIS verstärkt sich bis zu einem Maximum zum Zeitpunkt  $3,4^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$ , wie in Reihe 2 zu sehen ist. Die Intensität nimmt daraufhin ab, dargestellt in Reihe 3 durch den Zeitpunkt  $4,4^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$  bzw.  $3,4^{\circ}\text{KW}_{\text{nSBHE}}$ <sup>1</sup>. Durch die Einbringung von flüssigem Kraftstoff in das brennende Gemisch in der Brennraummitte wird dieses abgekühlt, was sich in einer verringerten Intensität des Rußleuchtens durch ein niedrigeres Temperaturniveau äußert. In Reihe 4 ist nur  $1^{\circ}\text{KW}$  später das erste Rußleuchten der Haupteinspritzung in der Omegamulde zu sehen. Im gleichen Abstand beginnt bei CIS das erste Rußleuchten der Haupteinspritzung, jedoch ist dieses deutlich stärker ausgeprägt. Durch die CIS-Voreinspritzung in den selben Brennraumbereich sind an dieser Stelle höhere Temperaturen und somit ein verringerter Zündverzug mit einer deutlich höheren Intensität an Rußleuchten zu erwarten. In Reihe 5 von Abb. 5.11 ist die Aufnahme mit der maximalen Strahlungsintensität während der Verbrennung aufgetragen. Der maximale Wert der Skala wurde aufgrund der sehr hohen Strahlungsintensität für diese Bildreihe 5 verdoppelt. Bei CIS stellt sich eine deutlich stärkere Strahlung ein, welche auf erhöhte Temperaturen oder auch auf eine erhöhte Rußkonzentration zurückzuführen ist. Einen genaueren Aufschluss geben die Messungen der 2-Farben-Methode, welche in Kap. 5.3.2 auf S. 85 ff. erläutert sind.

---

<sup>1</sup>Über eine Kraftstoffdruckindizierung direkt vor dem Injektor wurde der Verzug zwischen Ansteuerbeginn und Spritzbeginn Haupteinjektor auf ca.  $3^{\circ}\text{KW}$  bei  $1300\text{ min}^{-1}$  bestimmt.

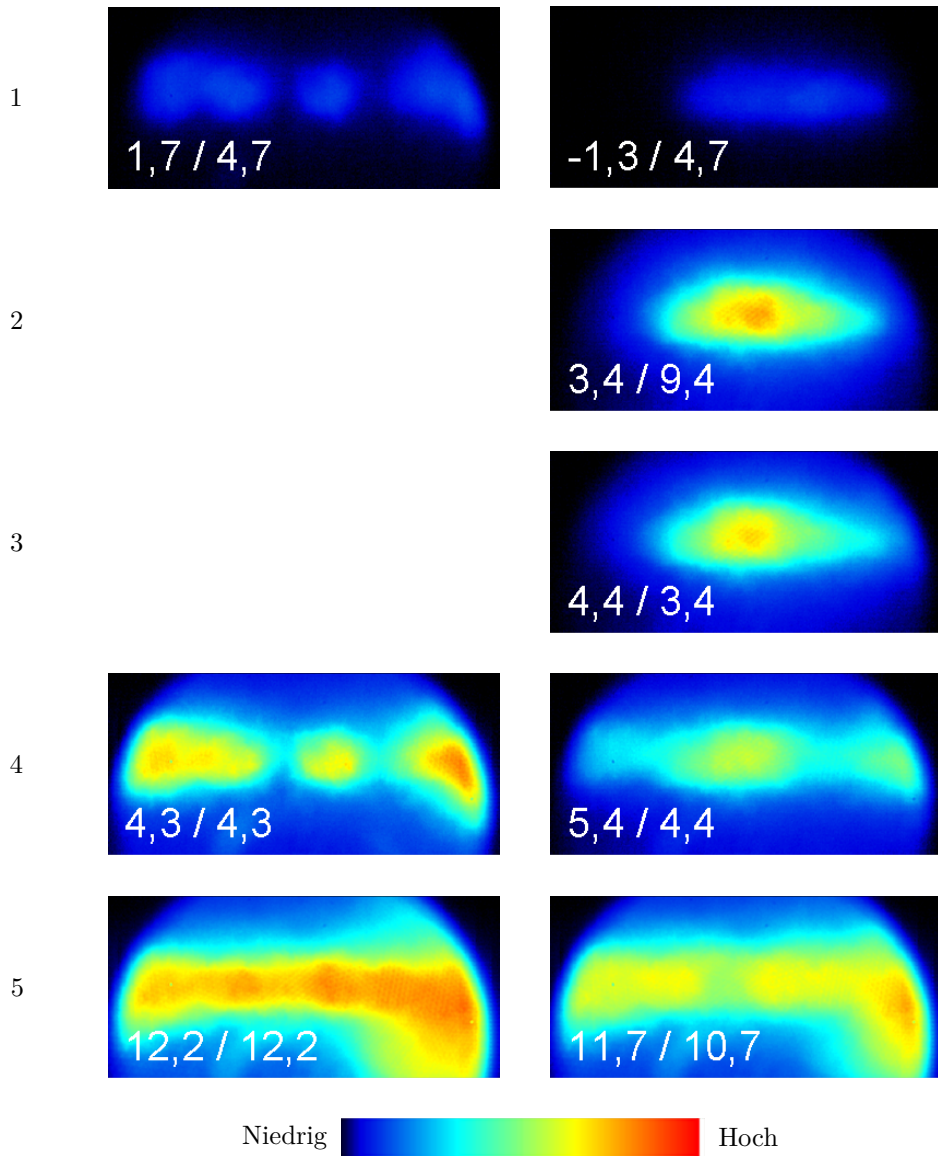


Abbildung 5.11: Rußeigenleuchten bei CIS (links) und ASIS (rechts) – charakteristische Unterschiede

### 5.2.3 Luftausnutzung

Die Luft- bzw. Sauerstoffausnutzung im Brennraum ist beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung eines der entscheidenden Kriterien für eine Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen. Mit einer besseren Luftausnutzung werden vor allem fette Gemischbereiche reduziert, was die Rußemissionen senkt. Mit geringeren fetten Gemischbereichen werden höhere AGR-Raten im Betrieb ermöglicht. Dadurch sinken die Spitzentemperaturen und die Stickoxid-Bildung geht zurück. Durch die Nutzung des Brennraumzentrums für die Voreinspritzung mit gleichzeitiger Erhöhung der Voreinspritzmenge wird der Sauerstoff im Brennraum besser ausgenutzt, da der Kraftstoff weitläufiger im Brennraum verteilt wird.

#### Sauerstoffverteilung

Zu einer homogenen Gemischbildung im Dieselmotor mit Direkteinspritzung gehört neben einer guten Kraftstoffaufbereitung auch die Luft- bzw. die Sauerstoffausnutzung. In Abb. 5.12 ist die Sauerstoffkonzentration für CIS und ASIS für drei verschiedene Zeitpunkte, zu Beginn, in der Mitte und am Ende der Verbrennung dargestellt. Zu Beginn der Haupteinspritzung fällt die Sauerstoffkonzentration bei ASIS im Brennraumzentrum ab, da zu diesem Zeitpunkt die vergrößerte Voreinspritzmenge den Sauerstoff teilweise schon verbraucht hat. Die Verbrennung der ASIS-Voreinspritzung mit der erhöhten Kraftstoffmenge in der Brennraummitte hat dort einen Bereich mit hoher Temperatur zur Folge, der im Folgenden als Hot Spot für die ASIS-Strategie bezeichnet wird. Bei  $11^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$  ist zu erkennen, dass die Strahlpenetration bei ASIS signifikant reduziert ist, wie schon in Kap. 5.2.1 festgestellt werden konnte. Die verringerte Strahleindringtiefe resultiert aus einer erhöhten Verdampfungsrate, wodurch die Gemischbildung verbessert wird. Die Haupteinspritzung erfährt bei der ASIS-Strategie durch den Hot Spot in der Mitte des Brennraums durch die ASIS-Voreinspritzung eine erhöhte Wärmezufuhr, so dass die Verdampfungsrate erhöht wird, was positive Auswirkungen auf die Gemischbildung hat. Der Hot Spot ist zu Beginn bei  $4^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$  und in der Mitte der Verbrennung bei  $11^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$  durch eine verringerte Sauerstoffkonzentration gut zu erkennen. Der Aufenthaltsort des Hot Spot ist nicht vollkommen stabil, sondern er verschiebt sich durch den Impuls der ASIS-Voreinspritzung leicht in Richtung des äußeren Brennraumbereichs. An dieser Stelle besteht noch Optimierungsbedarf für das Brennverfahren. Durch die Verschiebung des Hot Spot bildet sich in einem kleinen Bereich der Haupteinspritzung eine niedrige Sauerstoffkonzentration aus (2. Reihe, rechtes Bild). Abgesehen von dieser durch den Hot Spot lokal in einem kleinen Bereich der Omegamulde verringerten Sauerstoffkonzentration ist die Sauerstoffkonzentration in den Strahlkernen der Einspritzstrahlen der Haupteinspritzung bei ASIS durch eine schnellere

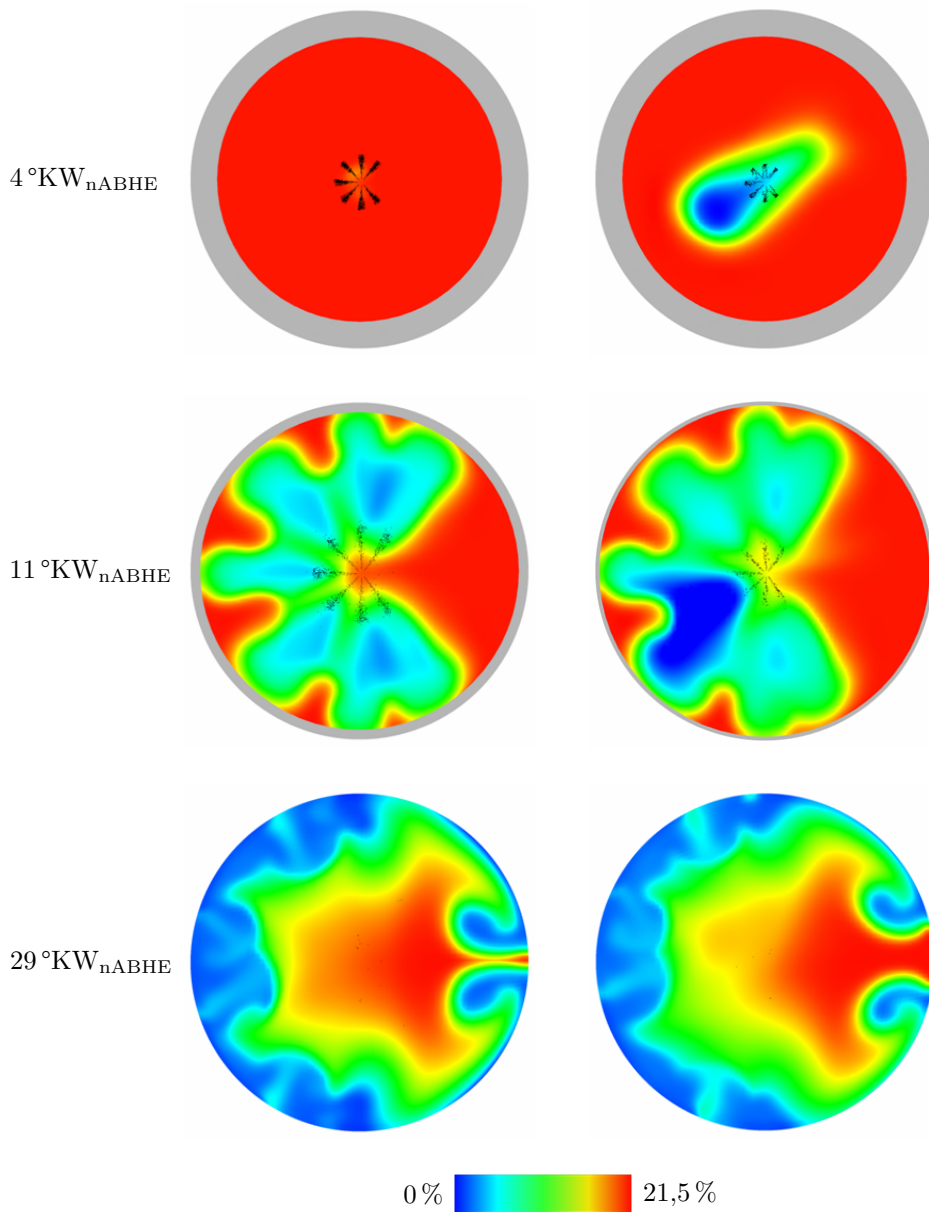


Abbildung 5.12: Sauerstoffkonzentration aus CFD-Simulation für CIS (links) und ASIS (rechts), 6 bar @ 1300 min<sup>-1</sup>, 4, 11 und 29 °KW<sub>nABHE</sub>

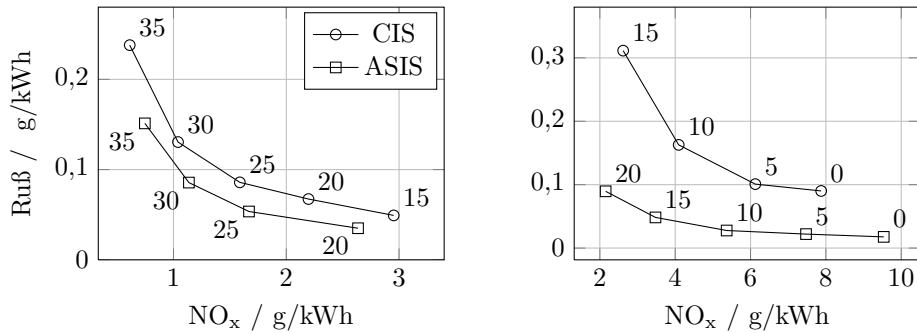


Abbildung 5.13: Ruß vs. NO<sub>x</sub>, CIS und ASIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) mit  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar und Bp. 4 (rechts) mit  $p_{\text{Rail}} = 2200$  bar

Gemischbildung höher als bei CIS. Die Gradienten in der Sauerstoffkonzentration fallen zwischen den Strahlen der Haupteinspritzung somit geringer aus.

Das Ende der Verbrennung ist in der dritten Bildreihe bei  $29^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$  dargestellt. Es lässt sich für die ASIS-Strategie insgesamt eine homogenere Sauerstoffkonzentration erkennen. Die blauen Randbereiche mit sehr niedriger Sauerstoffkonzentration sind bei CIS leicht größer. Die Brennraummitte hat im konventionellen Fall bei CIS eine höhere Sauerstoffkonzentration als bei ASIS und die Zwischenbereiche zwischen innerer und äußerer Zone mit mittlerer Sauerstoffkonzentration von ca. 10 %, was auf der Skala einer grünen Einfärbung entspricht, ist bei ASIS größer als bei CIS. Bei ASIS ist zum Ende der Verbrennung der Sauerstoff im Brennraum gleichmäßiger verteilt. Durch die ASIS-Voreinspritzung in die Brennraummitte wird die vorhandene Luft im Brennraum besser genutzt. Extrem fette Gemischbereiche werden dadurch verringert und einem Abbruch der Rußoxidation durch fehlenden Sauerstoff wird vorgebeugt.

### AGR-Toleranz

Die AGR-Rate übt durch Reduzierung der Spitzentemperaturen direkten Einfluss auf die Stickoxidemissionen aus. Zur besseren Vergleichbarkeit und zur Veranschaulichung des Trade-offs der kritischen Schadstoffemissionen sind diese in den folgenden Abbildungen über NO<sub>x</sub> dargestellt. Die Untersuchungen wurden in den Bp. 3 und 4 durchgeführt. Diese und noch weitere Variationen werden in (Binde, Busch et al. 2012) analysiert. Abb. 5.13 zeigt die Rußemissionen über Stickoxid. Die Datenknotenpunkte der folgenden Diagramme sind mit der zugehörigen AGR-Rate beschriftet. Mit der ASIS-Strategie tritt eine signifikante Verbesserung im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off auf. Die Stickoxidemissionen sind mit ASIS

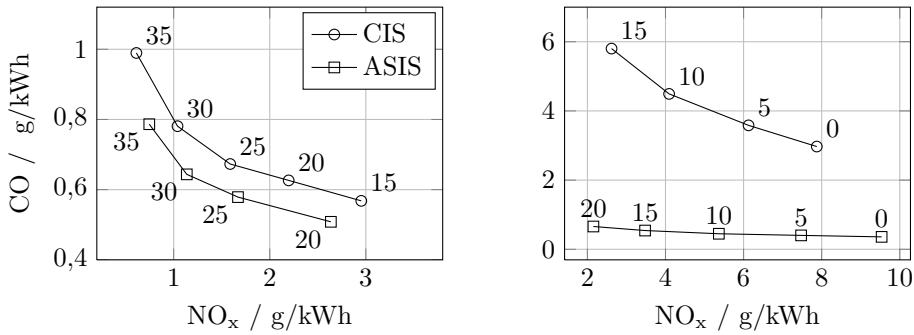


Abbildung 5.14: CO vs.  $\text{NO}_x$ , CIS und ASIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) mit  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar und Bp. 4 (rechts) mit  $p_{\text{Rail}} = 2200$  bar

bei gleicher AGR-Rate erhöht, wie schon in der neuen Parametrisierung der ASIS-Strategie in Kap. 5.1.2 auf S. 60 ff. festgestellt wurde. Allerdings sinken die Rußemissionen dafür drastisch, so dass bei ASIS für den Zielkonflikt zwischen Ruß und Stickoxid eine Verbesserung zu verzeichnen ist. Besonders bei höheren Lasten ist die Verbesserung durch niedrigere Rußemissionen signifikant zu sehen. Der Anstieg der Rußemissionen bei CIS in Bp. 4 von 10 % auf 15 % AGR-Rate verläuft deutlich steiler als bei ASIS. Die höhere AGR-Toleranz durch die verbesserte Sauerstoffausnutzung zeigt sich ebenso in den Kohlenmonoxidemissionen in Abb. 5.14. Kohlenmonoxid entsteht bei ungenügender Vermischung von Kraftstoff und Luft, so dass fette Gemischbereiche übrig bleiben. Mit der besseren Sauerstoffausnutzung bei ASIS sind Kohlenmonoxidemissionen schon bei 0 % AGR (in Abb. 5.14 rechts zu sehen) signifikant niedriger.

Sowohl bei den Ruß- als auch bei den Kohlenmonoxidemissionen ist die Schadstoffreduzierung durch die ASIS-Strategie bei mittlerer Last deutlich ausgeprägter. Diese ausgeprägte AGR-Toleranz gibt bei hohen Lasten die Möglichkeit einer signifikanten  $\text{NO}_x$ -Reduktion mit ASIS bei konstanten Rußemissionen im Vergleich mit CIS. So konnte im Bp. 4 über eine Erhöhung der AGR-Rate von 8 % bei CIS auf 25 % bei ASIS mit konstanten Rußemissionen eine  $\text{NO}_x$ -Reduktion von 71 % erreicht werden. Im Bp. 3 war über die Anpassung der ASIS-Strategie an die Rußemissionen der CIS-Strategie eine im Vergleich zu 71 % nur 53%ige  $\text{NO}_x$ -Reduktion möglich. Dies zeigt deutlich, dass die AGR-Toleranz der ASIS-Strategie bei Erhöhung der Last stärker ausgeprägt ist. Diese und noch weitere Daten zur Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Reduktion sind in Kap. 5.3 auf S. 78 ff. dargestellt.

Das unterschiedliche Verhalten der beiden Einspritzstrategien CIS und ASIS mit einer Erhöhung der AGR-Rate kann anhand der Massenanteile Ruß bildender Zonen Brennraum (Daten aus der CFD-Simulation) näher analysiert werden. Abb. 5.15 zeigt die Massenanteile für CIS und ASIS mit jeweils 10 % und 30 %

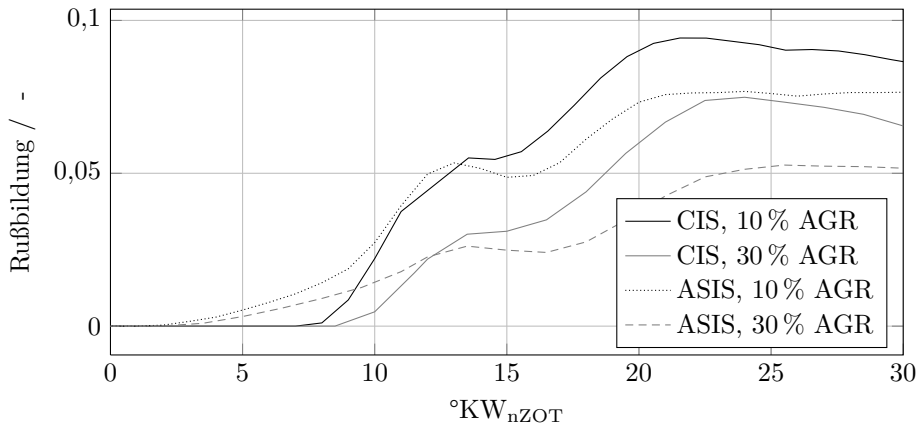


Abbildung 5.15: Verlauf der Massenanteile Rußbildung für CIS und ASIS mit jeweils 10 % und 30 % AGR-Rate in Bp. 3

AGR-Rate. Ruß bildende Zonen treten bei der ASIS-Strategie deutlich früher auf als bei CIS. Die ASIS-Voreinspritzung in die Brennraummitte verfügt über eine deutlich erhöhte Kraftstoffmenge. Die Verbrennung der ASIS-Voreinspritzung beginnt, während die Einspritzung selbst noch nicht abgeschlossen ist, so dass ein Teil des Kraftstoffs der Voreinspritzung diffusionskontrolliert verbrennt, wodurch Ruß entsteht, wie in der Abb. 5.15 zwischen 3 und 9 °KW<sub>nZOT</sub> zu sehen ist. D.h. mit der ASIS-Strategie wird an dieser Stelle zusätzlich Ruß gebildet. Die Rußbildung bei CIS setzt erst mit der zweiten Phase der Verbrennung der Haupteinspritzung bei ca. 8 °KW<sub>nZOT</sub> ein. Dafür steigt die Rußbildung bei CIS schneller an als bei ASIS. Bei beiden Einspritzstrategien ist zu sehen, dass die Rußbildung mit höherer AGR-Rate später einsetzt. Der Anteil an Rußbildung verläuft mit höherer AGR-Rate zudem weit unter dem Anteil mit verringerter AGR-Rate. Daraus folgt, dass die Rußemissionen im Dieselmotor in bedeutendem Maße nicht nur von der Rußbildung sondern auch von der Rußoxidation abhängen. Die Reduzierung der Rußbildung mit AGR-Erhöhung ist bei CIS nicht so stark ausgeprägt wie bei ASIS. Bei CIS sinkt der Anteil an Rußbildung um 24 %, bei ASIS sinkt dieser dagegen um 32 %, was die verbesserte AGR-Toleranz der ASIS-Strategie hervorhebt. Die Vorgänge zur Rußoxidation wurden mit der 2-Farben-Methode analysiert und werden in Kap. 5.3.2 auf S. 85 näher behandelt.



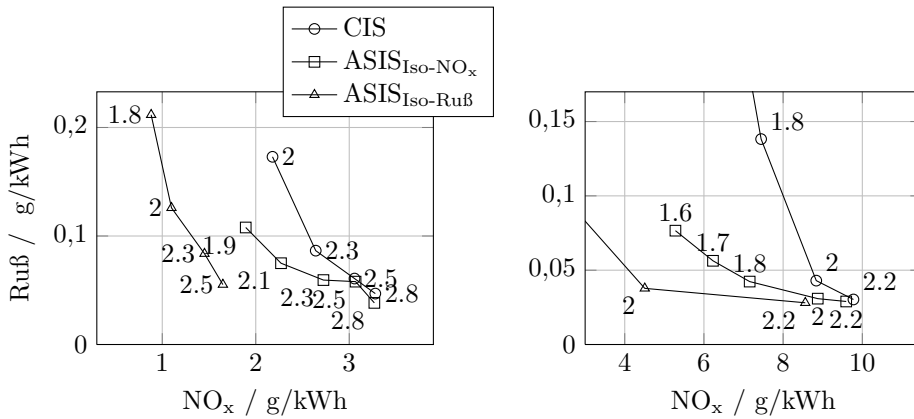


Abbildung 5.16: Ruß vs. NO<sub>x</sub>, CIS, ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub>, AGR-Variation für Bp. 3 (links), p<sub>Rail</sub> = 1500 bar und 4' (rechts), p<sub>Rail</sub> = 2000 bar

### Gemischanreicherung

Ein Trend bei neuen Brennverfahren und neuen Verbrennungsmotoren ist das Downsizing. Um den Verbrauch bei unterer Teillast im zyklusrelevanten Kennfeldbereich zu senken, wird das Hubvolumen des Motors reduziert, um den Motor in einer höheren spezifischen Last mit einem geringeren Verbrauch zu betreiben. Die Leistung des Motors sollte jedoch nicht reduziert werden, so dass höhere Lasten vom Motor gefordert werden. Dies bedeutet für den Dieselmotor mit reduziertem Zylindervolumen eine Gemischanreicherung. Für Bp. 3 und 4', also untere sowie mittlere Teillast, wurde das Luft-Kraftstoff-Verhältnis für die beiden Einspritzstrategien CIS und ASIS über die Anpassung des Ladedrucks variiert. Die ASIS-Strategie wurde in den zwei verschiedenen Varianten ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> für gleiche Stickoxidemissionen und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> für gleiche Rußemissionen untersucht. Die Anpassung der Ruß- und Stickoxidemissionen wurde dabei über eine Variation der AGR-Rate vorgenommen. Die Datenknotenpunkte der Abbildungen enthalten jeweils das Luft-Kraftstoff-Verhältnis. Das Ergebnis der Variation ist in Abb. 5.16 im Zielkonflikt zwischen Ruß und Stickoxiden aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass bei gleichem  $\lambda$  mit ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> eine signifikante Menge an Ruß eingespart werden kann. Mit erhöhter AGR-Rate zu ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> ist eine deutliche Reduktion von Stickoxiden zu erkennen. Besonders bei niedrigeren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen ist das Schadstoffeinsparpotenzial höher ausgeprägt. Dieses Verhalten im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off spiegelt sich zwischen Kohlenmonoxid und Stickoxiden wider, wie es in Abb. 5.17 deutlich wird. Durch eine bessere Luftausnutzung im Brennraum nehmen die fetten Gemischbereiche ab und eine Anreicherung des Gemischs mit

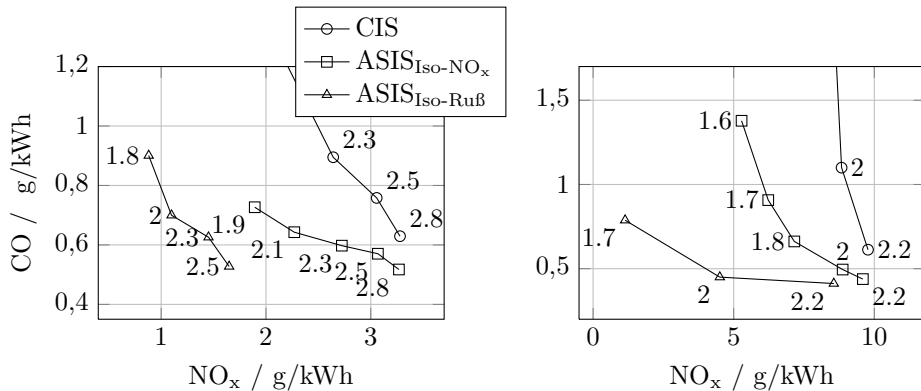


Abbildung 5.17: CO vs. NO<sub>x</sub>, CIS, ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub>, AGR-Variation für Bp. 3 (links),  $p_{\text{Rail}} = 1500$  bar und 4' (rechts),  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar

einem niedrigeren globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis hat geringere Auswirkungen auf die kritischen Schadstoffemissionen. Wie auch in der Variation der AGR-Rate in Kap. 5.2.3 festzustellen war, ergeben sich hinsichtlich höherer Lasten Vorteile mit der neuen Einspritzstrategie ASIS. Besonders für ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> zeigen sich bei einer gleichzeitigen Erhöhung der AGR-Rate signifikante Schadstoffreduktionspotenziale.

### 5.3 Ergebnisse einer parameteroptimierten Voreinspritzung

Die sechs in Abb. 5.1 (siehe Kap. 5.1 auf S. 58) gezeigten Betriebspunkte wurden ausgehend von den Ergebnissen der neuen Parametervermessung hinsichtlich niedriger Schadstoffemissionen bei konstanten oder reduzierten Geräuschemissionen optimiert. Ruß- und Stickoxidemissionen sind die maßgeblichen und kritischen Schadstoffemissionen für den Dieselmotor mit Direkteinspritzung und stellen bei der Brennverfahrensoptimierung einen Zielkonflikt dar. Die Optimierung wurde deshalb in zwei Schritten durchgeführt. Es wurde eine Parameteroptimierung hinsichtlich der maximal möglichen Reduktion von Ruß bei konstantem NO<sub>x</sub> – im Folgenden ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> genannt – und eine zweite hinsichtlich der maximal möglichen Reduktion von NO<sub>x</sub> bei konstantem Ruß – ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> genannt – durchgeführt. Die Anpassung an konstante Ruß- bzw. NO<sub>x</sub>-Emissionen wurde mittels der AGR-Rate vorgenommen, welche sich durch die hohe AGR-Toleranz der ASIS-Strategie (siehe Kap. 5.2.3 auf S. 74 ff.) eignet.

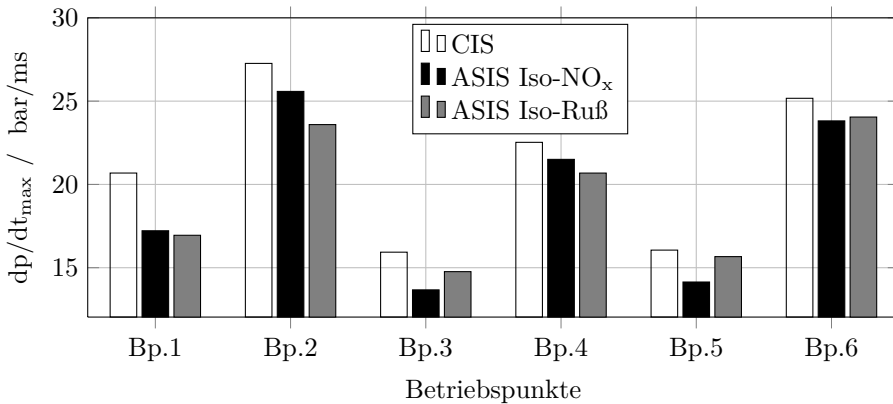


Abbildung 5.18: Geräuschentwicklung bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid

### 5.3.1 Schadstoffe, Verbrauch und Verbrennungsgeräusch

Die Geräuschemissionen sind für die Untersuchungen dieser Arbeit ein weiterer wichtiger Punkt, da sie die Ursache für die Applikation einer Voreinspritzung sind. Wie in Kap. 2.5 auf S. 21 f. dargestellt, resultiert ein hoher Anteil des Frequenzbandes der Geräuschemissionen der Verbrennung aus dem plötzlichen maximalen Druckanstieg, der durch die erste Phase der Verbrennung, dem Premixed-Peak (siehe Kap. 2.3.2 auf S. 9 f.), hervorgerufen wird. Die in Abb. 2.9 auf S. 21 gezeigten Brennraumresonanzen stammen ebenfalls von der Anregung durch den schlagartig einsetzenden maximalen Druckanstieg (Schneider 1987). Aus diesem Grund wird für eine Bewertung des Geräuschs der maximale Druckanstieg als Maß genommen. Die Geräuschemissionen aus der Optimierung für die konventionelle Einspritzstrategie CIS sowie für die beiden neuen Einspritzstrategien  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ruß}$  sind in Abb. 5.18 für alle untersuchten Betriebspunkte aufgetragen. Für alle sechs Betriebspunkte konnten die Geräuschemissionen mit der neuen Einspritzstrategie  $ASIS_{Iso-NO_x}$  bzw.  $ASIS_{Iso-Ruß}$  im Vergleich zu CIS annähernd konstant gehalten oder sogar noch weiter reduziert werden. Mit diesem Ergebnis wird dem Grund einer Voreinspritzung Rechnung getragen und die neue Einspritzstrategie bietet einen vollwertigen Ersatz, wenn nicht sogar eine Verbesserung.

In Abb. 5.19 sind die Rußemissionen der drei Variationen für jeden Betriebspunkt aufgetragen. Die Rußemissionen bei der Variante  $ASIS_{Iso-Ruß}$  liegen auf gleichem oder sogar leicht unter dem Niveau von CIS. Der Benefit von  $ASIS_{Iso-Ruß}$  ist in den Stickoxidemissionen in Abb. 5.20 ersichtlich. Hier liegt in allen Betriebspunkten eine deutliche Reduzierung von Stickoxid vor. Der Benefit von  $ASIS_{Iso-NO_x}$  wird

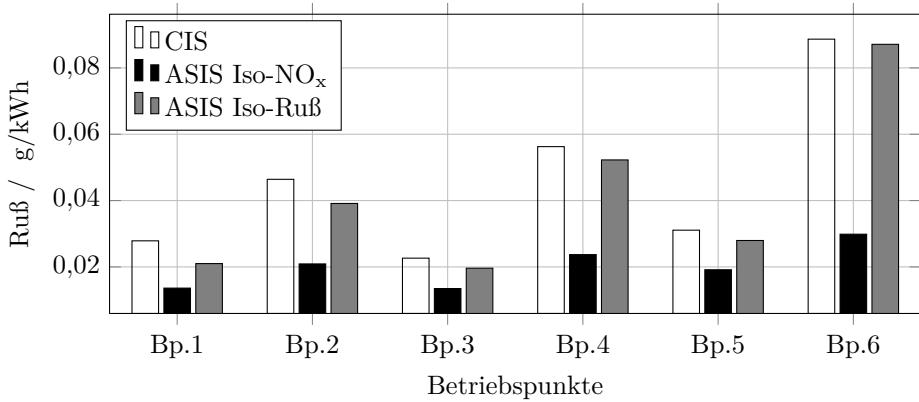


Abbildung 5.19: Rußemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid

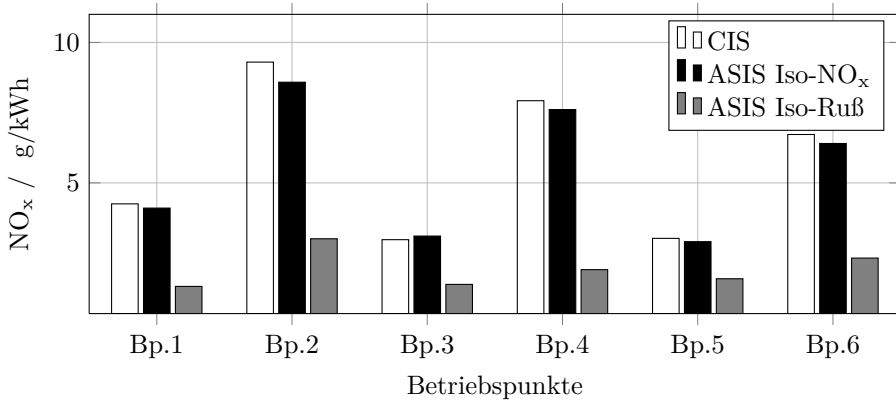


Abbildung 5.20: Stickoxidemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid

in Abb. 5.19 in der Rußreduktion deutlich. Es ist eine signifikante Reduzierung von Ruß in allen Betriebspunkten möglich.

Kohlenmonoxidemissionen haben ähnliche Ursachen wie Rußemissionen, sie resultieren aus fetten Gemischbereichen im Brennraum. Daher sind diese, wie in Abb. 5.21 zu sehen ist, in der Variante ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> gegenüber CIS stark reduziert. Besonders bei höheren Lasten, welche durch die Betriebspunkte 2, 4 und 6 mit einem indizierten Mitteldruck von  $p_{mi} = 11$  bar dargestellt sind, ist eine signifikante Reduktion von Kohlenmonoxid zu erkennen. Zudem fällt auf, dass sich auch bei

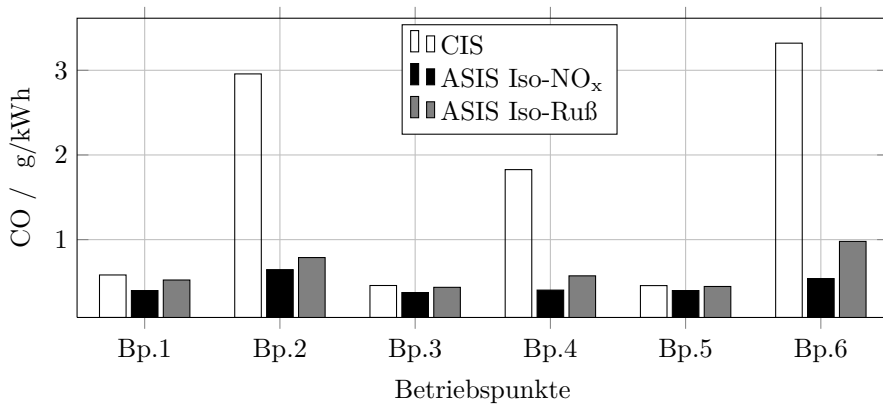


Abbildung 5.21: Kohlenmonoxidemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid

der Variante  $ASIS_{Iso-Ruß}$  eine signifikante Reduktion von Kohlenmonoxid ergeben hat. Durch die relativ große Voreinspritzmenge in der Brennraummitte kann die Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung um diesen Anteil reduziert werden. Dadurch wird der Brennraumbereich in der Omega-Mulde abgemagert und der Bereich in der inneren Mulde, welcher bei CIS keine Kraftstoffeinspritzung erfährt, angereichert. Damit ergibt sich in Bereichen mit extrem fettem Gemisch eine lokale Abmagerung, was die massiv reduzierten Kohlenmonoxidemissionen auch bei der Variante  $ASIS_{Iso-Ruß}$  erklärt.

Der Verbrauch verhält sich mit der neuen Einspritzstrategie ASIS ähnlich zu CIS. In Abb. 5.22 ist für die sechs untersuchten Betriebspunkte der spezifische Verbrauch aufgetragen. Innerhalb der Betriebspunkte sind keine signifikanten Veränderungen erkennbar. Der spezifische Verbrauch wird deshalb im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht näher betrachtet.

Die absoluten Werte können für einen Motor dieser Klasse als relativ hoch erscheinen. Durch den optischen Zugang und die Aussparungen im Kolben ist der erste Kompressionsring des Kolbens oberhalb des optischen Zugangs, so dass die Abdichtung vom Brennraum zum Kurbelgehäuse nur noch über den zweiten Kompressionsring erfolgen kann, was sich in einem erhöhten Blowby äußert. Weiterhin resultieren aus dem optischen Zugang und der Aussparung im Kolben ein erhöhtes Kompressionsvolumen und somit eine verringerte Verdichtung. Diese Umstände führen zu thermodynamischen Verlusten, so dass mit den absoluten Werten in Abb. 5.22 kein Vergleich zu anderen Aggregaten geschlossen werden kann.

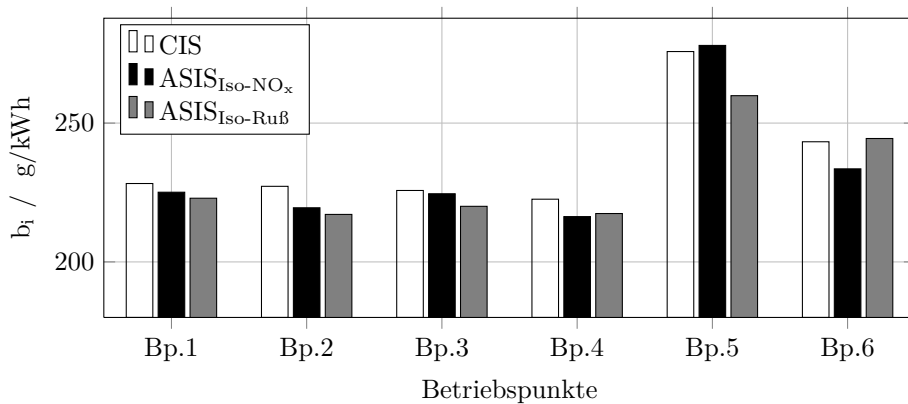


Abbildung 5.22: Spezifischer Verbrauch bei Optimierung der ASIS-Strategie

### 5.3.2 Analyse der kritischen Schadstoffe

Die grundlegenden Unterschiede in der Gemischbildung und Verbrennung zwischen den beiden Einspritzstrategien und die sich aus der besseren Luftausnutzung im Brennraum ergebenden Vorteile wurden in Kap. 5.2 und 5.2.3 dargestellt. Mit diesem Hintergrund werden im Folgenden die Schadstoffemissionen im Detail beleuchtet und analysiert.

In der Gewichtung der Lastpunkte im WHSC ist der Bp. 3 einer der Punkte mit größerem Einfluss. Die Drehzahl mit  $1300 \text{ min}^{-1}$  hat sich in den experimentellen Untersuchungen für den Prüfstand aufgrund geringer Vibrationen, bedingt durch Eigenfrequenzen des Prüfstandsaufbaus, als geeignet herausgestellt. Die Last mit  $\text{pmi} = 6 \text{ bar}$  entspricht ca. 25 % der Motorlast und eignet sich für optische Untersuchungen mit sensiblen Brennraumgläsern, welche durch zu hohen Druck zu stark belastet werden. Im Vergleich der Betriebspunkte untereinander hat sich gezeigt, dass die auftretenden Effekte bei allen Betriebspunkten mit gleicher Tendenz auftreten. Aus diesen Gründen ist die detaillierte Analyse von Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen meist im Bp. 3 und je nach Möglichkeit auch im Bp. 4 durchgeführt worden. Es werden Ergebnisse aus der Druckverlaufsanalyse, der 2-Farben-Methode und der Flammvisualisierung aufgezeigt. Die Parametrisierung von Bp. 3 ist in Tab. 5.1 dargestellt.

Der Zylinderdruck und Brennverlauf für die drei Varianten CIS, ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> sind in Abb. 5.23 dargestellt. Für ASIS erfolgt ein früherer Anstieg der Brennrate durch die vorgezogene Voreinspritzung und die um ein Vielfaches erhöhte Kraftstoffmenge für die Voreinspritzung. Mit der einsetzenden Verbrennung der Haupteinspritzung steigt die Brennrate bis zu ihrem Maximum. Der

Tabelle 5.1: Betriebspunktparameter für CIS, ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub>

	CIS	ASIS <sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub>	ASIS <sub>Iso-Ruß</sub>
ABVE / °KW <sub>nZOT</sub>	-6	-9	-10
VEM / mg	1	6	6
ABHE / °KW <sub>nZOT</sub>	-3	-2	-3
ABNE / °KW <sub>nZOT</sub>	17	18	17
NEM / mg	12	12	12
Ruß / mg/kWh	23	13	20
NO <sub>x</sub> / g/kWh	3,0	3,1	1,4
m <sub>Luft</sub> / kg/h	81	82	71
AGR / %	21	22	33

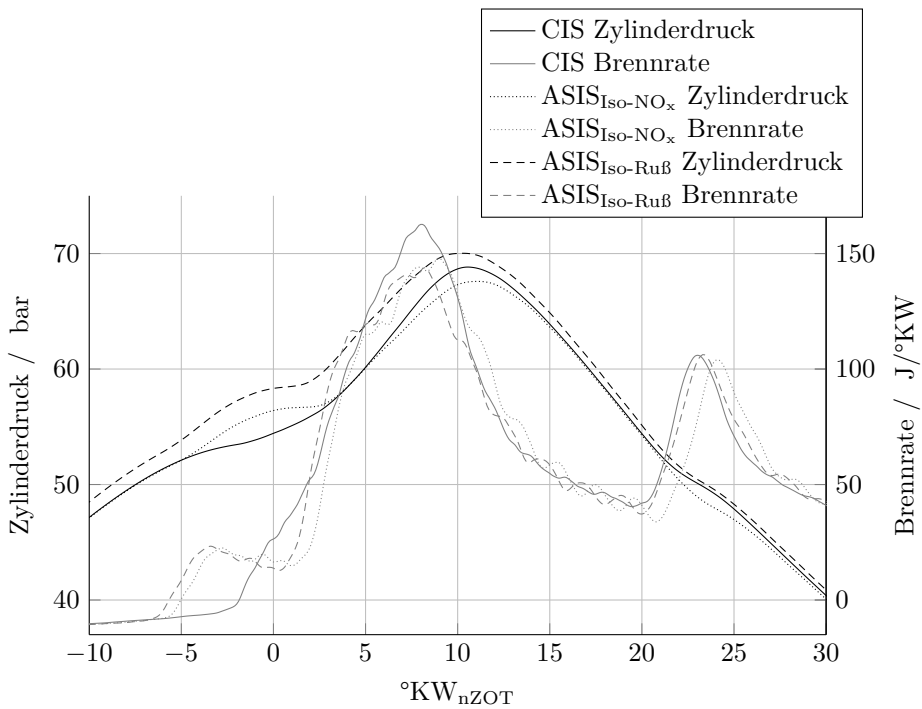


Abbildung 5.23: Zylinderdruckverlauf und Brennrate der optimierten Einspritzstrategien

maximale Druckanstieg ist bei den beiden ASIS-Strategien gleich und gegenüber CIS verringert. Bei der konventionellen Strategie CIS zeigt sich eine höhere maximale Brennrate im Vergleich zu den beiden ASIS-Strategien. Durch die größere Kraftstoffmasse der Haupteinspritzung bei CIS wird in der Omegamulde durch den Impuls der Einspritzung mehr Turbulenz erzeugt und mehr Kraftstoff innerhalb der kurzen Zeit eingebracht, was die erhöhte maximale Brennrate erklärt. Das Druckniveau bei  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  ist erhöht, da diese Variante eine deutlich höhere AGR-Rate benötigt, um die zu CIS gleichen Rußemissionen zu realisieren. Wie im Brennverlauf deutlich wird, wurde eine Nacheinspritzung eingesetzt. Diese Nacheinspritzung entspricht einer konventionellen Nacheinspritzung durch den zentral im Zylinderkopf sitzenden Injektor. Die Option einer räumlich getrennten Nacheinspritzung wurde ebenfalls untersucht und ist in Kap. 5.5 auf S. 95 f. dargestellt. Weiterhin fällt auf, dass bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$  die Verbrennung im Vergleich zu CIS und  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  später einsetzt, was aus der um  $1^\circ KW$  verschobenen Einspritzansteuerung resultiert. Diese zeitliche Verschiebung wurde aufgrund der Gleichstellung des Verbrennungsschwerpunkts vorgenommen.

### Rußbildung

Die Rußbildung im Brennraum läuft unter sauerstoffarmen Bedingungen in einem definierten Temperaturfenster (Akihama et al. 2001) ab. Die entscheidenden Daten zur lokalen Verteilung vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der Temperatur können aus der Simulation ausgelesen werden, wie es in Kap. 4.4.3 auf S. 54 beschrieben ist. Daraus ergibt sich in Abb. 5.24 der Verlauf der rußbildenden Massenanteile für den Bp. 3 (links) und den Bp. 4 (rechts). Durch die erhöhte Kraftstoffmenge in der Voreinspritzung im Brennraumzentrum zeichnet sich für beide ASIS-Strategien eine früher einsetzende Rußbildung ab, wie es in der Vergrößerung bei Bp. 3 und bei Bp. 4 zu sehen ist. Bei CIS in Bp. 3 beginnt der Anteil rußbildender Zonen später, aber dafür steiler zu wachsen. Im gesamten Verlauf  $8 \dots 30^\circ KW_{nZOT}$  ist der Anteil an Rußbildung mit CIS durch die schlechtere Sauerstoffausnutzung im Brennraum erhöht. Im Vergleich zwischen  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  ist zu sehen, dass die Kurve von  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  immer leicht unterhalb von  $ASIS_{Iso-NO_x}$  liegt, d.h. die Rußbildung fällt hier für  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  geringfügig geringer aus. Die Rußemissionen bei  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  fallen in der Messung jedoch höher aus. Durch die massiv gesteigerte AGR-Rate steht der Verbrennung eine geringere Sauerstoffkonzentration im Brennraum zur Verfügung, was einen negativen Einfluss auf den Rußoxidationsprozess zur Folge hat. Für den höheren Lastpunkt Bp. 4 wird anhand der Simulationsdaten deutlich, dass wie bei Bp. 3 die Rußbildung durch die erhöhte Voreinspritzmenge im Brennraumzentrum früher beginnt. Ab  $5^\circ KW_{nZOT}$  verlaufen die Anteile zur Rußbildung bei CIS und bei beiden ASIS-Varianten annähernd gleich. Die Rußemissionen zeigen für  $ASIS_{Iso-NO_x}$  aber deutliche Unterschiede, d.h. die Ursache ist im Verlauf der Rußoxidation begründet. Da



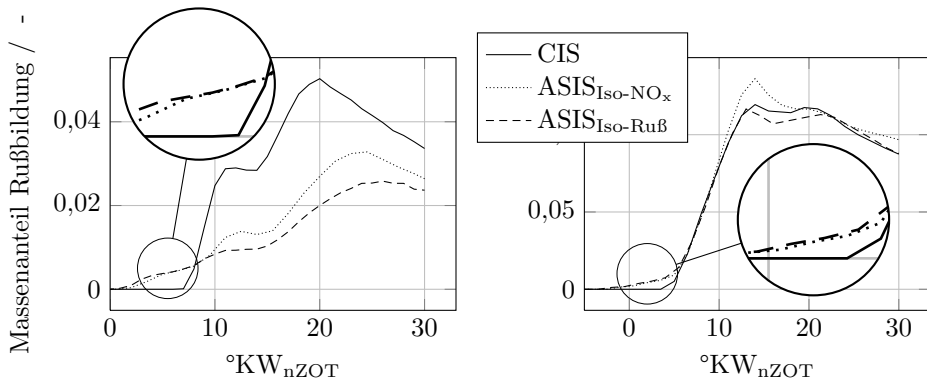


Abbildung 5.24: Verlauf der Massenanteile der Rußbildung für CIS,  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ruß}$  im Bp. 3 (links) und im Bp. 4 (rechts)

die Simulationsrechnung nur bis ca.  $30^\circ KW_{nZOT}$  möglich war, erfolgt die Analyse und Darstellung der Rußoxidation über die Ergebnisse der 2-Farben-Methode.

### Rußoxidation

In Bp. 3 sind für alle drei Variationen Messungen mit der 2-Farben-Methode durchgeführt worden. Diese ermöglicht Einblicke in den kurbelwinkel aufgelösten Verlauf von Temperatur und Rußkonzentration während der Verbrennung. Die Ergebnisse der 2-Farben-Methode beruhen auf einem definierten Beobachtungsvolumen eines Strahls der Haupteinspritzung. Die ASIS-Voreinspritzung wird außerhalb dieses Beobachtungsbereiches in die Brennraummitte eingebracht. Dadurch wird die Rußkonzentration der ASIS-Voreinspritzung durch die Aufnahmen mit der 2-Farben-Methode nicht erfasst. Daraus folgt, dass die Ergebnisse aus den Messungen mit der 2-Farben-Methode zum Beginn der Rußbildung lediglich eine lokale Betrachtung in der Omegamulde für die Haupteinspritzung zulassen. Für die Betrachtung der Rußoxidation am Ende der Verbrennung sind aufgrund der weiteren Vermischung im Brennraum die Aussagen aus dieser pyrometrischen Analyse global zulässig.

In Abb. 5.25 ist der Verlauf von Temperatur und Rußkonzentration für die drei optimierten Varianten CIS,  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ruß}$  im beobachtungsrelevanten Bereich zwischen 0 und  $48^\circ KW_{nZOT}$  dargestellt. Die berechnete Temperatur wurde erst ab dem Zeitpunkt aufgetragen, an dem sich die Rußkonzentration merklich erhöhte. Davor ist der Fehler durch sehr schwach ausgeprägte Rußstrahlung zu groß, was sich hier zu Beginn der diffusionskontrollierten Verbrennung

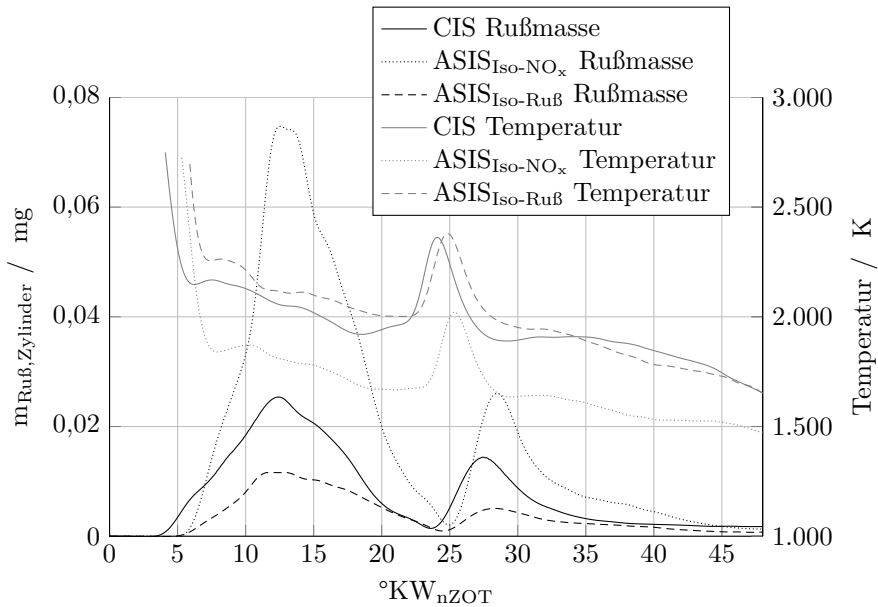


Abbildung 5.25: Temperatur und Rußkonzentration während der Verbrennung, aufgenommen mit der 2-Farben-Methode

mit einhergehender Rußbildung in zu hohen Temperaturen zeigt. Nach R. Pischinger et al. (2009) liegen die Spitzentemperaturen bei der Dieselerverbrennung mit Direkteinspritzung bei ca. 2750 K, was sich annähernd mit den hier berechneten Ergebnissen deckt, jedoch durch die schwache Rußstrahlung zu Beginn der Verbrennung verfälscht ist. Zu einem späten Zeitpunkt ist das Rußleuchten ebenfalls schwach ausgeprägt, so dass der Fehler in den Ergebnissen zu groß wurde. Aus diesem Grund wurde auf eine Darstellung zu späteren Zeitpunkten als 48 °KW<sub>nZOT</sub> verzichtet.

Es fällt auf, dass der erste Zeitpunkt des Auftretens von Rußleuchten bei CIS um ca. 1-2 °KW früher auftritt als bei den beiden ASIS-Varianten. Für eine Korrektur der Schwerpunktlage ist der Zeitpunkt der Haupteinspritzung bei ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> um 1 °KW nach spät verschoben worden. D.h. das Rußleuchten beginnt bezogen auf den Abstand zur Einspritzung zuerst bei CIS, anschließend bei ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und schließlich bei ASIS<sub>Iso-RuB</sub>.

Durch die CIS-Voreinspritzung in die Omegamulde hat das darin enthaltene Brennraumgas höhere Temperaturen als bei ASIS. Dies führt zu einem kürzeren Zündverzug mit einem geringeren Premixed-Peak, d.h. der diffusionskontrollierte Anteil der Verbrennung mit der charakteristischen Rußbildung und dem Rußleuch-

ten beginnt früher. Bei  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  beginnt das Rußleuchten später, da durch den erhöhten Inertgas-Anteil die Vermischung mit Sauerstoff und die Entzündung langsamer abläuft. Die Temperaturen in diesem Bereich sind noch nicht verwertbar. Werte um die 3000 K oder höher haben aufgrund der Verwendung der Wienschen Näherung keine Gültigkeit, welche nur bei Temperaturen unterhalb 3000 K anwendbar ist.

Der maximale Rußgehalt im Brennraum fällt bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$  deutlich höher aus im Vergleich zu CIS. Dagegen ist der Spitzenwert von  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  niedriger als der Wert von CIS. Die niedrigeren Temperaturen in der Omegamalde zu Beginn der Rußbildung bei ca. 1700 K mit  $ASIS_{Iso-NO_x}$  begünstigen hier eine stärkere Rußbildung. Dies zeigt wiederum, dass die maximale Rußkonzentration im Brennraum während einer Verbrennung kein Indiz für die Rußemissionen ist. Die deutlich abgesenkte Rußmenge im Maximum bei  $ASIS_{Iso-Ru\beta}$  kann sich in der erhöhten AGR-Rate begründen, welche die Geschwindigkeit der ablaufenden Reaktionen mit einem höheren Inertgasanteil senkt. Die Rußbildung verläuft langsamer und die Rußoxidation setzt ein, so dass das Rußmaximum damit reduziert ist. Nach dem Rußmaximum bei ca.  $12^\circ KW_{nZOT}$  beginnt die Phase der globalen Rußoxidation, d.h. die Prozesse der Rußoxidation überlagern die Prozesse der Rußbildung anteilig. Es wird deutlich, dass die Rußoxidation bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$  sehr stark ausgeprägt ist im Vergleich zu den beiden anderen Varianten. Bei ca.  $20^\circ KW_{nZOT}$  ist für  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und CIS ein leichter Knick vorhanden, allerdings ist die Rußoxidation im Anschluss immer noch deutlich höher als bei CIS. Bis zum Einsatz der Nacheinspritzung und der daraus folgenden kurzzeitigen Rußbildung sinken alle Rußkonzentrationen auf ein ähnliches Niveau ab. Die Rußoxidationsphase der Nacheinspritzung zeigt wieder eine ähnliche Tendenz für die unterschiedlich ausgeprägten Rußoxidationsphasen der drei Varianten, welche folglich eine Ursache für unterschiedliche Rußemissionen darstellen.

In Abb. 5.26 ist die Rußkonzentration in dem Bereich des Ausbrands, der Phase 3 der Dieselverbrennung, aufgetragen, was diese Annahme bestätigt (Binde, Busch et al. 2012). Die im Ausbrand errechneten Werte unterliegen aufgrund der geringen Strahlungsintensität am Ende der Verbrennung einem größeren Fehler. Das bedeutet, es ist nicht möglich, den absoluten Wert dieser Größen für eine Analyse zu verwenden. Jedoch kann aus den Werten eine Tendenz herausgelesen werden. Bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$  ist selbst zu dieser späten Phase der Verbrennung noch eine Rußoxidation deutlich zu erkennen. Bei CIS hingegen sind die Werte für die Rußmenge konstant. Das bestätigt die getroffene Annahme, dass für geringe Rußemissionen eine gute Rußoxidation während der Verbrennung ausschlaggebend ist, was eine gute Luftausnutzung und die Vermeidung fetter Gemischbereiche voraussetzt. Durch die räumliche Trennung der Voreinspritzung mit der signifikant erhöhten Kraftstoffmenge ist diese Bedingung gegeben, da somit die Mitte des Brennraums zusätzlich zur Verbrennung genutzt wird.

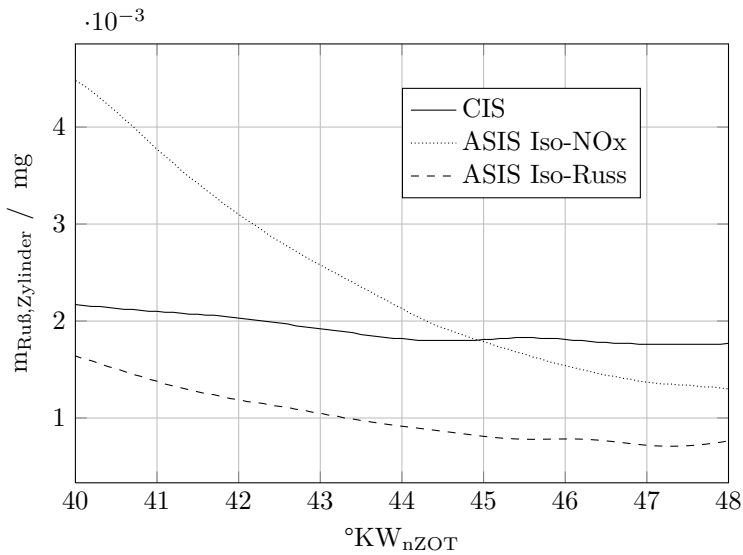


Abbildung 5.26: Rußkonzentration aus 2FM am Ende der Verbrennung für die drei Varianten CIS, ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> und ASIS<sub>Iso-Ruß</sub>

Um den Einfluss der Rußoxidation zu validieren, sind in den Abb. 5.27 und 5.28 die Ergebnisse der 2-Farben-Methode an Bp. 3 mit und ohne konventionelle Voreinspritzung dargestellt. Der verlängerte Zündverzögerung ohne Voreinspritzung ist deutlich erkennbar. Die anschließende Rußoxidation verläuft ohne Voreinspritzung steiler. Der interessante Bereich der Rußoxidation befindet sich zeitlich nach der Nacheinspritzung im Bereich 40. . . 50 °KW und ist in Abb. 5.28 dargestellt. Auch hier geht hervor, dass die Rußoxidation in der Verbrennung ohne Voreinspritzung noch andauert, während in der Verbrennung mit konventioneller Voreinspritzung diese ab ca. 44 °KW<sub>nZOT</sub> stoppt. Die Rußemissionen dieses Vergleichs belaufen sich in der Messung auf Ruß<sub>CIS</sub> = 25,4 mg/kWh und Ruß<sub>ohne VE</sub> = 13,3 mg/kWh und sind somit konsistent im qualitativen Vergleich zu dem Ergebnis der Rußberechnung aus der 2-Farben-Methode zum Ende der Berechnung bei 48 °KW<sub>nZOT</sub>.

### NO<sub>x</sub>-Bildung

In Abb. 5.25 auf S. 86 wird deutlich, dass sich bei der Berechnung der Flammtemperatur für die Variante ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> höhere Temperaturen als für ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> ergeben. Dies scheint fragwürdig im Hinblick auf die erhöhte AGR-Rate von 22 % auf 33 %. Durch die Umstände am experimentellen Aufbau am Prüfstand konnte mit der erhöhten AGR-Rate die Frischluftmasse in den Motor nicht konstant

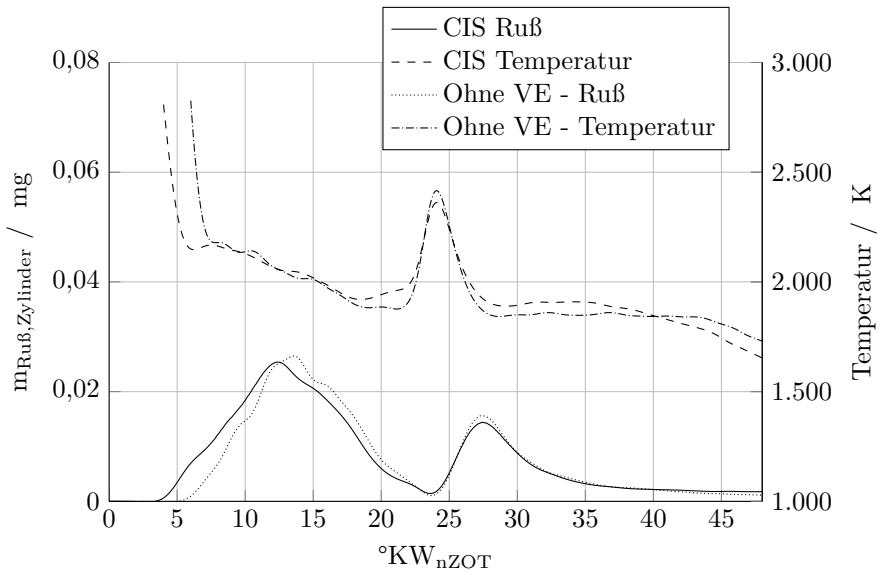


Abbildung 5.27: Temperatur und Rußkonzentration aus 2-Farben-Messungen während der Verbrennung einer konventionellen Voreinspritzung und ohne Voreinspritzung

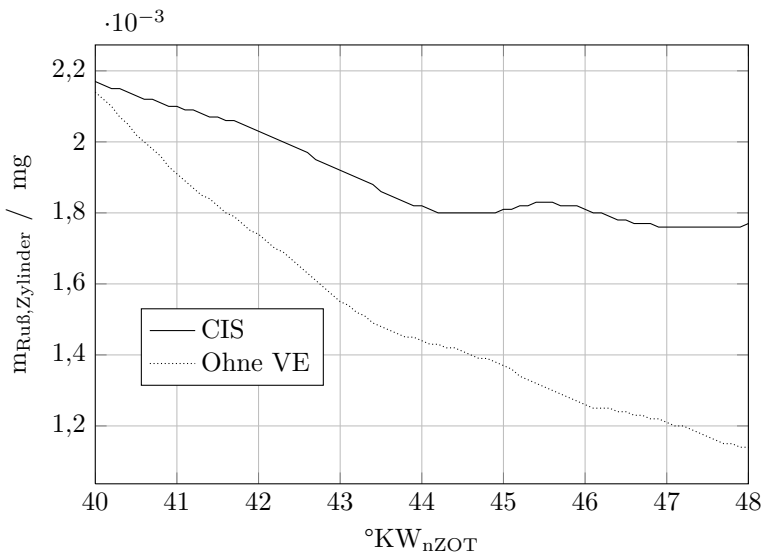


Abbildung 5.28: Rußkonzentration aus 2FM am Ende der Verbrennung, Vergleich von CIS und ohne VE

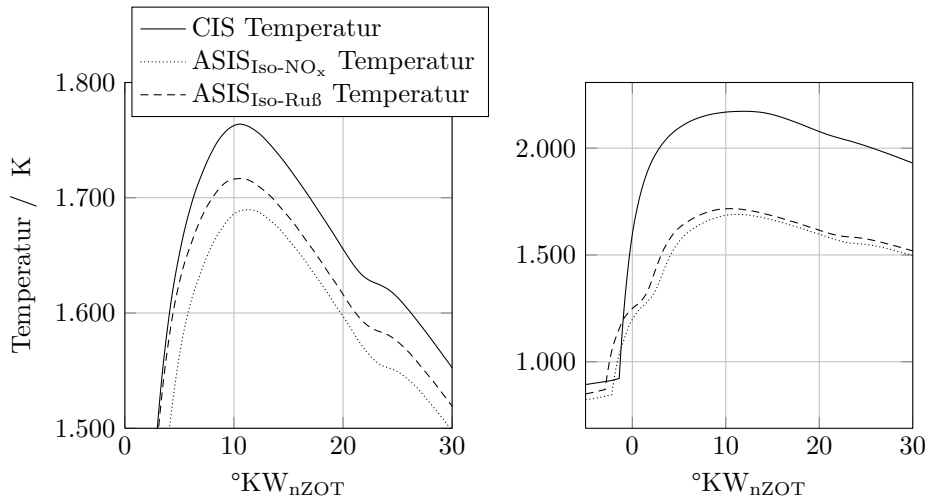


Abbildung 5.29: Temperaturen im Verbrannten aus der DVA der optimierten Einspritzstrategien in Bp. 3 (links) und Bp. 4 (rechts)

gehalten werden, so dass diese von 83 kg/h auf 73 kg/h gesunken ist. Dies führt zu einer Reduktion von kaltem Inertgas aus Frischluft und über die AGR-Erhöhung hinaus zu einer weiteren Reduzierung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$ , was sich in einem Anstieg der Brennraumtemperaturen zeigt. Die erhöhten Temperaturen mit ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> gegenüber ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> sind in Abb. 5.29, welche die Temperaturen des verbrannten Gases aus der zweizonigen Arbeitsprozessrechnung zeigt, ersichtlich. Dennoch sind die NO<sub>x</sub>-Emissionen für ASIS<sub>Iso-Ruß</sub> im Vergleich zu ASIS<sub>Iso-NO<sub>x</sub></sub> stark gesunken (siehe Abb. 5.20 auf S. 80). Aus den Daten der CFD-Simulation lassen sich wie im Falle der Rußbildung die Massenanteile von Brennraumzonen, welche die thermische Stickstoffmonoxidbildung begünstigen, ermitteln und im Verlauf über  $^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$  darstellen. Da die thermische NO-Bildung unter den meisten motorischen Bedingungen die Hauptursache für NO<sub>x</sub> darstellt, kann über diese Daten auf die gesamten NO<sub>x</sub>-Emissionen geschlossen werden (Merker, Schwarz und Teichmann 2011). Dieser Bereich weist für beide Einspritzstrategien deutliche Unterschiede auf, was aus den Daten der CFD-Simulation für Bp. 3 und Bp. 4 in Abb. 5.30 hervorgeht. Bei der Bewertung dieser Daten ist zu beachten, dass die Bereiche im Brennraum mit einer Temperatur von  $T \geq 2000 \text{ K}$  alle gleich gewichtet mit in die Daten einfließen. Dabei unterscheidet sich die gebildete Menge an NO nach Merker, Schwarz, Stiesch et al. (2006) zwischen den Temperaturen  $T = 2000 \text{ K}$  und  $T = 2500 \text{ K}$  mit dem Faktor 50. Dies betrifft jedoch nur die lokalen Bereiche mit den Spitzentemperaturen. Eine differenziertere Auswertung mit unterschiedlichen Temperaturbereichen wurde

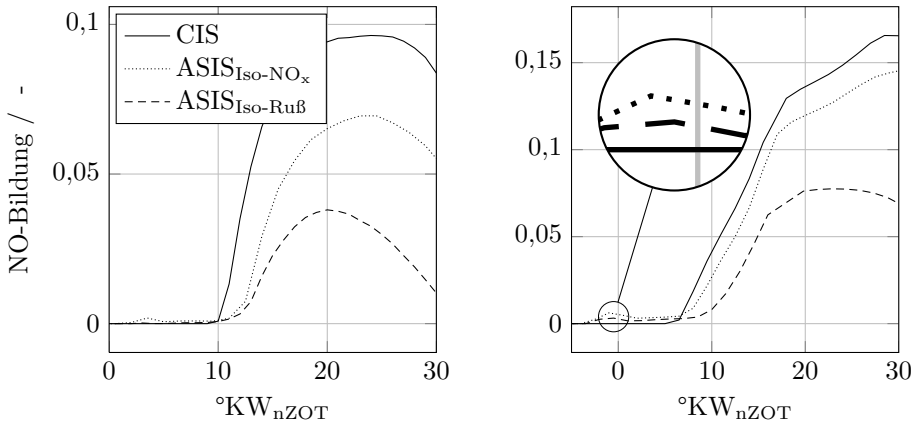


Abbildung 5.30: Verlauf der Massenanteile für die Stickoxidbildung, CIS,  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ruß}$  in Bp. 3 (links) u. 4 (rechts)

im Ansatz verfolgt, brachte aber keinen Mehrwert an Informationen. Im direkten Vergleich zwischen CIS und  $ASIS_{Iso-NO_x}$  in Bp. 3 sieht man eine NO-Produktion bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$  bei ca.  $3\text{ }^\circ KW_{nZOT}$ , was aus der ASIS-Voreinspritzung resultiert. Bei CIS findet zu diesem Zeitpunkt keine NO-Bildung statt. Im weiteren Verlauf ab  $10\text{ }^\circ KW_{nZOT}$  zeigt dagegen CIS immer eine höhere NO-Bildung. Die  $NO_x$ -Emissionen sind aber gleich. Daraus folgt, dass bei Überschneidung der Kurven im Verlauf keine Aussagen über die absolut gebildete  $NO_x$ -Menge möglich ist. Bei  $ASIS_{Iso-Ruß}$  sieht man in Bp. 3 für die ASIS-Voreinspritzung keine NO-Bildung wie bei  $ASIS_{Iso-NO_x}$ . Im weiteren Verlauf ist die NO-Bildung im Vergleich zu den anderen Einspritzstrategien stark reduziert, so dass von einer verringerten NO-Bildung insgesamt ausgegangen werden kann, was die Ergebnisse der  $NO_x$ -Emissionsmessung bestätigen.

Aus den Diagrammen kann zusätzlich die Information, zu welchem Zeitpunkt NO entsteht, gewonnen werden. In Abb. 5.30 ist dafür der Bereich  $0 \dots 10\text{ }^\circ KW$  relevant. Im vergrößerten Ausschnitt in Bp. 4 (rechts) ist zu sehen, dass mit beiden ASIS-Strategien bereits mit der ASIS-Voreinspritzung NO-bildende Zonen im Brennraumzentrum entstehen. Dies erklärt auch die leicht erhöhten gemessenen Stickoxidemissionen von  $ASIS_{Iso-NO_x}$  gegenüber CIS. Im Vergleich zwischen  $ASIS_{Iso-NO_x}$  und  $ASIS_{Iso-Ruß}$  ist in beiden Diagrammen ersichtlich, dass der Massenanteil von  $ASIS_{Iso-Ruß}$  im kompletten abgebildeten Verlauf unterhalb von  $ASIS_{Iso-NO_x}$  liegt, so dass in diesem Fall auf eine verringerte NO-Bildung bei  $ASIS_{Iso-Ruß}$  im Vergleich zu  $ASIS_{Iso-NO_x}$  geschlossen werden kann. In Bp. 4 ist zu erkennen, dass bei  $ASIS_{Iso-Ruß}$  der NO-bildende Massenanteil ab ca.  $25\text{ }^\circ KW_{nZOT}$  abfällt, während dieser bei CIS und  $ASIS_{Iso-NO_x}$  weiter steigt.

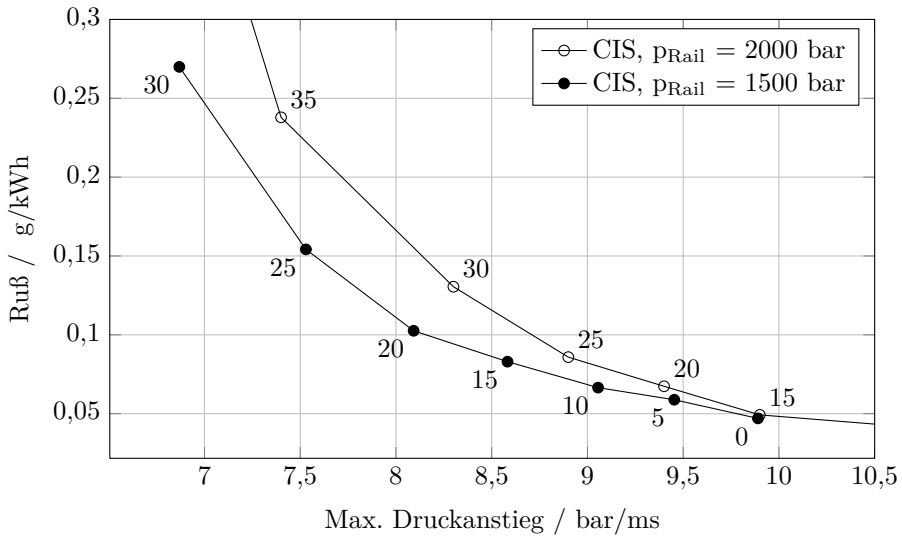


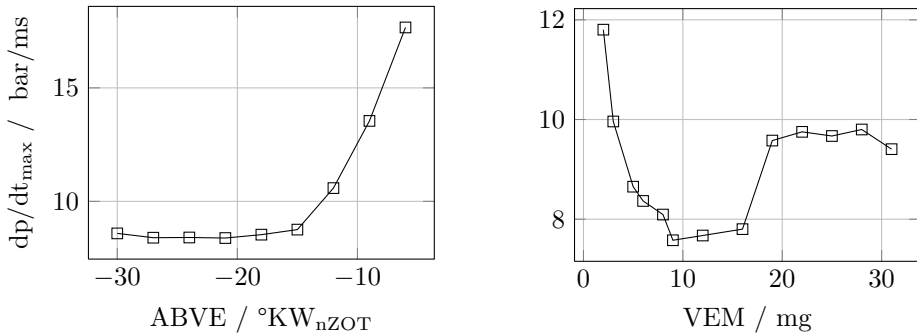
Abbildung 5.31: Ruß vs. Geräusch, CIS, AGR-Variation an Bp. 3,  $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$  bar

## 5.4 Konzept verschiedener Einspritzdrücke

### 5.4.1 Motivation

Bei dem häufig untersuchten und zur Referenz genutzten Bp. 3 handelt es sich um einen Betriebspunkt aus unterer Teillast bei ca. 25 %. Im Hinblick auf die spezifische effektive Leistung für den Fall eines Vollmotors muss die notwendige Arbeit für die Nebenaggregate wie z.B. die Hochdruckpumpe vom Motor selbst erzeugt werden. Somit kann es für einen Betriebspunkt unterer Last durchaus sinnvoll sein, mit einem verminderten Einspritzdruck zu arbeiten. Aus diesem Grund wurde in den vorgenommenen experimentellen Messreihen für Bp. 3 ein verminderter Einspritzdruck untersucht. Die dargestellten spezifischen Emissionen sind auf die indizierte Leistung bezogen, da für die Antriebsleistung der Hochdruckpumpe keine Daten vorliegen. Unter Hinzunahme dieser Antriebsleistung würden die spezifischen Emissionen für den verringerten Einspritzdruck stärker fallen als für den höheren Einspritzdruck. Die größten Auswirkungen des verringerten Einspritzdrucks sind im Zielkonflikt zwischen den Ruß- und den Geräuschemissionen zu sehen, wie in Abb. 5.31 an der konventionellen Einspritzstrategie CIS dargestellt ist. Die Rußemissionen fallen erwartungsgemäß durch die schlechtere Gemischaufbereitung aufgrund des reduzierten Einspritzdrucks höher aus. Allerdings überwiegt der Vorteil in den Geräuschemissionen so stark, dass sich im



Abbildung 5.32: Geräusch vs. ABVE und VEM, ASIS<sub>ZweiDruck</sub>, Bp. 3

Zielkonflikt eine Verbesserung hinsichtlich des reduzierten Einspritzdrucks ergibt. Dieses Ergebnis war Anlass, beide Vorteile, nämlich verringerte Geräuschemissionen durch niedrigeren Einspritzdruck sowie reduzierte Schadstoffemissionen durch höheren Einspritzdruck zu verbinden.

### 5.4.2 Versuchsaufbau und Ergebnisse

Da die Geräuschemissionen in erster Linie durch die Voreinspritzung beeinflusst werden, bietet es sich an, für diese Teileinspritzung den Einspritzdruck herabzusetzen und für die Haupteinspritzung den vollen zur Verfügung stehenden Einspritzdruck bereit zu stellen. Die Trennung der Einspritzvorgänge auf zwei verschiedene Injektoren bietet bei ASIS den Vorteil, diese Vorgehensweise exakt darstellen zu können. Dies wurde über einen hydraulischen Druckübersetzer realisiert, welcher zwischen dem Kraftstoff-Hochdruckspeicher und dem zentralen Haupteinjektor im System eingebaut war. Das Hochdrucksystem wurde zentral auf 900 bar geregelt. Der Druckübersetzer wurde kurbelwinkelbasiert angesteuert und hat bei Aktivierung mit einem festen Druckverhältnis in Höhe von 2,4 übersetzt, so dass der zentrale Injektor mit einem maximalen Druck von 2200 bar bedient werden konnte (Binde und Wagner 2012a). Die CIS-Strategie konnte nur mit einem konstanten Einspritzdruck bedient werden. Der Druckaufbau des verwendeten Druckübersetzers im Experiment war zu langsam, als dass es möglich gewesen wäre, innerhalb der kurzen Zeit zwischen Vor- und Haupteinspritzung einen Anstieg des Einspritzdrucks von 900 auf 2200 bar zu realisieren.

Durch den massiv reduzierten Druck für die ASIS-Voreinspritzung wurden erneut Parametervariationen für Einspritzzeitpunkt und -masse der Voreinspritzung untersucht, die in Abb. 5.32 dargestellt sind. Für niedrige Geräuschemissionen ist die ASIS-Voreinspritzung früh genug anzusteuern. Der verringerte Einspritzdruck

Tabelle 5.2: Betriebspunktparameter der AGR-Variation für den Vergleich mit unterschiedlichen Einspritzdrücken für die ASIS-Strategie

	ASIS <sub>konventionell</sub>	ASIS <sub>ZweiDruck</sub>
ABVE / °KW <sub>nZOT</sub>	-11	-24
VEM / mg	6	5
ABHE / °KW <sub>nZOT</sub>	-5	-3
HEM / mg	108	115

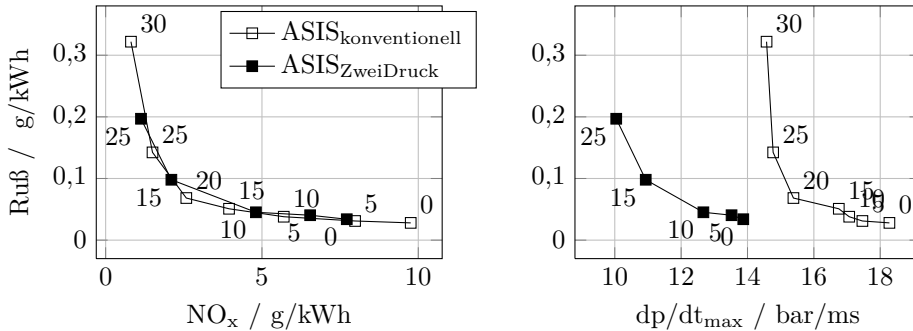


Abbildung 5.33: Ruß vs. NO<sub>x</sub>, Vgl. ASIS<sub>konv</sub> mit ASIS<sub>ZweiDruck</sub>, Bp. 4'

führt zu einer reduzierten Einspritzrate mit negativen Auswirkungen auf den Strahlzerfall, was die Gemischbildung verschlechtert. Die Verbrennung und somit der entscheidende Wärmeeintrag finden später statt. Bei der Variation der Kraftstoffmasse der Voreinspritzung VEM zeigt sich, dass eine Mindestmenge benötigt wird. Bei zu hoher Voreinspritzmenge steigt das Verbrennungsgeräusch. Die Verbrennung der Voreinspritzung im Brennraumzentrum dauert noch an, während die Verbrennung der Haupteinspritzung in der Omegamulde schon beginnt, was zu einem verstärkten Anstieg des Zylinderdrucks führt.

Für den Vergleich zwischen einer konventionellen ASIS-Strategie mit einheitlichem Druck (ASIS<sub>konv</sub>) und einer ASIS-Strategie mit unterschiedlichen Drücken für die Vor- und Haupteinspritzung (ASIS<sub>ZweiDruck</sub>) wurden die wichtigen Parameter wie in Tab. 5.2 eingestellt. Der Voreinspritzzeitpunkt wurde für die neue Parametrisierung mit unterschiedlichen Drücken deutlich nach früh verschoben. In Abb. 5.33 ist der Zielkonflikt zwischen Ruß und Stickoxiden bzw. Ruß und Geräusch für die beiden Einspritzdruckvarianten in Bp. 4' aufgetragen.<sup>1</sup> Bei den kritischen Schadstoffemissionen ergeben sich gleichermaßen Vor- und Nachteile. Die schlechtere Gemischauflösung mit einem niedrigeren Einspritzdruck führt

<sup>1</sup>Der Bp. 4' entspricht dem Bp. 4, allerdings geringfügig geändert mit 10 anstatt 11 bar indiziertem Mitteldruck.

zu erhöhten Ruß- und niedrigeren Stickoxidemissionen. Im Zielkonflikt neutralisieren sich die Veränderungen. Im Trade-off zwischen Ruß und Geräusch werden dagegen deutliche Vorteile für ASIS<sub>ZweiDruck</sub> hinsichtlich der Geräuschemissionen deutlich, die bei Weitem nicht durch die höheren Rußemissionen ausgeglichen werden.

Durch einen stark verminderten Druck im Kraftstoff-Rail ist es möglich, Pumpenarbeit einzusparen. Besonders bei Betriebspunkten im Niedriglastbereich ist ein höherer Druck nicht immer zielführend, da der Anteil der Pumpenarbeit an der gesamten Arbeit des Motors einen relativ großen Anteil einnehmen kann. Nach Nesbitt (2006) ist die Pumpenarbeit maßgeblich und annähernd linear von der Druckdifferenz abhängig, so dass mit einer Absenkung auf unter die Hälfte an Systemdruck ca. die Hälfte an Pumpenarbeit eingespart werden kann, wodurch die spezifischen effektiven Emissionen weiter sinken. Die spezifischen Emissionen in Abb. 5.33 beziehen sich auf die indizierte Leistung. Daher ist bei einer theoretischen Betrachtung der spezifischen Emissionen bezogen auf die effektive Leistung unter Beachtung der Antriebsleistung für die Nebenaggregate wie die Hochdruckpumpe eine weitere Reduktion von Ruß-, NO<sub>x</sub>- sowie Geräuschemissionen für ASIS<sub>ZweiDruck</sub> zu erwarten. Daraus ergeben sich für den Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen in Abb. 5.33 (links) Vorteile für ASIS<sub>ZweiDruck</sub>, die bei Betrachtung der spezifischen Schadstoffemissionen bezogen auf die indizierte Leistung nicht sichtbar sind.

## 5.5 Potenzial einer räumlichen Trennung der Nacheinspritzung

Mit der Einführung der Common-Rail-Technologie ist die Möglichkeit gegeben, die Betriebspunkte kennfeldabhängig mit mehreren Teileinspritzungen zu applizieren. Wie in Kap. 2.4.2 auf S. 18 f. erläutert wurde, ist es möglich, mit einer frühen Nacheinspritzung die Rußemissionen zu senken. Während der Expansionsphase sinken die Brennraumtemperaturen ab und es kann partiell z.B. bei Temperaturabfall durch Wandwärmeübergang zu einem Abbruch der Oxidation kommen. In diesem Fall wird kein Ruß mehr oxidiert, welcher folglich in den Emissionen gemessen wird. Mit einer frühen Nacheinspritzung wird während der Verbrennung ein zusätzlicher Wärmeeintrag im Brennraum realisiert, welcher die Temperatur erhöht und die Oxidation verlängert. Aus einer verlängerten Oxidation resultieren niedrigere Rußemissionen.

Neben der räumlich getrennten Voreinspritzung bietet der zweite Injektor im Brennraum die Möglichkeit, die Nacheinspritzung einer räumlichen Trennung im Brennraum zu unterziehen. Abb. 5.34 zeigt die Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen an einer Variation der Kraftstoffmenge der Nacheinspritzung. Die Voreinsprit-

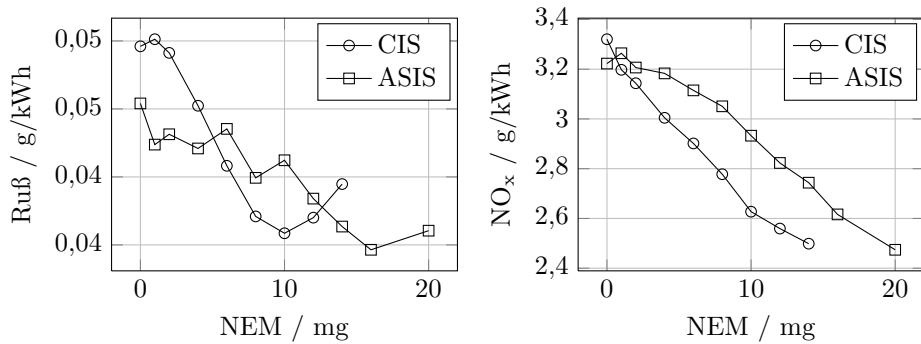


Abbildung 5.34: Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen vs. Kraftstoffmenge Nacheinspritzung

zung ist in diesem Fall eine konventionelle Strategie mit einem Ansteuerbeginn VEZ =  $-4^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$  und einer Kraftstoffmenge VEM = 1 mg. Bei der Nacheinspritzmengenvariation war der Zeitpunkt für die Nacheinspritzung auf NEZ =  $17/20^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$  (ASIS/CIS) eingestellt. Die Nacheinspritzung mit dem zweiten Injektor beginnt früher aufgrund der geringeren Durchflussrate. Um bei den Variationen nur den Einfluss der Nacheinspritzung abzubilden, wurden bis auf die Kraftstoffmenge der Nacheinspritzung alle weiteren Parameter konstant gehalten, also auch die Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung, was zu einer Erhöhung des indizierten Mitteldrucks führte. Die kritischen Schadstoffemissionen sinken beide mit einer Erhöhung der Nacheinspritzmenge. Im Vergleich zwischen CIS und ASIS ist kein signifikanter Unterschied bezüglich der maximal möglichen Schadstoffreduktion zu erkennen. Für beide Strategien erzielt eine Erhöhung der Nacheinspritzmenge ab einer gewissen Grenze nicht mehr die gewünschte Wirkung auf die Rußemissionen bzw. wirkt vielmehr nachteilig. Die spezifischen Stickoxid-Emissionen sinken mit einer Erhöhung der Nacheinspritzmenge, da zum einen der indizierte Mitteldruck steigt und zum anderen die Verbrennung des Kraftstoffes der Nacheinspritzung durch ein größeres Brennraumvolumen unter niedrigeren Spitzentemperaturen abläuft. Diese Variation und weitere Untersuchungen während der Optimierung der Betriebspunktparameter (siehe Kap. 5.3 auf S. 78) ff. haben gezeigt, dass die räumlich getrennte Nacheinspritzung keine Vorteile gegenüber der konventionellen Nacheinspritzung bietet. Die Gemischaufbereitung bei der räumlich getrennten Nacheinspritzung ist durch den zweiten Injektor mit der geringen Durchflussrate und den sehr kleinen Düsenlöchern von 80  $\mu\text{m}$  besser, jedoch wird die Einspritzung in einen Brennraumbereich gerichtet, der keine Temperaturerhöhung benötigt. Die Nacheinspritzung mittels der konventionellen zentral liegenden Injektors wird genau in die Bereiche des Brennraums gesetzt, an denen schon die Haupteinspritzung abgesetzt wurde. An dieser Stelle wird der zusätzliche Kraftstoff benötigt, um den Prozess der Rußoxidation weiter aktiv zu halten.





# 6 Konzept der räumlich getrennten Haupteinspritzung

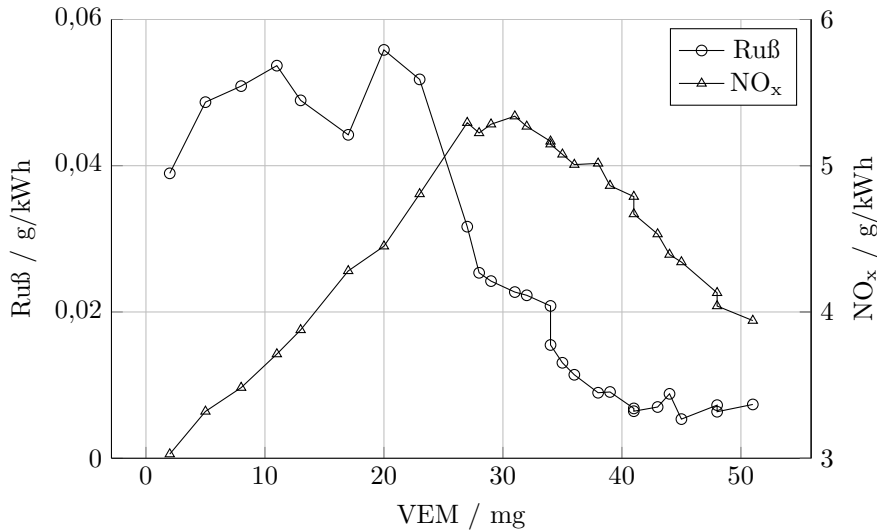
Neben der räumlichen Trennung einer Voreinspritzung besteht die Möglichkeit, zusätzlich einen Teil der Haupteinspritzung durch den zweiten Injektor im Zylinderkopf zu realisieren. Somit wird das Gemisch in der Omegamulde abgemagert und das Gemisch in der Innenmulde angereichert. Die Voreinspritzung wird dabei ebenfalls über den seitlich im Zylinderkopf montierten Injektor realisiert. Diese Voreinspritzung wird allerdings nicht abgebrochen, sondern verlängert, so dass durch den seitlich liegenden Injektor ein Kraftstoffmengenanteil von bis zu 65 % in die Brennraummitte eingespritzt wird. Der verbleibende Anteil wird konventionell in die Omegamulde über den zentralen Injektor eingespritzt. Durch die sehr geringe Durchflussrate und die bessere Gemischaufbereitung mit dem zusätzlichen Injektor ist der vorgemischte Anteil einer Verbrennung mit dieser Einspritzstrategie stark reduziert, so dass eine gesonderte Voreinspritzung zur Reduktion des Verbrennungsgeräuschs keine Anwendung findet. Dieses neue Brennverfahren ist im Folgenden *DSIS*<sup>1</sup> genannt. Die Einspritzung mittels des seitlichen Injektors wird entsprechend mit DSIS-Einspritzung bezeichnet. In den folgenden Unterkapiteln wird unter anderem auf die Untersuchungsstrategie für DSIS eingegangen. Die sich ergebenden Geräusch- und Schadstoffemissionen sowie die Gemischbildung dieser neuen Einspritzstrategie werden im Detail analysiert und den beiden bisherigen Einspritzstrategien ASIS und CIS gegenübergestellt.

## 6.1 Variation der Kraftstoffmenge im Brennraumzentrum

Bei den experimentellen Untersuchungen einer Variation der Kraftstoffmenge der ASIS-Voreinspritzung zeigt sich je nach Betriebspunktparameter nach einer gewissen Kraftstoffmenge keine weitere Verbesserung von Geräusch- und Schadstoffemissionen. Entgegen diesen Beobachtungen wurde die Variation der Voreinspritzmenge mit höheren Kraftstoffmengen fortgesetzt (Binde und Wagner 2012b). Der Voreinspritzzeitpunkt betrug  $VEZ = -18^\circ \text{KW}_{\text{nZOT}}$ . Dies ist

---

<sup>1</sup>DSIS: Double Spatial Injection Strategy

Abbildung 6.1: Ruß und NO<sub>x</sub> vs. VEM, ASIS/DSIS an Bp. 3, p<sub>Rail</sub> = 2000 bar

für eine ASIS-Voreinspritzung zu früh, vergleicht man dies mit den Daten der neuen Parametrisierung aus Kap. 5.1 auf S. 58 ff. Für DSIS hat sich der frühe Einspritzzeitpunkt als geeignet herausgestellt. Abb. 6.1 zeigt für diesen optimierten Ansteuerbeginn eine Variation der eingespritzten Kraftstoffmenge über den DSIS-Injektor. Im ersten Abschnitt  $VEM = 0 \dots 12$  mg ist ein Anstieg beider kritischer Schadstoffemissionen deutlich zu sehen. Bei einem weiteren Anstieg der Voreinspritzmenge für  $VEM > 12$  mg verhalten sich die Rußemissionen annähernd stabil, während die Stickoxidemissionen weiter signifikant ansteigen. Erst ab einer Voreinspritzmenge von  $VEM \geq 30$  mg sinken Ruß und NO<sub>x</sub> gleichzeitig bis zu  $VEM = 41$  mg. Mit einer weiteren Erhöhung der Voreinspritzmenge im Bereich  $VEM = 41 \dots 51$  mg stagnieren die Rußemissionen auf einem sehr niedrigen Level von unter 10 mg/kWh. Die Stickoxidemissionen sinken dagegen weiterhin bis auf 4 g/kWh. Dem Trend zu folgen und die DSIS-Kraftstoffmenge zu erhöhen zur weiteren Reduzierung von Stickoxid würde laut den Ergebnissen an dieser Stelle sinnvoll sein, jedoch war dies in den Experimenten aufgrund Limitierungen im Steuergerät nicht möglich. Zur thermodynamischen Analyse dieser neuen Einspritzstrategie werden die Brennraten von drei charakteristischen Punkten (siehe Tab. 6.1) zur Bewertung herangezogen. Die Betriebsparameter wie Ladedruck oder AGR-Rate sind für die Variation und die drei ausgesuchten Punkte gleich. Die Punkte entsprechen sowohl den beiden Strategien ASIS (A) und DSIS (C) als auch einer Art Übergangsbereich (B) aus beiden Strategien. Die Brennraten der Punkte sind in Abb. 6.2 aufgestellt. Die dazugehörigen Bestromungszeiten der Injektoren können Abb. 6.3 entnommen werden. Das erste Bestromungssignal ist



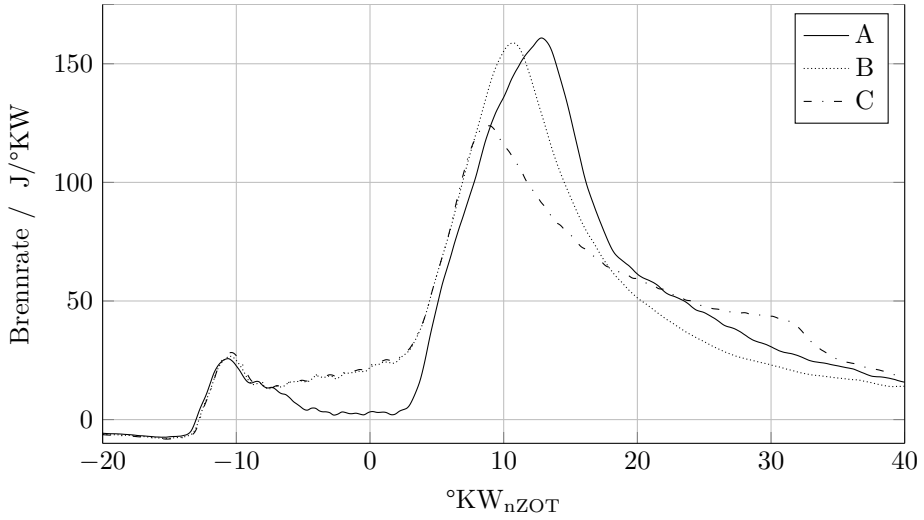


Abbildung 6.2: Brennverlauf und Temperatur im Verbrannten bei der Kraftstoffmengenvariation für DSIS bei Bp. 3, VEM = 8, 27, 51 mg

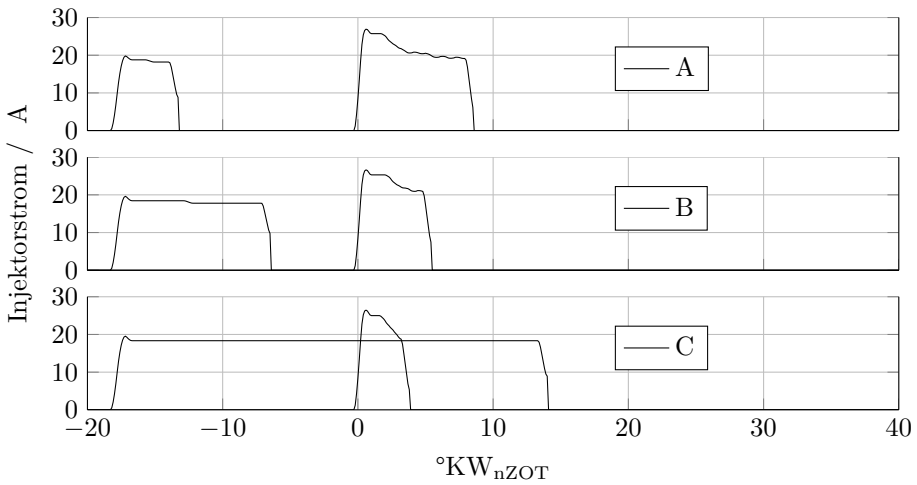


Abbildung 6.3: Injektorbestromung bei der Kraftstoffmengenvariation für DSIS bei Bp. 3, Variante A, B und C

Tabelle 6.1: Charakteristische Punkte der Einspritzmengenvariation für die DSIS-Einspritzung

	A	B	C
VEM / mg	8	27	51
VEZ / °KW <sub>nZOT</sub>	-18	-18	-18
HEM / mg	66	44	27
HEZ / °KW <sub>nZOT</sub>	0	0	0

dem DSIS-Injektor zuzuordnen, das zweite dem Haupt-Injektor. Im Brennverlauf tritt im Bereich  $-8 \dots 3 \text{ °KW}_{\text{nZOT}}$  eine gesteigerte Brennrate von B und C durch die größere Kraftstoffmenge der DSIS-Einspritzung auf. Im Vergleich zu A befindet sich die maximale Brennrate (im Bereich  $10 \dots 13 \text{ °KW}_{\text{nZOT}}$ ) von B auf dem gleichen Niveau wie C, fällt aber aufgrund der verringerten Haupteinspritzung früher ab. Durch die zusätzliche Verbrennung im Brennraumzentrum entstehen vermehrt Stickoxidemissionen. Die Verbrennung in der Omegamulde erreicht durch die gleiche maximale Brennrate ähnliche Temperaturen und somit vergleichbare  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Dadurch steigen für den Punkt B insgesamt die  $\text{NO}_x$ -Emissionen (siehe Abb. 6.1).

Beim Wechsel von B auf C überschneiden sich die beiden Einspritzereignisse komplett. Die DSIS-Einspritzung dauert während der kompletten Haupteinspritzung an und endet erst ca.  $8 \text{ °KW}$  später. Das Resultat äußert sich in einer stark reduzierten Haupteinspritzung und einer signifikant reduzierten maximalen Brennrate. Dies lässt die Spitzentemperaturen im Brennraum sinken, wodurch die Bildung von Stickoxid nach Zeldovich reduziert wird. Der Kraftstoff, der im Fall B zum Zeitpunkt um ca.  $10 \text{ °KW}_{\text{nZOT}}$  umgesetzt wird, wird im Fall C erst später eingespritzt (siehe Abb. 6.3) und verbrennt im Bereich  $20 \dots 35 \text{ °KW}_{\text{nZOT}}$ . Dadurch erhöhen sich für den Fall C die Brennraumtemperaturen zum Ende der Verbrennung, was eine Oxidation von Ruß begünstigt, wie in den Ergebnissen der Schadstoffmessung in Abb. 6.1 zu sehen ist.

Die Verbrennung der DSIS-Einspritzung dauert noch an, während die Haupteinspritzung beginnt. Durch die noch andauernde Verbrennung des Kraftstoffs der DSIS-Einspritzung befindet sich in der Brennraummitte ein sehr hohes Temperaturniveau, was zu einem sehr kurzen Zündverzug für die Haupteinspritzung führt. Die Verbrennung in der Brennraummitte und in der Omegamulde läuft gleichzeitig ab, was sich in einem erhöhten Druckanstieg und somit erhöhten Geräuschemissionen widerspiegelt. Dieser Sprung ist in Abb. 6.4 im Bereich  $\text{VEM} = 20 \dots 27 \text{ mg}$  gut zu sehen. Im ersten Abschnitt bei  $\text{VEM} = 0 \dots 20 \text{ mg}$ , in dem die Verbrennung einer ASIS-Einspritzstrategie entspricht, sind die beiden Verbrennungen noch klar abgetrennt. Durch die ansteigende Kraftstoffmenge für die Voreinspritzung steigt die Temperatur der Verbrennung im Bereich um die Düsen Spitze zum

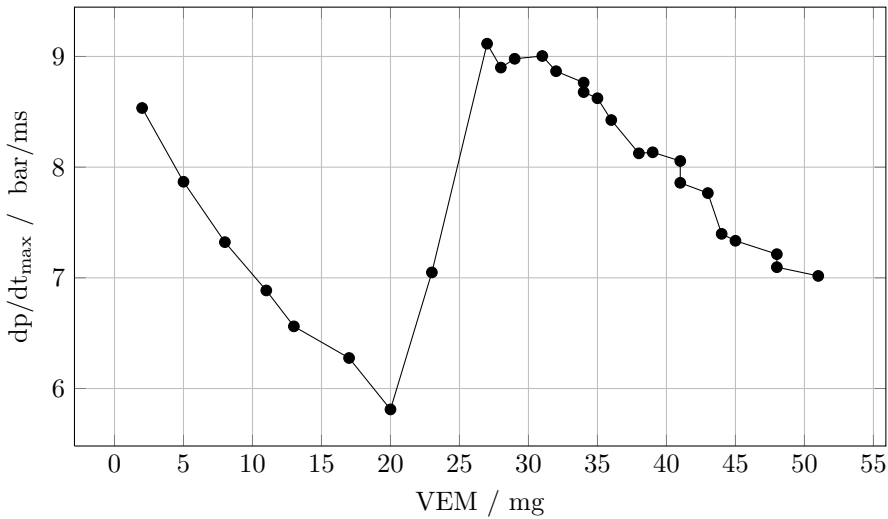


Abbildung 6.4: Geräusch vs. VEM, ASIS/DSIS an Bp. 3,  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar

Zeitpunkt der Haupteinspritzung. Der Zündverzug für die Haupteinspritzung und die Geräuschemissionen gehen damit zurück. Nach dem sprunghaften Anstieg der Geräuschemissionen fallen diese erneut. Mit einer weiteren Erhöhung der Kraftstoffmenge für die DSIS-Einspritzung wird gleichzeitig die Kraftstoffmenge für die Haupteinspritzung reduziert, so dass der max. Druckerhöhung aus der Haupteinspritzung abfällt. Durch die Verschleppung der gesamten Verbrennung nach spät wird der maximale Druckerhöhung reduziert, wodurch die Geräuschemissionen sinken.

## 6.2 Gemischbildung

Die neue Einspritzstrategie DSIS unterliegt einer völlig neuen Gemischbildung. Bis zu 65 % der Kraftstoffmasse wird in die Mitte des Brennraums eingebracht. Die Haupteinspritzung durch den zentralen Injektor wird durch das noch brennende Gemisch in der Brennraummitte in Richtung der Omegamulde eingespritzt. Dadurch entstehen fette Gemischbereiche unter hohen Temperaturen und es kommt zum Kontakt zwischen flüssigem Kraftstoff mit einem bereits brennenden Gemisch, was mit einer stark diffusionskontrollierten Verbrennung zu hoher Rußbildung führt. Bei ungenügender Rußoxidation resultieren damit hohe Rußemissionen wie in Variante B mit mittlerer Voreinspritzmenge von  $VEM = 27$  mg, allerdings fallen bei weiterem Anstieg der Voreinspritzmenge die Rußemissionen wieder

ab, obwohl gerade hier die Wahrscheinlichkeit für das Zusammentreffen flüssiger Kraftstofftropfen mit der Flamme durch die temporäre Überschneidung der Einspritzereignisse erhöht ist. In Abb. 6.5 sind charakteristische Punkte der DSIS-Verbrennung für die Varianten B (links) und C (rechts) aufgetragen. Die Mittelachse des Brennraums befindet sich dabei in der Bildmitte. Bei  $-8,3^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  tritt das erste Rußleuchten der DSIS-Einspritzung auf, welche in diesem Moment für beide Fälle noch andauert. Anschließend endet die Bestromung des DSIS-Injektors für B. Das Rußleuchten der Verbrennung steigt für beide Varianten konstant an, bis zum Zeitpunkt  $3^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  das Maximum erreicht ist. Zu diesem Zeitpunkt beginnt die Haupteinspritzung. Im darauffolgenden Zeitschritt bei  $4,4^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  ist ein Nachlassen des Rußleuchtens in der Brennraummitte zu sehen. Durch die Einbringung von flüssigem Kraftstoff durch den Hauptinjektor hat sich die Bildung von Ruß verstärkt, worauf auf ein Absinken der Temperatur durch die Verdampfungsenthalpie des flüssigen Kraftstoffs der Haupteinspritzung geschlossen werden kann. In den darauf folgenden Zeitschritten ist zu sehen, wie sich die Haupteinspritzung entzündet. Ein für einen Dieselmotor mit Direkteinspritzung charakteristisches Aufleuchten von Ruß in der Omegamulde ist nicht zu erkennen. Vielmehr entzündet sich der Kraftstoff direkt an dem brennenden Gemisch in der Brennraummitte und brennt von dort aus weiter nach außen. Dieser heiße Bereich im Brennraumzentrum stellt ein Art Hot Spot dar und ist charakteristisch für die DSIS-Einspritzstrategie. Der Zeitpunkt des stärksten Rußleuchtens befindet sich für B und C zum Zeitpunkt  $10^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$ . Die erhöhte Brennrate von B spiegelt sich im deutlich stärkeren Rußleuchten aus der Omegamulde wider. Obwohl die DSIS-Einspritzung für C bis ca.  $17^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  andauert, fällt anschließend nach  $10^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  das Rußleuchten wieder ab.

Daten aus der CFD-Simulation in Abb. 6.6 zeigen die Verteilung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses  $\lambda$  und der Temperatur an charakteristischen Zeitpunkten in einem horizontalen Schnitt 7 mm unterhalb der Zylinderkopffläche. Beim Luft-Kraftstoff-Verhältnis wurden für eine übersichtlichere Darstellung der Werte im stöchiometrischen Bereich das Maximum der Skala auf einen Wert von  $\lambda = 3$  gesetzt, d.h. Luft-Kraftstoff-Verhältnisse mit einem Wert von  $\lambda > 3$  fallen ebenfalls in diesen Bereich und werden als  $\lambda = 3$  dargestellt. Zum Zeitpunkt  $-8,5^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  hat die Verdampfung der DSIS-Einspritzung bereits begonnen und der erste Temperaturanstieg durch eine Verbrennung ist zu detektieren. Der Beginn der Haupteinspritzung ist bei  $0,5^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  zu sehen. Hier zeigt sich, dass die Haupteinspritzung in heiße und fette Umgebungsbedingungen des Hot Spots erfolgt. Einen Zeitpunkt während der Haupteinspritzung mit maximaler Strahlenpenetration stellt  $5^\circ\text{KW}_{\text{nZOT}}$  dar. Die Strahlen der Haupteinspritzung, welche entgegen der DSIS-Voreinspritzung gerichtet sind, werden durch deren Impuls verweht und erfahren somit in diesem Teilbereich eine schlechtere Aufbereitung. Mit dem Fortschreiten der Verbrennung zeigt sich die leichte Tendenz, dass sich das Gemisch von der Brennraummitte entfernt, wie auch in den optischen Aufnahmen in Abb. 6.5 zu erkennen ist. Die Blickrichtung dieser optischen Aufnahmen ist von

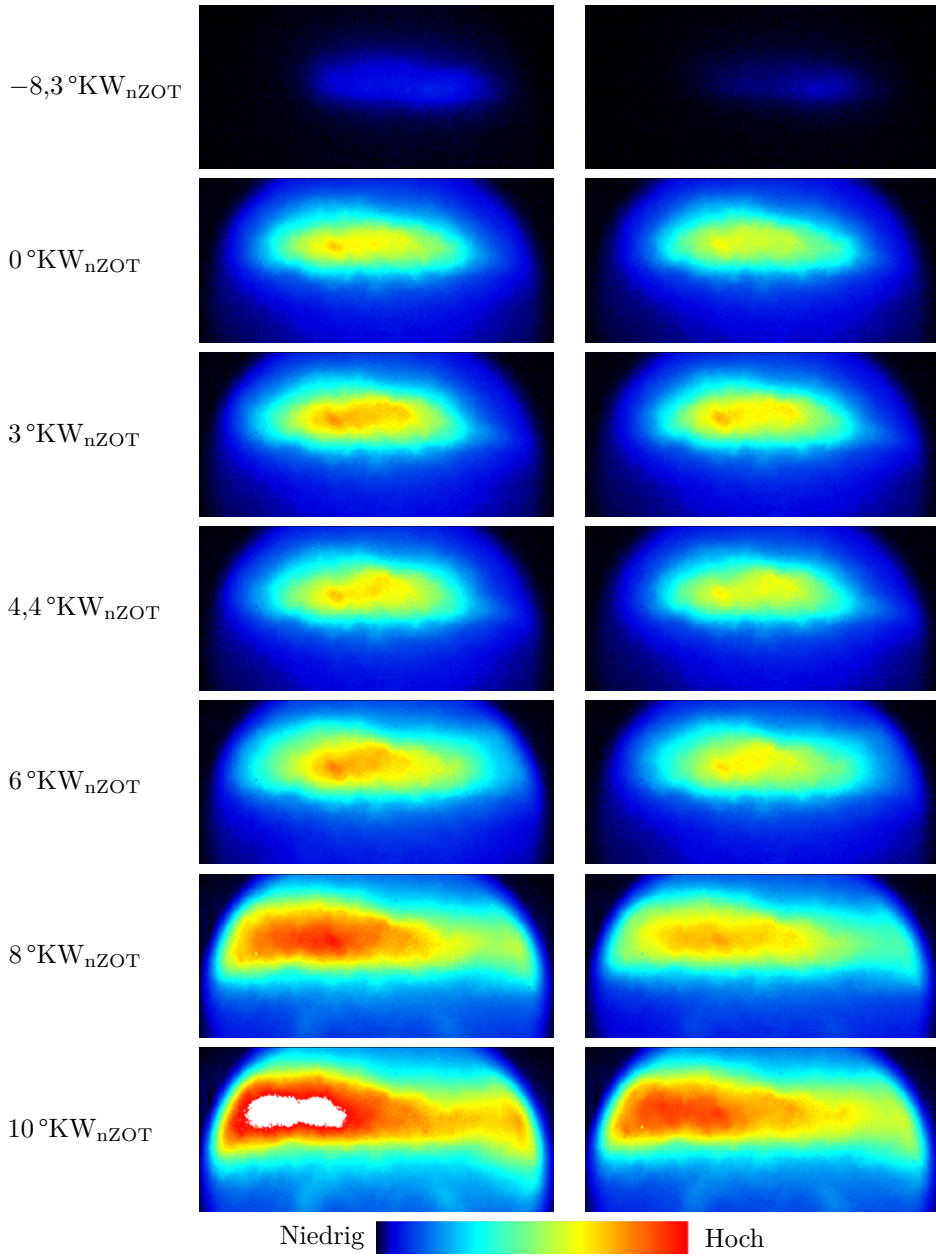


Abbildung 6.5: Rußleuchten DSIS-Verbrennung bis zum Beginn der zweiten Verbrennungsphase, Bp. 3, Variante B (links) und C (rechts)

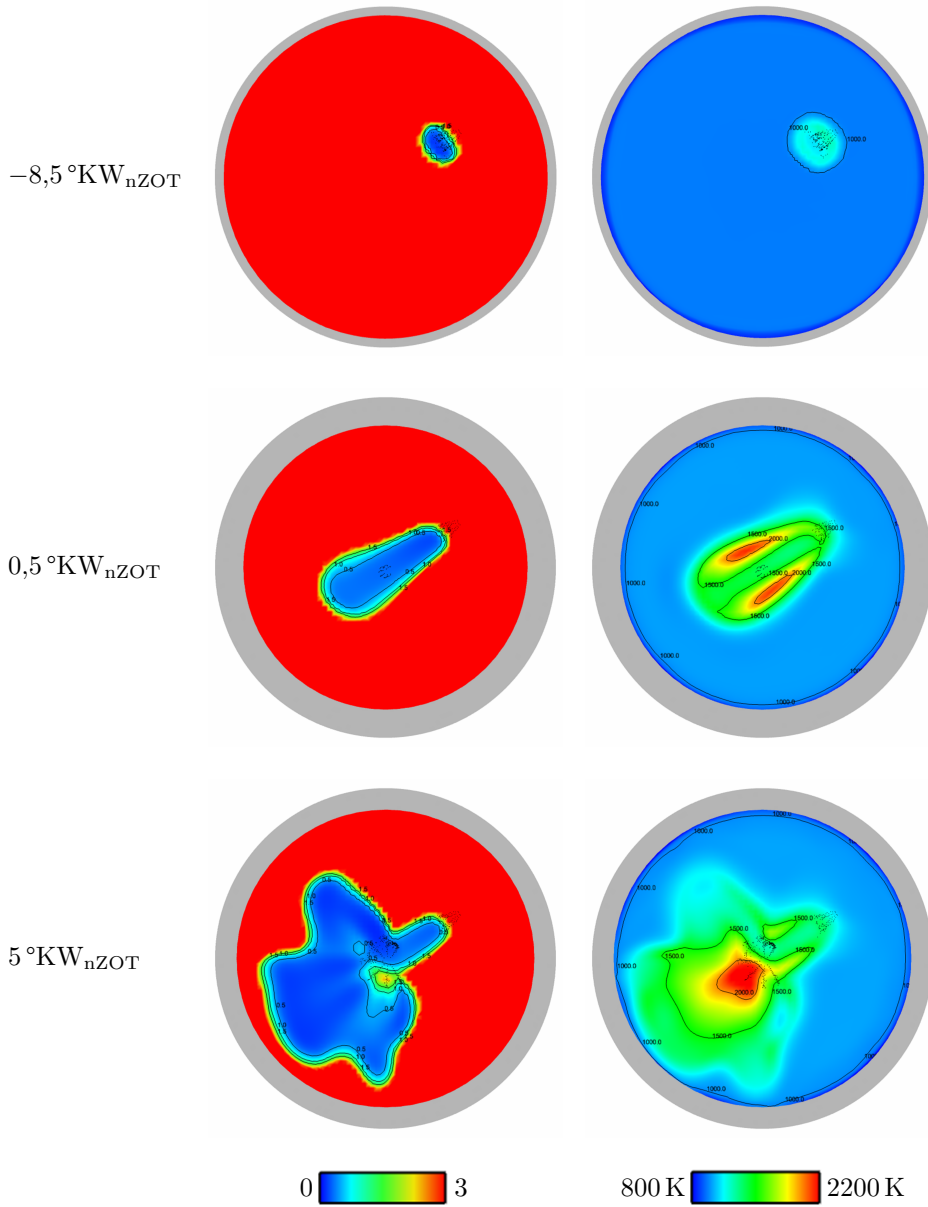


Abbildung 6.6: Verteilung von  $\lambda$  (links) und Temperatur (rechts) bei der Verbrennung der DSIS-Strategie mit  $\text{VEM} = 48 \text{ mg}$  in Bp. 4'

der Auslass- in Richtung Einlassseite gerichtet. Die Auslassseite befindet sich in den CFD-Ergebnissen in Abb. 6.6 auf der rechten Seite.

Der Haupteinspritzvorgang erfolgt in den sehr heißen Hot Spot mit Temperaturen von bis zu 2000 K. Anhand von Abb. 6.6 wird deutlich, dass die Verdampfung der Haupteinspritzung noch vor dem Erreichen des brennenden Außenrandes der DSIS-Einspritzung abgeschlossen ist. Die eingebrachte Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung ist bei der DSIS-Strategie zwar deutlich reduziert, jedoch wird durch die kinetische Energie des Kraftstoffs der Haupteinspritzung ein Impuls auf das brennende Gemisch in der Brennraummitte übertragen. Das brennende Gemisch verteilt sich somit nach außen in Richtung Omegamulde und vermischt sich dort mit der unverbrannten Luft. Die Gemischaufbereitung erfolgt also primär in der Brennraummitte, die Verbrennung findet zu großen Teilen in der Brennraummitte und verringert auch in der Omegamulde statt.

Die extrem hohe Umgebungstemperatur, in welche die Haupteinspritzung erfolgt, hat signifikante Einflüsse auf die Oberflächenspannung des Kraftstoffs (Manin et al. 2012), welche mit höherer Temperatur und Druck der Umgebung abnimmt. Zudem haben Manin et al. (2012) herausgefunden, dass zu Beginn der Einspritzung kein flüssiger, sondern gasförmiger Kraftstoff aus der Düse austritt. Die Menge des gasförmigen Anteils hängt entscheidend von der Umgebungstemperatur ab, welche Einfluss auf das Temperaturniveau der Düsen Spitze und somit des Kraftstoffs hat, welcher sich bereits in der Düse des Injektors befindet. Die Haupteinspritzung bei DSIS erfolgt in Brennraumbereiche mit Temperaturen von bis zu ca. 2000 K im Vergleich zu ca. 800 K bei CIS, d.h. der Anteil gasförmigen Dieselmotorkraftstoffs zu Beginn der Haupteinspritzung ist stark erhöht. Der Zündverzögerung, welcher sich aus einem physikalischen und einem chemischen Anteil zusammensetzt, wird somit auf den chemischen Anteil reduziert, welcher aufgrund sehr hoher Temperaturen  $T \gg 1100 \text{ K}$  sehr kurz ausfällt.<sup>1</sup>

Der Kraftstoff im Brennraumzentrum verbrennt teils unter stark rußbildenden Bedingungen mit sehr fetten Gemischbereichen um  $\lambda = 0 \dots 0,5$  und Temperaturen im Bereich  $T = 1500 \dots 1700 \text{ K}$ . Das Ergebnis der Abgasmessung (siehe Kap. 6.1 auf S. 99 f.) zeigt hingegen niedrigere Rußemissionen für die DSIS-Strategie, d.h. es liegen zum Verbrennungsende sehr gute Bedingungen für eine Rußoxidation vor, was sich schon in der Analyse des Brennverlaufs von DSIS in Abb. 6.2 auf S. 101 mit einer verschleppten Verbrennung abgezeichnet hat. Die gute Rußoxidation in der Ausbrandphase lässt sich in den optischen Aufnahmen des Rußleuchtens bei  $40^\circ \text{KW}_{\text{nZOT}}$  in Abb. 6.7 sehen. Durch die verringerten Rußemissionen in der experimentellen Erfassung ist zu diesem Zeitpunkt eine verringerte Rußkonzentration im Brennraum anzunehmen. Allerdings ist neben der Rußkonzentration ebenfalls die Temperatur für die Signalintensität des Rußleuchtens ausschlagge-

<sup>1</sup>Ab einer Temperatur von über 1100 K laufen die Zündprozesse (siehe Kap. 2.3.1 auf S. 8 f.) beschleunigt ab.

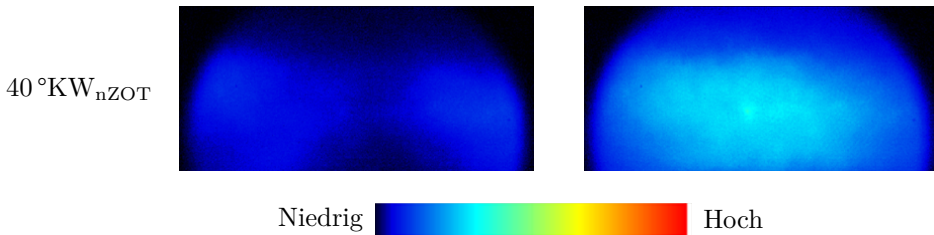


Abbildung 6.7: Rußleuchten DSIS-Verbrennung im Ausbrand,  
VEM = 28 mg (links) und VEM = 48 mg (rechts)

bend, so dass hier auf eine höhere Temperatur geschlossen werden kann, wie in der Brennverlaufsanalyse schon festgestellt wurde.

Durch die Einbringung des Großteils der Kraftstoffmasse in die Brennraummitte mit einem relativ kleinen Volumen im Vergleich zur Omegamulde entsteht im Brennraumzentrum ein Hot Spot mit relativ fettem Gemisch, der zur Rußbildung neigt. Im Brennraumrand, in der Omegamulde und im sich öffnenden Quetschspalt herrschen dagegen abgemagerte Bedingungen vor, d.h. die Rußbildung im Außenbereich wird gehemmt, während die Rußbildung in der Mitte fördernde Bedingungen vorfindet. Zur Oxidation von Ruß gehört neben einer guten Gemischbildung ein ausreichendes Temperaturniveau. Die Wandwärmeverluste im Außenbereich des Brennraums sind im Vergleich zur Brennraummitte durch das höhere Oberfläche-Volumen-Verhältnis sehr hoch. Zudem besteht der größte Anteil des Wandwärmestroms im Motor aus konvektivem Wandwärmeeübergang (Pflaum et al. 1977), so dass der Wandwärmestrom bei DSIS durch die Verlagerung der Verbrennung in die Brennraummitte reduziert wird. Weiterhin haben die Brennraumwände der Laufbuchse und des Zylinderkopfs ein niedrigeres Temperaturniveau als der Kolben. Insgesamt folgt daraus ein geringerer Wandwärmestrom für DSIS, was sich positiv auf den thermischen Wirkungsgrad bei DSIS auswirkt. Für den Hot Spot in der Brennraummitte bedeutet dies zum Ende der ohnehin verschleppten Verbrennung höhere Temperaturen. Dies wirkt sich positiv auf eine längere Rußoxidationsphase aus, da die Oxidation durch eine zu niedrige Temperatur abbrechen kann. Die verringerte Rußoxidation im Außenbereich zeigt nur geringen Einfluss, da die Rußbildung in dieser Zone schon vermindert ist. Der geringere Kraftstoffanteil, welcher im Außenbereich umgesetzt wird, verbrennt schneller, so dass die Prozesse der Rußoxidation hier schon früher bei noch wärmeren Temperaturen auftreten, so dass zum Ende der Verbrennung (global betrachtet) kein Rußleuchten mehr im Außenbereich wahrgenommen werden kann, wie aus Abb. 6.7 festzustellen ist. Diese Unterteilung der Verbrennung in einen fetten Bereich zu Beginn und einen überwiegend mageren Bereich zum Ende der Verbrennung senkt zudem



Tabelle 6.2: Parameter der Betriebspunkte der AGR-Variation für die thermodynamischen Untersuchungen der DSIS-Strategie

	Bp. 3 CIS	Bp. 3 DSIS	Bp. 4' CIS	Bp. 4' ASIS	Bp. 4' DSIS
ABVE / °KW <sub>nZOT</sub>	-12	-18	-10	-11	-18
VEM / mg	1	48	1	5	49
ABHE / °KW <sub>nZOT</sub>	0	0	-6	-5	-3
HEM / mg	72	27	115	106	69

die Spitzentemperaturen der Verbrennung, so dass der *NO<sub>x</sub>-Berg* mit hohen Temperaturen und leicht mageren Verhältnissen unterlaufen wird.<sup>1</sup>

## 6.3 Ergebnisse thermodynamischer Vermessungen

Die neue Einspritzstrategie DSIS ist mit optimierten Parametereinstellungen für Geräusch- und Schadstoffemissionen gegenüber CIS und ASIS anhand der zwei Bp. 3 (untere Teillast, 6 bar) und 4' (mittlere Teillast, 10 bar) untersucht worden (Binde und Wagner 2012b). In dieser Arbeit wurden AGR-Variationen untersucht, um die ASIS-typische Charakteristik der signifikant besseren Luftausnutzung im Brennraum darzustellen und diesen Effekt auch bei DSIS zu überprüfen. In Bp. 3 ist nur der Vergleich zwischen CIS und DSIS dargestellt, für Bp. 4' stehen Daten zu allen drei Strategien zur Verfügung. Die Parameter der vermessenen Betriebspunkte sind in Tab. 6.2 aufgelistet.

### 6.3.1 Verbrennungsgeräusch

Das Verbrennungsgeräusch ist der Grund für die Anwendung einer konventionellen Voreinspritzung wie auch für die neuen Einspritzstrategien mit der räumlichen Aufteilung der Einspritzvorgänge. In Abb. 6.8 sind die maximalen Druckgradienten  $dp/dt_{\max}$  als Maß für die Geräuschemissionen der drei Varianten für die beiden unterschiedlichen Lasten aufgezeigt. Es wird deutlich, dass die neue Einspritzstrategie DSIS geringere Geräuschemissionen aufweist als CIS und ASIS. Die kleineren Düsenlochdurchmesser des DSIS-Injektors bewirken einen besseren Strahlaufbruch des Kraftstoffs. Der Zündverzögerung wird somit reduziert und der vorgemischte Anteil der Verbrennung fällt geringer aus, was zu einer sanfteren

<sup>1</sup>Mit *NO<sub>x</sub>-Berg* ist die NO<sub>x</sub>-Konzentration im Abgas über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bezeichnet. Diese hat bei  $\lambda = 1.05$  ihr Maximum, sowohl zu fetteren als auch zu mageren Luft-Kraftstoff-Verhältnissen nimmt die NO<sub>x</sub>-Konzentration ab, so dass man bei der Kurve von einem NO<sub>x</sub>-Berg spricht.

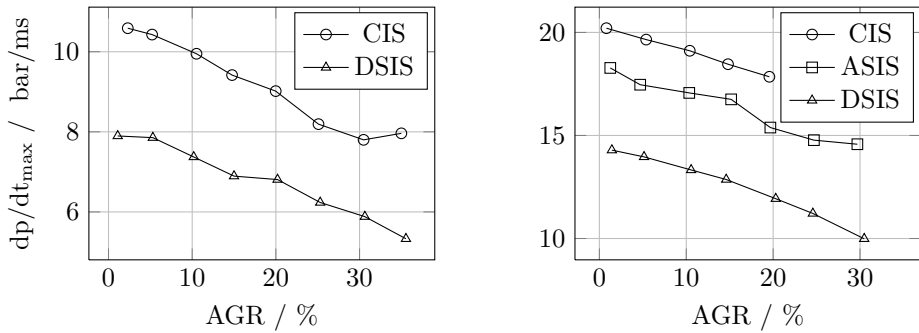


Abbildung 6.8: Geräuschemissionen, CIS, ASIS und DSIS, Bp. 3 (links) und Bp. 4' (rechts)

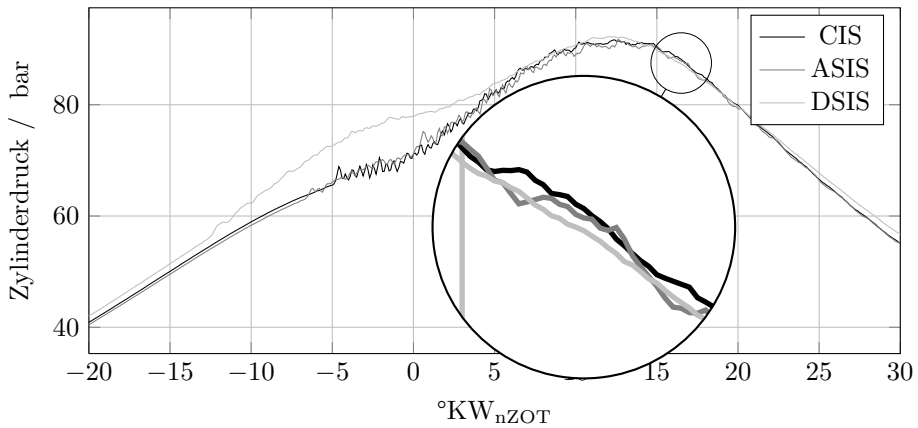


Abbildung 6.9: Druckverlauf von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4'

Verbrennung in der ersten Phase führt (Huynh 1987). In allen Varianten fällt der maximale Druckanstieg mit Erhöhung der AGR-Rate, da sich der Zündverzug aufgrund erhöhter Brennraumluft-Temperaturen verkürzt. Zur weiteren Analyse der Geräuschemissionen gehört nach Schneider (1987) der Vergleich der hochfrequenten Resonanzschwingungen im Brennraum, welche durch die Anregung des max. Druckgradienten entstehen.

In Abb. 6.9 sind die Zylinderdruckverläufe von CIS, ASIS und DSIS im Betriebspunkt 4' mit 10% AGR-Rate dargestellt. Die Vergrößerung zeigt einen zeitlichen Abschnitt, in dem Brennraumresonanzen verstärkt auftreten. Die Vergrößerung zeigt, dass die Resonanzschwingungen mit DSIS geringer als bei CIS und ASIS ausfallen. Die Brennraumresonanzen lassen sich genauer mit Hilfe der zeitlichen

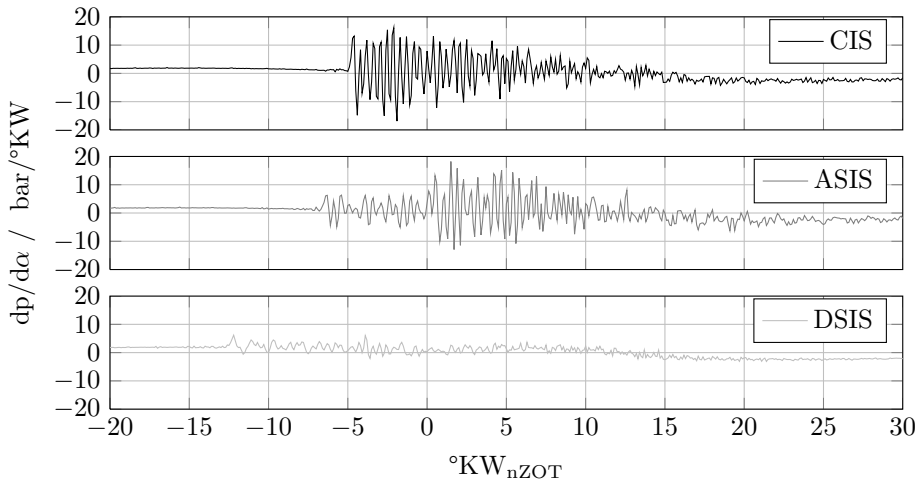


Abbildung 6.10: Brennraumresonanzen von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4'

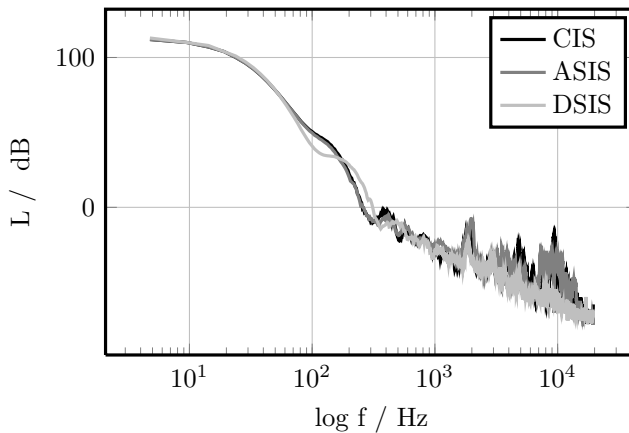


Abbildung 6.11: Frequenzanalyse des Druckverlaufs von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4'

Änderung des ungefilterten Zylinderdrucksignals erkennen. In Abb. 6.10 ist dieses Signal für alle drei Einspritzstrategien aufgetragen. Für CIS und ASIS weist das Signal eine signifikant größere Amplitude als für DSIS auf. Die Reduktion der Brennraumschwingungen für DSIS ist ebenfalls deutlich zu erkennen. Die Frequenzanalyse des Zylinderdrucks in Abb. 6.11 zeigt Unterschiede im Bereich  $f = 100$  Hz zwischen den drei Einspritzstrategien. Besonders die DSIS-Strategie

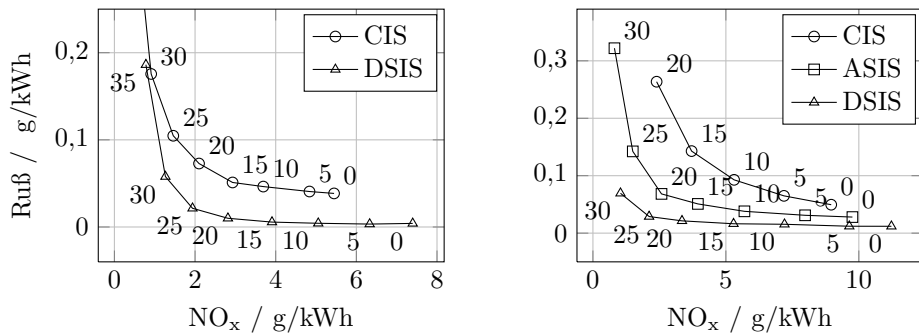


Abbildung 6.12: Ruß vs.  $\text{NO}_x$ , CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts),  $p_{\text{Rail}} = 2000 \text{ bar}$

zeigt hier ein verringertes Verbrennungsgeräusch. Nach Flotho et al. (1988) ist für diesen mittleren Frequenzbereich der maximale Druckgradient verantwortlich, was zu den Daten korreliert. Nach Schneider (1987) resultieren die Brennraumresonanzen aus dem maximalen Druckanstieg. Diese Aussage lässt sich in der Frequenzanalyse ebenfalls bestätigen. Die hochfrequenten Resonanzen im Bereich  $f \geq 10^3$  sind mit der DSIS-Strategie signifikant reduziert.

### 6.3.2 Schadstoffemissionen

Die Rußemissionen unterer und mittlerer Teillast sind in Abb. 6.12 dargestellt. Für die neuen Einspritzstrategien ergeben sich Vorteile für diesen Zielkonflikt, der sich bei höherer Last noch stärker ausprägt. Während sich die Kurven bei unterer Teillast und sehr hohen AGR-Raten fast schon schneiden, zeigt sich für die mittlere Teillast eine signifikant höhere AGR-Toleranz für DSIS im Vergleich zu CIS. Die ASIS-Strategie verläuft im Trade-off zwischen CIS und DSIS. Die Verbesserung im Ruß- $\text{NO}_x$ -Zielkonflikt deutet auf eine bessere Durchmischung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und auf eine bessere Sauerstoffausnutzung im Brennraum hin, was sich auch in der Betrachtung der Kohlenmonoxid- gegenüber den Stickoxidemissionen in Abb. 6.13 zeigt. Auch hier ist der Effekt zu beobachten, dass sich besonders bei mittlerer Teillast deutliche Verbesserungen ergeben. Die bessere Luftausnutzung im Brennraum ist bei den neuen Einspritzstrategien bei unterschiedlichen Lasten zwar ähnlich, jedoch bei niedrigen Lasten weniger notwendig als bei höheren Lasten, um extrem fette Gemischbereiche, welche zur Ruß- oder zur Kohlenmonoxid-Bildung neigen, zu vermeiden.

Ein weiterer Zielkonflikt besteht bei der Betrachtung der Rußemissionen gegenüber des Verbrennungsgeräuschs. Ein ruhiger Motorlauf mit geringen Druckanstiegs-

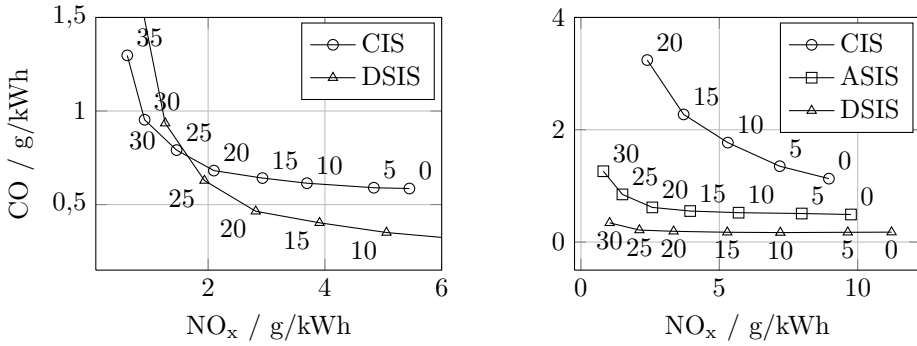


Abbildung 6.13: CO vs.  $\text{NO}_x$ , CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts),  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar

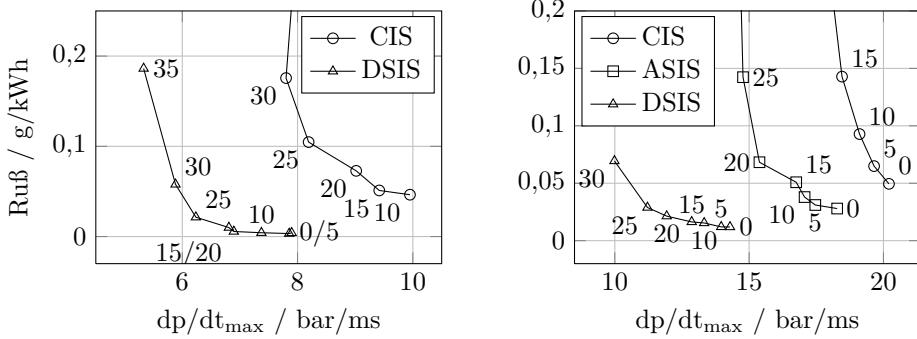


Abbildung 6.14: Ruß vs. Geräusch, CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts),  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar

raten reduziert den Anteil der vorgemischten Verbrennung und vergrößert den diffusionskontrollierten Anteil, was eine Verschlechterung der Brennraumluftausnutzung bedeutet und daher die Rußemissionen erhöhen kann. In Abb. 6.14 sind die Rußemissionen gegenüber dem maximalen Druckanstieg dargestellt. Die Unterschiede der Daten im Trade-off sind besonders bei höherer Last (rechts) deutlich ausgeprägt. Der Vergleich der Einspritzstrategien zeigt sogar nicht nur im Trade-off, sondern bei jeder einzelnen AGR-Rate eine gleichzeitige Reduktion von sowohl Ruß- als auch Geräuschemissionen. Das beste Ergebnis wird dabei wieder mit DSIS erzielt, das schlechteste mit der konventionellen Methode CIS.

Tabelle 6.3: Parameter der Betriebspunkte der AGR-Variation für die thermodynamischen Untersuchungen der DSIS-Strategie mit verringertem Einspritzdruck für Bp. 3

	CIS, 1500 bar	CIS, 2000 bar	ASIS, 1500 bar	DSIS, 1500 bar	DSIS, 2000 bar
ABVE / °KW <sub>nZOT</sub>	-7	-7	-8	-18	-18
VEM / mg	1	2	6	39	48
ABHE / °KW <sub>nZOT</sub>	-3	0	-2	0	0
HEM / mg	73	69	66	34	27

## 6.4 Auswirkungen verringerter Einspritzdrücke

Die experimentellen Untersuchungen wurden alle mit einem Einspritzdruck von  $p_{\text{Rail}} = 2000$  bar durchgeführt. Gerade für den Bp. 3, welcher ca. 25 % Last entspricht, ist aber auch ein geringerer Systemdruck möglich. Bei niedrigen Lasten nimmt der Anteil der Pumpenarbeit an der Gesamtarbeit zu. Die Arbeit für die Hochdruckpumpe ist maßgeblich und annähernd linear vom gelieferten Systemdruck abhängig (Nesbitt 2006). Die Auswirkungen verringerter Einspritzdrücke für die neue Einspritzstrategie ist im Folgenden dargestellt. Die Parameter der eingestellten Betriebspunkte sind in Tab. 6.3 aufgeführt.

Abb. 6.15 zeigt den Vergleich zwischen CIS und DSIS mit den Einspritzdrücken  $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$  bar. Im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off (links) ergeben sich bei verschiedenen Drücken weder für CIS noch für DSIS signifikante Verbesserungen. Der Gewinn im Trade-off für DSIS gegenüber CIS bleibt bei beiden Drücken bestehen. Im Zielkonflikt zwischen Ruß und Geräusch (rechts) sind bei DSIS dagegen signifikante Unterschiede zwischen hohem und niedrigem Einspritzdruck auszumachen. Bei CIS ergeben sich wie beim Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off vernachlässigbare Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Einspritzdrücken. Bei DSIS hingegen treten mit einem verringerten Einspritzdruck bei konstanten Rußemissionen signifikant verringerte Geräuschemissionen auf. Der Hauptunterschied liegt dabei in den mit dem niedrigeren Einspritzdruck signifikant verringerten Geräuschemissionen.

Der Zylinderdruckverlauf eines Vergleichs der DSIS-Strategie bei einer AGR-Rate von 35 % in Abb. 6.16 zeigt deutlich verringerte Druckanstiegsraten mit dem verringerten Einspritzdruck. Die dazugehörigen Injektorbestromungszeiten sind in Abb. 6.17 aufgezeichnet. Durch den verringerten Einspritzdruck sinkt die Einspritzrate und die Gemischaufbereitung verläuft langsamer. Der diffusions-

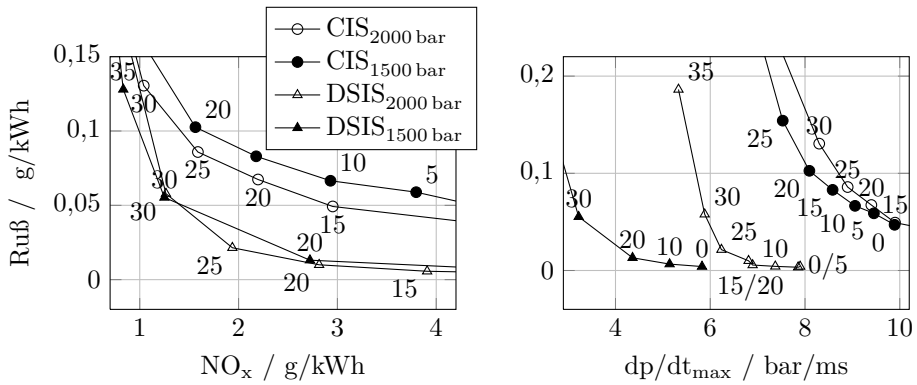


Abbildung 6.15: Ruß vs. NO<sub>x</sub> (links) und Ruß vs. Geräusch (rechts), CIS und DSIS, p<sub>Rail</sub> = 1500/2000 bar, Bp. 3

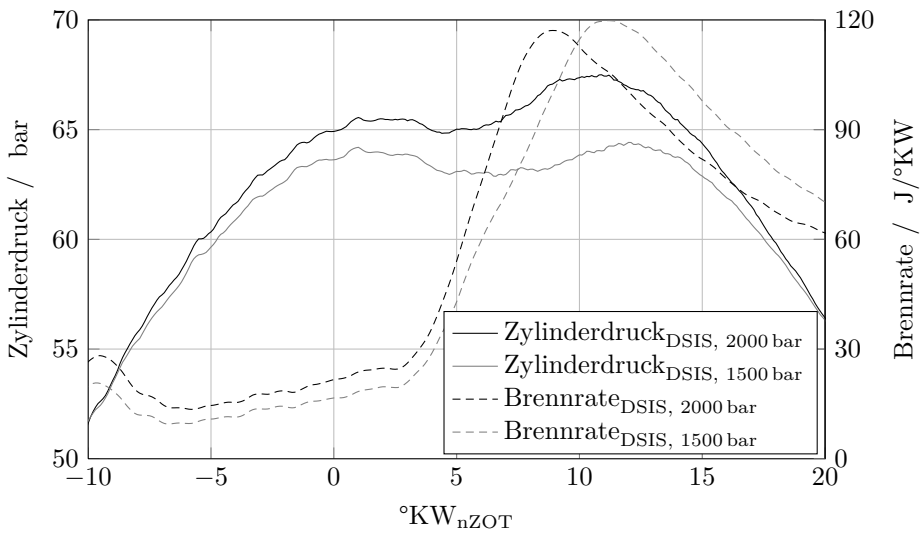


Abbildung 6.16: Druckverlauf und Brennrate von DSIS in Bp. 3, p<sub>Rail</sub> = 1500 / 2000 bar

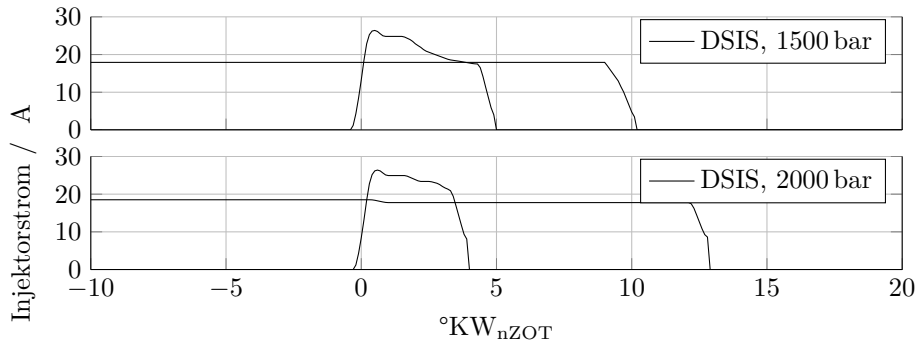


Abbildung 6.17: Injektorbestromungszeiten, DSIS,  $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$  bar, Bp. 3

kontrollierte Anteil der Verbrennung läuft langsamer ab, wie an der Brennrate in Abb. 6.16 zu erkennen ist. Die Brennrate beginnt bei gleichen Einspritzzeiten später zu steigen und erreicht ihr Maximum ca. 3...4°KW später als mit höherem Einspritzdruck. Dieser Effekt erklärt den reduzierten Zylinderdruckanstieg und die damit verringerten Geräuschemissionen. Der Zylinderspitzenruck ist mit dem verringerten Einspritzdruck abgesenkt. Durch den verringerten Einspritzdruck wird der Kraftstoff langsamer in den Brennraum eingebracht und die Verbrennung nach spät verschleppt. Das Maximum der Brennrate ist entgegen der Erwartung mit niedrigerem Einspritzdruck höher. Die DSIS-Voreinspritzmenge ist bei niedrigerem Druck deutlich geringer (39 anstatt 48 mg), so dass die Haupteinspritzmenge größer ausfällt. Die Ansteuerzeiten in Abb. 6.17 machen dies deutlich. Durch die größere Haupteinspritzmenge wird bei einem Systemdruck von  $p_{\text{Rail}} = 1500$  bar mehr Kraftstoff in der gleichen Zeit in den Brennraum eingebracht, wodurch die maximale Brennrate höher ausfällt. In der abfallenden Brennrate danach tritt für den verringerten Einspritzdruck eine deutlich höhere Brennrate auf. Die verschleppte Verbrennung resultiert in höheren Temperaturen am Ende der Verbrennung. Diese höheren Temperaturen wirken sich positiv auf die Oxidation von Ruß aus, was die annähernd konstanten Rußemissionen bei 35 % AGR-Rate (siehe Abb. 6.15) trotz niedrigeren Einspritzdrucks erklärt.

Ein Vergleich der drei Einspritzstrategien CIS, ASIS und DSIS (siehe Abb. 6.18) mit dem verringerten Einspritzdruck von  $p_{\text{Rail}} = 1500$  bar zeigt für den Ruß- $\text{NO}_x$ -Zielkonflikt eine fast kontinuierliche Verbesserung von CIS zu ASIS zu DSIS. Die Stickoxide sind bei gleicher AGR-Rate zwar erhöht, dafür fallen die Rußemissionen drastisch, so dass sich eine Verbesserung im Trade-off ergibt. Dieses Verhalten ist schon aus Bp. 4' in Abb. 6.12 bekannt. Die Unterschiede zwischen CIS, ASIS und DSIS im Zielkonflikt zwischen den Ruß- und Geräuschemissionen



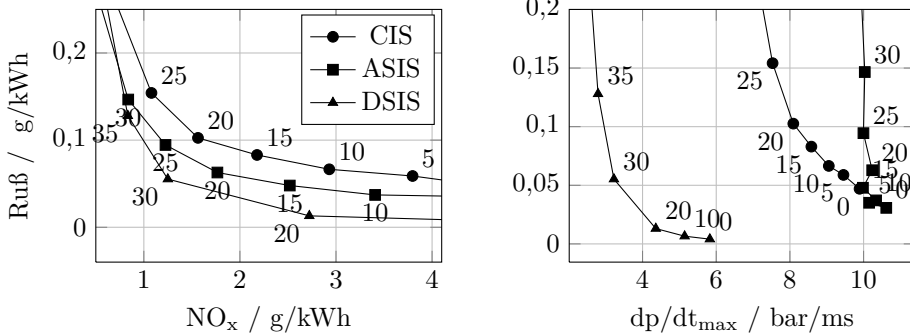


Abbildung 6.18: Ruß vs.  $\text{NO}_x$  und Ruß vs. Geräusch,  
CIS, ASIS und DSIS,  $p_{\text{Rail}} = 1500$  bar in Bp. 3

sind signifikant und im Vergleich zur Vermessung bei 2000 bar in Abb. 6.14 (links) stärker ausgeprägt.

Die Ergebnisse der spezifischen Emissionen beziehen sich auf die indizierte Leistung. Zum korrekten Vergleich mit verringerten Einspritzdrücken gehört zumindest die Inbezugnahme der Antriebsleistung der Hochdruckpumpe. Bei diesen Messungen kann von einer Reduktion der Hochdruckpumpen-Leistung von ca. 25 % ausgegangen werden kann. Dies würde das Ergebnis zugunsten des niedrigeren Systemdrucks verschieben, so dass für die dargestellten Ergebnisse in Abb. 6.15 weitere Verbesserungen für den niedrigeren Systemdruck zu erwarten sind.

Zusammenfassend lässt sich als Ergebnis für die Analyse der neuen räumlich getrennten Einspritzstrategie DSIS festhalten, dass signifikante Vorteile mit den verminderten Einspritzdrücken bestehen, ohne Nachteile hinsichtlich der kritischen Schadstoffemissionen Ruß und Stickoxid in Kauf nehmen zu müssen. Die Verbrennung läuft sehr weich ab mit deutlichem Abstand zur gewohnten harten Verbrennung eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung.



# 7 Zusammenfassung und Diskussion

In dieser Arbeit wurde das Potenzial hinsichtlich der Reduktion der kritischen Schadstoffemissionen und des Verbrennungsgeräuschs von zwei neuartigen Einspritzstrategien im Dieselmotor mit Direkteinspritzung analysiert und im Vergleich zum konventionellen Verfahren dargestellt. Die beiden untersuchten Einspritzstrategien ASIS<sup>1</sup> und DSIS<sup>2</sup> dienen der räumlichen Trennung der Einspritzvorgänge und stellen nach Analyse der Ergebnisse ein wirkungsvolles Mittel zur innermotorischen Reduzierung der kritischen Schadstoffemissionen dar. Die Geräuschemissionen sind im Vergleich zu einer Einspritzstrategie mit einer konventionellen Voreinspritzung konstant oder sogar reduziert.

In einem konventionellen Dieselmotor mit Direkteinspritzung wird der gesamte Kraftstoff unabhängig von der Anzahl der Teileinspritzungen in die gleiche Richtung in den Brennraum eingespritzt und umgesetzt. Eine Variation der Einspritzgeometrie wird lediglich indirekt durch das variable Brennraumvolumen durch den sich bewegenden Kolben ausgelöst. Mit den neuen Einspritzstrategien wird der Brennraum durch ein neues Kolbendesign und ein zweites Spritzbild mit veränderter Strahlausrichtung neu strukturiert. Das Kolbendesign sieht dabei eine Innenmulde vor (siehe Kap. 3.5 auf S. 28 f.). Das zweite Spritzbild kann über zwei verschiedene Varianten realisiert werden. Die erste Möglichkeit sieht einen zweiten im Zylinderkopf integrierten Injektor wie bei den hier vorgestellten Experimenten vor. Die zweite Möglichkeit beinhaltet einen speziellen Injektor<sup>3</sup>, welcher in der Lage ist, unabhängig vom Einspritzzeitpunkt mindestens zwei verschiedene Spritzlochreihen separat freigeben zu können. Durch die Ausrichtung des zweiten Spritzbildes in die Innenmulde des Kolbens kann der Brennraum in einen inneren und äußeren Bereich aufgeteilt werden. Mit dieser Brennraumunterteilung gewinnt das Brennverfahren einen großen Freiheitsgrad. In der vorliegenden Arbeit wurden basierend auf experimentellen und numerischen Konzeptuntersuchungen zwei verschiedene Einspritzstrategien analysiert.

Die erste untersuchte Einspritzstrategie ASIS umfasst eine räumliche Trennung der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung. Eine Voreinspritzung im Dieselmotor mit

---

<sup>1</sup>Advanced Split Injection Strategy

<sup>2</sup>Double Spatial Injection Strategy

<sup>3</sup>Im Rahmen dieser Arbeit ist eine Marktanalyse durchgeführt worden, in der verschiedene Konzeptansätze in Form von Patenten dargestellt und zusammengefasst sind (siehe Kap.3.4 auf S.26 ff.).

Direkteinspritzung dient der Minimierung der Geräuschemissionen, welche aus der schlagartigen Umsetzung der vorgemischten Verbrennung resultieren. Mit einer Voreinspritzung reduziert sich durch die Vorkonditionierung der Brennraumluft der Zündverzug für die Haupteinspritzung. Der vorgemischte Anteil der Verbrennung sinkt zugunsten des diffusionskontrollierten Anteils der Verbrennung. Dieser bildet naturgemäß sehr fette Gemischbereiche, was sich in erhöhten Rußemissionen widerspiegelt. Mit einer Verschiebung der Voreinspritzung in die Brennraummitte wird im Brennraumzentrum ein Hot Spot generiert, dessen Stärke und Ausprägung abhängig von der verwendeten Kraftstoffmenge und dem Spritzbeginn der räumlich getrennten Voreinspritzung ist. In den Experimenten hat sich gezeigt, dass im Gegensatz zur konventionellen Voreinspritzung eine erhöhte Kraftstoffmenge für die räumlich getrennte Voreinspritzung notwendig ist, um die Geräuschemissionen unter dem Niveau der konventionellen Voreinspritzung zu halten. Die Erhöhung der Kraftstoffmenge fördert die Ausbildung eines heißen, brennenden Gemischs im Brennraumzentrum unter der Düsen Spitze des zentral eingebauten Hauptinjektors. Die Haupteinspritzung mittels des zentralen Injektors erfolgt in das brennende Gemisch im Brennraumzentrum. Dies erhöht die Verdampfungsrates des Kraftstoffs drastisch. Der Hot Spot im Brennraumzentrum ist nur wenige Zentimeter breit, so dass der eingespritzte Kraftstoff der Haupteinspritzung zwar schneller verdampft, jedoch reicht es in dem Fall der ASIS-Strategie nicht aus, dass die Zündgrenzen damit schon erreicht werden. Die Entzündung des Kraftstoffs erfolgt wie im konventionellen Verfahren in der Omegamulde, wie in Aufnahmen der Flammvisualisierung zu sehen ist (siehe Kap. 5.2.2 auf S. 70 ff.). Daten aus Messungen mit der 2-Farben-Methode zeigen, dass die Rußbildung mit der Strategie einer räumlich getrennten Voreinspritzung sogar stärker ist als im Vergleich zu einer Strategie mit einer konventionellen Voreinspritzung. Das entscheidende Kriterium für die Rußemissionen ist aber der Rußoxidationsprozess am Ende einer Verbrennung. Eine Verbrennung mit ASIS-Strategie mit niedrigen Rußemissionen zeigte immer eine erhöhte Rußoxidation am Ende der Verbrennung. Mit einer verbesserten Rußoxidation und somit verringerten Rußemissionen ist es möglich, eine höhere AGR-Rate zur Reduktion von Stickoxidemissionen zu nutzen. Dies zeigte sich in den experimentellen Untersuchungen mit einer höheren AGR-Verträglichkeit für die ASIS-Strategie im Vergleich zu einer Einspritzstrategie mit konventioneller Voreinspritzung. Mit höheren Lasten hat sich dies besonders gut herausgestellt. Höhere Lasten begünstigen tendenziell die Entstehung fetter Gemischbereiche, welche durch die bessere Luftausnutzung im Brennraum reduziert werden.

Die zweite neu entwickelte Einspritzstrategie DSIS baut auf dem ersten Konzept ASIS auf. Die räumlich getrennte Voreinspritzung von ASIS wird hierbei nach früh verschoben und deutlich verlängert. Das Einspritzende der räumlich getrennten Einspritzung liegt nach der eigentlichen Haupteinspritzung, d.h. die Voreinspritzung überlagert die Haupteinspritzung komplett. In diesem Fall handelt es sich nicht mehr um eine räumlich getrennte Voreinspritzung, sondern vielmehr um eine räumlich getrennte Haupteinspritzung, welche im Folgenden als

DSIS-Einspritzung bezeichnet ist. Die Haupteinspritzung mittels des zentralen Injektors wird dabei um die entsprechende Kraftstoffmenge reduziert. Die DSIS-Einspritzung in die Brennraummitte umfasst so bis zu 65 % der gesamten Einspritzmenge eines Arbeitsspiels. Die Untersuchungen haben ergeben, dass sich der Hot Spot in der Brennraummitte stärker, d.h. mit einer höheren Temperatur durch die erhöhte Kraftstoffmenge, als bei ASIS ausbildet. Die Haupteinspritzung erfolgt ebenfalls durch diesen Hot Spot hindurch, allerdings zündet diese nicht mehr in der Omegamulde, wie es bei ASIS der Fall ist. Durch die sehr hohen Temperaturen<sup>1</sup> im Hot Spot von bis zu 2000 K zündet die Haupteinspritzung direkt in der Brennraummitte, so dass sich der Hot Spot in den optischen Aufnahmen nach außen aufweitet (siehe Kap. 6.2 auf S. 103 ff.). Die maximalen Temperaturen während und nach der Haupteinspritzung im Brennraum sind dabei deutlich niedriger, da die Verbrennung des gesamten Kraftstoffs auf einen größeren Zeitraum gestreckt wird. Dies ist nicht nur über die Bestromungsdauer des Injektors, sondern auch über den Vergleich des Brennverlaufs sichtbar. Die Verbrennung beginnt mit der vorgezogenen Kraftstoffeinbringung bei DSIS früher und wird nach spät verschleppt. Damit wird die maximale Brennrate reduziert. Niedrigere Temperaturen während der Hauptverbrennung sorgen für niedrigere NO<sub>x</sub>-Emissionen und höhere Temperaturen am Ende der Verbrennung für eine bessere Nachoxidation von Ruß (siehe Kap.6.2 auf S. 103 ff.), wie es bei einer frühen Nacheinspritzung der Fall ist. Die Anreicherung des Brennraumzentrums hat weiterhin den Vorteil, dass die Rußoxidation im Zentrum nicht durch kalte Wände gestoppt werden kann. Die gleichzeitige Abmagerung des Gemischs in der Omegamulde lässt zusätzlich die Rußbildung in diesem Bereich zurückgehen. Neben der Betrachtung der kritischen Schadstoffemissionen konnte mit DSIS eine weichere Verbrennung beobachtet werden. Nicht nur der maximale Druckanstieg, sondern auch die Änderung des Druckanstiegs konnte reduziert werden, was sich in verringerten Brennraumresonanzen äußert (siehe Kap. 6.3.1 auf S. 109 ff.). Die lokale Verschiebung eines Teils der Verbrennung in die Brennraummitte hat zudem positiven Einfluss auf den spezifischen Verbrauch. Durch die geringeren Temperaturen im Außenbereich des Brennraums sinkt der Wandwärmestrom während eines Arbeitsspiels und die gesamten Wandwärmeverluste werden reduziert.

Mit der DSIS-Strategie hat sich bei niedriger Last gezeigt, dass verringerte Einspritzdrücke neben dem Nachteil erhöhter Rußemissionen deutlich reduzierte Stickoxid- und vor allem Geräuschemissionen ergeben. Im Zielkonflikt zwischen Ruß- und Stickoxidemissionen hat sich so weder eine Verschlechterung noch eine Verbesserung gezeigt. Im Trade-off zwischen Ruß und Geräusch zeigte sich mit dem verringerten Einspritzdruck aber eine erhebliche Verbesserung. Dies ist besonders auf die verringerten Geräuschemissionen mit niedrigerem Einspritzdruck zurück zu führen. Dieses Verhalten ist von einer konventionellen Einspritzstrategie beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung bekannt, allerdings hat sich die anteilige

---

<sup>1</sup>Daten aus der Simulation

Verbesserung im Zielkonflikt zwischen Ruß und Geräusch mit der DSIS-Strategie deutlich stärker als mit der konventionellen Strategie heraus gestellt. Eine theoretische Verringerung der Antriebsleistung für das Nebenaggregat Hochdruckpumpe wurde in diesem Vergleich nicht beachtet, zeigt aber, dass somit auch eine Verbesserung im Ruß-Stickoxid-Trade-off möglich wäre, da dies die spezifischen Emissionen<sup>1</sup> bezogen auf die effektive Motorlast für den verringerten Einspritzdruck weiter senken könnte. Zusammengefasst ergibt sich für die DSIS-Strategie ein großes Potenzial Ruß-, Stickoxid- und Geräuschemissionen gleichzeitig zu reduzieren bzw. das Brennverfahren auf die Anforderungen zu adaptieren.

Mit den beiden Einspritzstrategien ASIS und DSIS wird der Brennraum in zwei Bereiche unterteilt, den inneren Bereich in der Innenmulde des neuen Kolbendesigns und den äußeren Bereich in der Omegamulde. Für einen Dieselmotor mit Direkteinspritzung ist es neu, dass der innere Bereich gezielt genutzt wird. Je nach Einspritzstrategie wird ein gewisser Anteil an Kraftstoff bezogen auf die gesamte Kraftstoffmenge, welche für das Arbeitsspiel verwendet wird, in den inneren Bereich eingespritzt und dort umgesetzt. Abb. 7.1 zeigt die Auswirkungen unterschiedlicher Kraftstoffmengenanteile für diese Brennraumzone in Bezug auf die kritischen Schadstoffemissionen, das Verbrennungsgeräusch, die Brenndauer von 10...90 % des Summenbrennverlaufs  $BD_{10...90\%}$  und den spezifischen Verbrauch  $b_i$  welche normiert auf die Ausgangssituation  $VEM = 0$  mg aufgetragen sind. Die Bereiche für ASIS und DSIS sind über die weiß-grauen Farbverläufe definiert. ASIS ist eine Strategie für Kraftstoffmengenanteile von bis zu 11 %. Höhere Anteile resultieren für ASIS in höhere Geräuschemissionen und sind daher nicht sinnvoll. Die höheren Anteile, welche in der Abbildung aufgetragen sind, wurden mit einem früheren Voreinspritzbeginn vermessen, welcher für die DSIS-Strategie optimiert war. Aus diesem Grund tritt bei  $VEM = 11\%$  der sprunghafte Wechsel der aufgetragenen Werte auf. Die Rußemissionen verbleiben mit einer weiteren Erhöhung auf einem hohen Niveau von ca. 180 % und beginnen ab 33 % Kraftstoffmengenanteil drastisch zu sinken. Die Stickoxidemissionen steigen mit Erhöhung der Kraftstoffmenge bis circa 38 % und beginnen ab 44 % zu fallen. Ab diesem Wert fallen die Ruß-, Stickoxid- und Geräuschemissionen gleichzeitig. Die  $NO_x$ -Emissionen erreichen mit der maximalen Kraftstoffmenge von 65 % das Niveau ohne Voreinspritzung bezogen auf die Ausgangssituation. Die Rußemissionen liegen aber auf einem Wert von 23 %. Diese Kraftstoffverteilung im Brennraum entspricht der DSIS-Strategie. Mit der guten AGR-Verträglichkeit können an dieser Stelle die Stickoxidemissionen gesenkt werden (siehe Kap. 6.3.2 auf S. 112 f.). In beiden Einspritzstrategien konnte diese hohe AGR-Verträglichkeit nachgewiesen werden. Durch die räumliche Trennung der Einspritzvorgänge und der damit verbundenen Aktivierung des Brennraumzentrums konnte die Luftausnutzung für die beiden neuen Einspritzstrategien gesteigert werden. In beiden Einspritzstrategien hat sich gezeigt, dass für höhere Lasten ein höheres Potenzial für AGR-Verträglichkeit

<sup>1</sup>Die spezifischen Emissionen der experimentellen Untersuchungen sind, wie bei einem Einzylinder-Forschungsaggregat üblich, auf die indizierte Leistung bezogen.

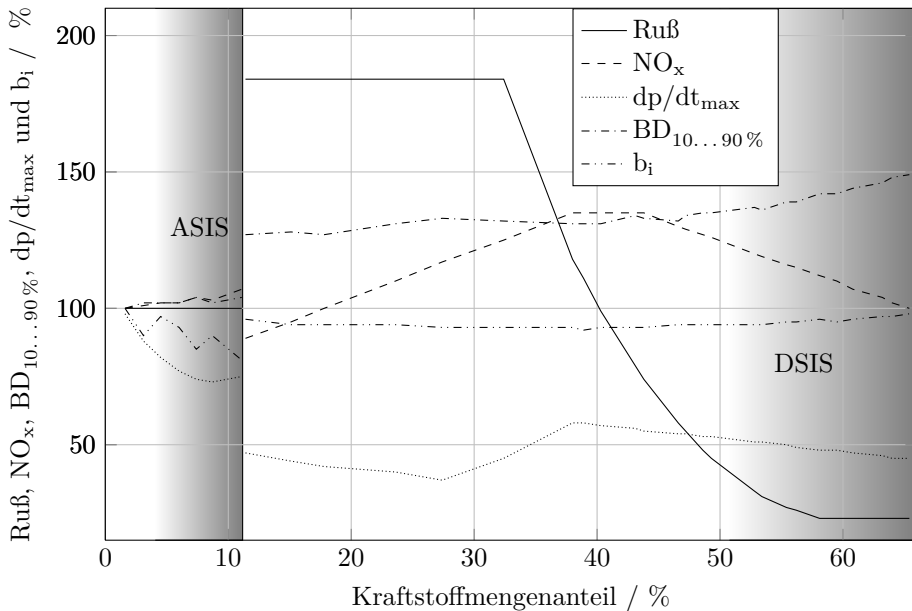


Abbildung 7.1: Verhalten von Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen, Verbrennungsgeräusch, Brenndauer und spez. Verbrauch im Vergleich zwischen ASIS und DSIS

besteht. Gerade bei zukünftigen Brennverfahren (z.B. Teetz et al. 2012), wird auch bei höheren und hohen Lasten der Einsatz signifikanter AGR-Raten deutlich zunehmen. Dies bedeutet umso mehr, dass auf eine effektive und vollständige Ausnutzung des gesamten Sauerstoffs im Brennraum geachtet werden muss.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch sinkt mit Kraftstoffzunahme im Brennraumzentrum ab, was sich vorteilhaft für die ASIS-Strategie auswirkt. Mit der DSIS-Strategie wird der Kraftstoff zwar noch früher in den Brennraum eingebracht, jedoch dauert die Einspritzung über den DSIS-Injektor auch deutlich länger an, so dass die Verbrennung verschleppt wird, wie an der Brenndauer zu sehen ist. Der Verbrauchsvorteil durch die sehr frühe Einspritzung wird durch die verschleppte Verbrennung kompensiert, so dass der spezifische Verbrauch mit DSIS wieder auf annähernd 100 % angestiegen ist.

In Abb. 7.1 ist zu erkennen, dass für die DSIS-Einspritzung ein minimaler Anteil von ca. 44 % der gesamten Kraftstoffmenge notwendig ist, um eine gleichzeitige Reduktion von Ruß und Stickoxiden zu erreichen. Dies kann dazu führen, dass bei hohen Lasten bis hin zur Vollast die DSIS-Strategie keine Anwendung mehr findet, da dieser minimale Anteil nicht erreicht werden kann. Somit könnte je

nach Kraftstoffdurchflussrate des zusätzlichen Injektors die ASIS-Strategie für einen höherlastigen Kennfeldbereich zielführender sein.







## 8 Ausblick

Ausgehend von den gesammelten Ergebnissen aus dieser Forschungsarbeit ergeben sich Ansätze für weitere Forschungsaktivitäten, welche die untersuchten Strategien genauer analysieren und zum Gesamtverständnis beitragen.

Der Verlauf der Rußkonzentration und das für die Stickoxidbildung wichtige Temperaturniveau wurde bei der ASIS-Strategie über Messungen mittels der 2-Farben-Methode analysiert. Das Beobachtungsvolumen der 2FM erstreckte sich dabei in einem 27°-Winkel in die Omegamulde über einen Einspritzstrahl der Haupteinspritzung. Diese Daten können als Maßgabe für den Verlauf der Rußkonzentration in der Omegamulde genommen werden. Allerdings hat sich bei den Untersuchungen herausgestellt, dass im Brennraumzentrum für ASIS und besonders für DSIS ebenfalls Prozesse zur Rußbildung und -oxidation und zur Bildung von Stickoxid ablaufen. 2FM-Messungen in diesem Bereich können weiteren Aufschluss darüber geben und zur weiteren Optimierung beitragen.

In modernen Diesel-Aggregaten in Pkw sind zwei Voreinspritzungen heutzutage Stand der Technik. Mit der Möglichkeit räumlich getrennter Einspritzvorgänge ist es ebenfalls möglich, mehrere Voreinspritzungen räumlich getrennt voneinander zu setzen. Verschiedene Variationen der konventionellen und ASIS-Voreinspritzung wurden untersucht, brachten aber keinen weiteren Erfolg, bzw. vielmehr schlechtere Ergebnisse, so dass davon ausgehend kein weiteres Potenzial für ASIS hinsichtlich mehrerer Voreinspritzungen besteht.

Aus den optischen Aufnahmen des Rußleuchtens und aus der CFD-Simulation ging hervor, dass sich der Hot Spot im Brennraum bei DSIS nicht konstant im Brennraumzentrum in der Innenmulde aufhält, sondern durch den Impuls der Einspritzung geringfügig bewegt und so die Haupteinspritzung asymmetrisch beeinflusst. Bei weiteren Untersuchungen mit einem zweiten Injektor wäre es vorteilhaft, die Innenmulde asymmetrisch zu gestalten, um so den Hot Spot besser im Brennraumzentrum halten zu können.

In den kommenden gesetzlichen Regulierungen der Schadstoffemissionen Euro 6 ist ein Limit für die Partikelanzahl geplant. Für Euro 6.2 oder Euro 7 gibt es Ansätze, zusätzlich die Partikelgröße zu beschränken. Deshalb ist eine eingehende Untersuchung der Partikelgrößenverteilung unerlässlich für weitere Messungen. Eine erste Messung hat ergeben, dass bei DSIS die Partikelanzahl über die

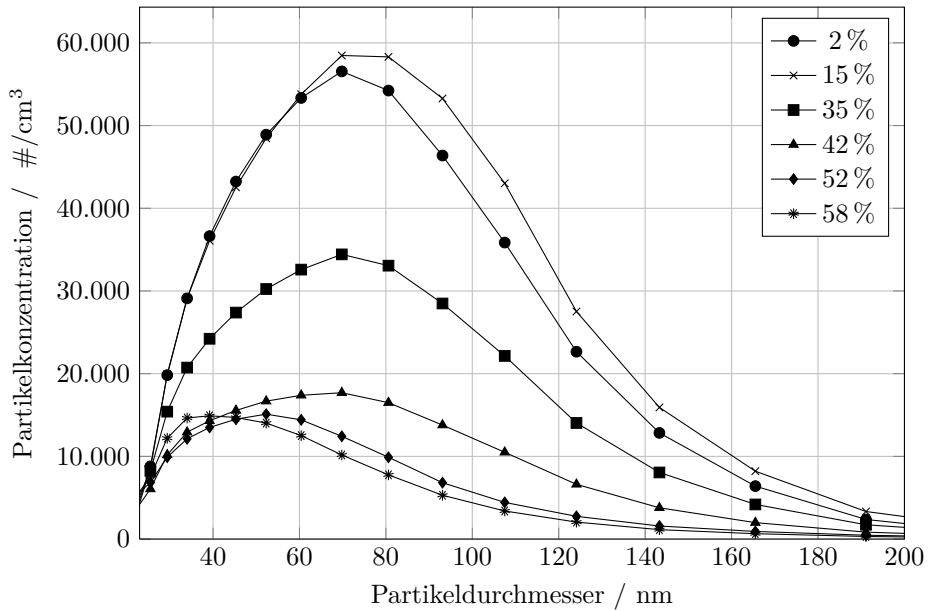


Abbildung 8.1: Partikelgrößenverteilung mit verschiedenen Kraftstoffmengenanteilen bei räumlich getrennter Einspritzung

gesamte Größenverteilung abnimmt. Die Verteilung dieser Messung ist im Vergleich zu ASIS in Abb. 8.1 dargestellt. Die Größenverteilung der Partikel ist erst ab 23 nm aufgetragen.<sup>1</sup> Die Beschriftung der einzelnen Kurven in % stellen den Kraftstoffanteil dar, der in die Innenmulde eingespritzt wird. Die Kurve mit 15 % entspricht der ASIS-Strategie, die Kurve mit 58 % der DSIS-Strategie. Neben einer beachtlichen Senkung der Partikelanzahl, welche mit der Rußmessung korreliert, fällt auf, dass sich der Schwerpunkt der Partikelgrößenverteilung von ASIS zu DSIS von 70 nm auf 40 nm reduziert hat. Der größte Anteil des Kraftstoffs wird über den DSIS-Injektor mit den signifikant kleineren Düsenlochbohrungen von 80  $\mu\text{m}$  anstatt 139  $\mu\text{m}$  in den Brennraum eingespritzt. Dadurch verläuft die Gemischaufbereitung besser und es entstehen kleinere Partikel.

<sup>1</sup>Partikel werden erst ab 23 nm gezählt. Bei dieser Größe liegt in etwa die Grenze zwischen Nukleations- und Akkumulationsmodus der Rußbildung. Partikel unter 23 nm zählen hauptsächlich zu den flüchtigen Substanzen, die aus Kondensation durch Abkühlung entstehen. Für reproduzierbare Messungen und zur Vermeidung von Fehlmessungen durch unerwünschte Kondensation wurde die Grenze von 23 nm zur Partikelzählung definiert (Andersson et al. 2010), weshalb im Diagramm die Partikel erst ab dieser Grenze aufgetragen sind.

Die bisherigen experimentellen und numerischen Untersuchungen zu ASIS und DSIS haben sich auf Lastbereiche bis ca. 50 % der Vollast beschränkt. Gerade zu höheren Lasten hat sich in den Untersuchungen ein vergrößertes Potenzial gezeigt, die kritischen Schadstoffemissionen des Dieselmotors mit Direkteinspritzung durch eine bessere Luftausnutzung und AGR-Verträglichkeit mit ASIS und DSIS zu senken. Daher ist es für weitere Untersuchungen zwingend notwendig, höhere Lasten mit in das Versuchsprogramm aufzunehmen.

Neben den Untersuchungen auf einem Einzylinder-Forschungsaggregat wäre es zukünftig sinnvoll, weitere Experimente an einem Vollmotor durchzuführen. Ein Injektor mit der Möglichkeit einer räumlichen Trennung der Einspritzvorgänge wäre dazu empfehlenswert. Dieses Vorhaben ist aufgrund der Komplexität eines solchen Injektors nur in Zusammenarbeit mit einem Injektorenhersteller möglich. Allerdings würden diese Untersuchungen die Strategien ASIS und DSIS deutlich näher an einen möglichen Serieneinsatz im Dieselmotor bringen. Durch die Reduktion der Ruß- und Stickoxidemissionen in dem untersuchten Ausmaß ist es durchaus denkbar, auf eine außermotorische Abgasnachbehandlung von entweder Ruß oder Stickoxiden verzichten zu können. Besonders bei der aufwandsintensiven Variante eines SCR-Katalysators zur Reduktion von Stickoxiden sind innermotorische Maßnahmen zur  $\text{NO}_x$ -Reduzierung gefragt. Bei der Entscheidung einer inner- oder außermotorischen Maßnahme zur Behandlung der Schadstoffemissionen stellen neben dem Aufwand und dem Verbrauch auch immer die Systemkosten eine wichtige Entscheidungsgrundlage dar. Die höheren Kosten neuer Injektoren zur Ermöglichung räumlich getrennter Einspritzstrategien sind in diesem Fall gegen die Kosten der zu ersetzenden Maßnahme in der Abgasnachbehandlung aufzustellen.



# Nomenklatur

## Abkürzungen

$b_i$	Spezifischer Verbrauch
$^{\circ}\text{KW}_{\text{nABHE}}$	$^{\circ}\text{KW}$ nach Ansteuerbeginn Haupteinspritzung
$^{\circ}\text{KW}_{\text{nABVE}}$	$^{\circ}\text{KW}$ nach Ansteuerbeginn Voreinspritzung
$^{\circ}\text{KW}_{\text{nSBHE}}$	$^{\circ}\text{KW}$ nach Spritzbeginn Haupteinspritzung
$^{\circ}\text{KW}_{\text{nZOT}}$	$^{\circ}\text{KW}$ nach Zünd-OT
$^{\circ}\text{KW}_{\text{nSBVE}}$	$^{\circ}\text{KW}$ nach Spritzbeginn Voreinspritzung
ABHE	Ansteuerbeginn Haupteinspritzung
ABVE	Ansteuerbeginn Voreinspritzung
AGR	Abgasrückführung
ASIS	Advanced Split Injection Strategy
CFD	Computational Fluid Dynamics
CIS	Conventional Injection Strategy
CO	Kohlenmonoxid
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DPF	Dieselpartikelfilter
DSIS	Double Spatial Injection Strategy

## *Symbole*

HE	Haupteinspritzung
KVD	Koaxial-Vario-Düse
n	Drehzahl
NEM	Nacheinspritzmenge
NIS	New Injection Strategy
NO <sub>x</sub>	Stickoxid
OT	Oberer Totpunkt
PIV	Particle Image Velocimetry
PM	Particulate matter
p <sub>me</sub>	Effektiver Mitteldruck
p <sub>mi</sub>	Indizierter Mitteldruck
p <sub>mr</sub>	Reibmitteldruck
SBHE	Spritzbeginn Haupteinspritzung
SBVE	Spritzbeginn Voreinspritzung
SCR	Selective Catalytic Reduction
SOE	Start of energizing
T	Temperatur
VE	Voreinspritzung

## **Symbole**

$\epsilon$	Verdichtung
$\eta$	Wirkungsgrad



$\lambda$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
$\phi$	Kraftstoff-Luft-Verhältnis



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Strahlaufbruch und -ausbreitung nach (Baumgarten 2006) . . . . .	7
2.2	Phasen der Dieselerbrennung (Urlaub 1987) . . . . .	10
2.3	Rußbildung in Abhängigkeit von lokaler Temperatur und Luft-Kraftstoff-Verhältnis $\lambda$ (Merker, Schwarz, Stiesch et al. 2006) . . . . .	12
2.4	Bildung und Wachstum eines Rußteilchens nach Bockhorn (1994) . . . . .	12
2.5	Rußkonzentration während der Verbrennung (Bertsch 1999; Velji 2008) . . . . .	13
2.6	Ruß- und $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abhängigkeit lokaler Temperaturen und dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis $\phi$ (Akihama et al. 2001) . . . . .	15
2.7	HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Sacklochvolumen (Merker, Schwarz, Stiesch et al. 2006) . . . . .	17
2.8	Maßnahmen zur Reduktion von Ruß und $\text{NO}_x$ im Trade-off (Spicher 2011) . . . . .	18
2.9	Zusammenhang zwischen Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruck-Anregungsspektrum (Flotho et al. 1988) . . . . .	21
3.1	Rußemissionen über maximalem Druckerhöhung bei Variation der Voreinspritzmenge . . . . .	24
3.2	Koaxial-Vario-Düse, KVD (Basshuysen 2010) . . . . .	27
3.3	Injektor mit variablem Spritzbild über Drehventil (Zexel Corp 1999a) . . . . .	28
3.4	Rußemissionen anhand verschiedener Einspritzpositionen bei räumlich getrennter Voreinspritzung (Merkel et al. 2008a) . . . . .	29
3.5	Neues Kolbendesign für die räumlich getrennte Voreinspritzung (Merkel, Wagner et al. 2008) . . . . .	30
4.1	Optischer Zugang des Versuchsaggregats durch Zylindergehäuse, Laufbuchse (links) und Kolben (rechts) . . . . .	34
4.2	Modifizierter Zylinderkopf mit zusätzlichem Injektor . . . . .	35
4.3	Schnitt durch den Zylinderkopf und den seitlichen Injektor . . . . .	36
4.4	Strahlanordnung der räumlich getrennten Einspritzung im Kolben bei OT . . . . .	37
4.5	Schnitt durch Indizierzugang in Zylinderkopf, Kolben in OT . . . . .	37
4.6	Beobachtungsvolumen der 2FM-Messtechnik . . . . .	38
4.7	Einspritzstrahlen beider Injektoren mit Markierung der deaktivierten Einspritzstrahlen für optische Messungen . . . . .	42

4.8	Aufbauschema der PIV-Messtechnik (Gindele 2001) . . . . .	43
4.9	Strahlführungsarm für Einkopplung des Laserschnitts in Brennraum (links) und Kamera mit vormontiertem Endoskop für PIV-Aufnahmen (rechts) . . . . .	43
4.10	Schematischer Laserlichtschnitt mit Beobachtungsbereich durch Endoskop . . . . .	44
4.11	MIE-Streulicht Intensitätsverteilung an $1\ \mu\text{m}$ (links) und $10\ \mu\text{m}$ (rechts) Öltröpfchen (Raffel et al. 1998) . . . . .	45
4.12	Schnitt durch Exzenterbuchse (links) und Beobachtungskegel (rechts) der MIE-Streulicht-Aufnahmen . . . . .	45
4.13	Planck'sche Strahlung . . . . .	47
4.14	Schematischer Aufbau der 2-Farben-Methode Messtechnik (Mayer 2000; Merkel 2008) . . . . .	49
4.15	Beobachtungsvolumen der 2-Farben-Messungen . . . . .	50
4.16	Emissionsspektrum einer vorgemischten Verbrennung durch Chemilumineszenzstrahlung (Schmid 2009) . . . . .	51
4.17	Lichtleiterendoskop (links) und Halter (rechts) für optischen Zugang	51
4.18	Gitter für die Berechnung in KIVA3Vr2 . . . . .	53
5.1	Experimentell untersuchte Betriebspunkte (Auflistung in Tabelle rechts) und Stationärpunkte aus dem WHSC . . . . .	58
5.2	Geräuschemissionen vs. VEM (links) und ABVE (rechts) . . . . .	59
5.3	Ruß vs. VEM und ABVE . . . . .	61
5.4	$\text{NO}_x$ vs. VEM und ABVE . . . . .	62
5.5	HC vs. VEM und ABVE . . . . .	63
5.6	CO vs. VEM und ABVE . . . . .	63
5.7	MIE-Streulicht-Aufnahmen der Voreinspritzung von CIS (links) und ASIS (rechts) bei $6\ \text{bar} @ 1450\ \text{min}^{-1}$ , $p_{\text{Rail}} = 1800\ \text{bar}$ . . . . .	66
5.8	MIE-Streulicht-Aufnahmen der Haupteinspritzung von CIS (links) und ASIS (rechts) bei $6\ \text{bar} @ 1450\ \text{min}^{-1}$ , $p_{\text{Rail}} = 1800\ \text{bar}$ . . . . .	67
5.9	Strahlpenetration, Links: $n = 1175\ \text{min}^{-1}$ , $p_{\text{Rail}} = 1800\ \text{bar}$ , Mitte: $n = 1175\ \text{min}^{-1}$ , $p_{\text{Rail}} = 2000\ \text{bar}$ , Rechts: $n = 1450\ \text{min}^{-1}$ , $p_{\text{Rail}} = 1800\ \text{bar}$ . . . . .	68
5.10	Temperaturverteilung aus CFD für CIS (links) und ASIS (rechts) $6\ \text{bar} @ 1300\ \text{min}^{-1}$ , $4^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$ . . . . .	69
5.11	Rußleuchten bei CIS (links) und ASIS (rechts) – charakteristische Unterschiede . . . . .	71
5.12	Sauerstoffkonzentration aus CFD-Simulation für CIS (links) und ASIS (rechts), $6\ \text{bar} @ 1300\ \text{min}^{-1}$ , 4, 11 und $29^\circ\text{KW}_{\text{nABHE}}$ . . . . .	73
5.13	Ruß vs. $\text{NO}_x$ , CIS und ASIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) mit $p_{\text{Rail}} = 2000\ \text{bar}$ und Bp. 4 (rechts) mit $p_{\text{Rail}} = 2200\ \text{bar}$ . . . . .	74
5.14	CO vs. $\text{NO}_x$ , CIS und ASIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) mit $p_{\text{Rail}} = 2000\ \text{bar}$ und Bp. 4 (rechts) mit $p_{\text{Rail}} = 2200\ \text{bar}$ . . . . .	75

5.15	Verlauf der Massenanteile Rußbildung für CIS und ASIS mit jeweils 10 % und 30 % AGR-Rate in Bp. 3 . . . . .	76
5.16	Ruß vs. $\text{NO}_x$ , CIS, $\text{ASIS}_{\text{Iso-NO}_x}$ und $\text{ASIS}_{\text{Iso-Ruß}}$ , AGR-Variation für Bp. 3 (links), $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar und 4' (rechts), $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	77
5.17	CO vs. $\text{NO}_x$ , CIS, $\text{ASIS}_{\text{Iso-NO}_x}$ und $\text{ASIS}_{\text{Iso-Ruß}}$ , AGR-Variation für Bp. 3 (links), $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar und 4' (rechts), $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	78
5.18	Geräusentwicklung bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid . . . . .	79
5.19	Rußemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid . . . . .	80
5.20	Stickoxidemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid . . . . .	80
5.21	Kohlenmonoxidemissionen bei Optimierung der ASIS-Strategie hinsichtlich Reduzierung von Ruß oder Stickoxid . . . . .	81
5.22	Spezifischer Verbrauch bei Optimierung der ASIS-Strategie . . . . .	82
5.23	Zylinderdruckverlauf und Brennrate der optimierten Einspritzstrategien . . . . .	83
5.24	Verlauf der Massenanteile der Rußbildung für CIS, $\text{ASIS}_{\text{Iso-NO}_x}$ und $\text{ASIS}_{\text{Iso-Ruß}}$ im Bp. 3 (links) und im Bp. 4 (rechts) . . . . .	85
5.25	Temperatur und Rußkonzentration während der Verbrennung, aufgenommen mit der 2-Farben-Methode . . . . .	86
5.26	Rußkonzentration aus 2FM am Ende der Verbrennung für die drei Varianten CIS, $\text{ASIS}_{\text{Iso-NO}_x}$ und $\text{ASIS}_{\text{Iso-Ruß}}$ . . . . .	88
5.27	Temperatur und Rußkonzentration aus 2-Farben-Messungen während der Verbrennung einer konventionellen Voreinspritzung und ohne Voreinspritzung . . . . .	89
5.28	Rußkonzentration aus 2FM am Ende der Verbrennung, Vergleich von CIS und ohne VE . . . . .	89
5.29	Temperaturen im Verbrannten aus der DVA der optimierten Einspritzstrategien in Bp. 3 (links) und Bp. 4 (rechts) . . . . .	90
5.30	Verlauf der Massenanteile für die Stickoxidbildung, CIS, $\text{ASIS}_{\text{Iso-NO}_x}$ und $\text{ASIS}_{\text{Iso-Ruß}}$ in Bp. 3 (links) u. 4 (rechts) . . . . .	91
5.31	Ruß vs. Geräusch, CIS, AGR-Variation an Bp. 3, $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$ bar . . . . .	92
5.32	Geräusch vs. ABVE und VEM, $\text{ASIS}_{\text{ZweiDruck}}$ , Bp. 3 . . . . .	93
5.33	Ruß vs. $\text{NO}_x$ , Vgl. $\text{ASIS}_{\text{konv}}$ mit $\text{ASIS}_{\text{ZweiDruck}}$ , Bp. 4' . . . . .	94
5.34	Ruß- und $\text{NO}_x$ -Emissionen vs. Kraftstoffmenge Nacheinspritzung . . . . .	96
6.1	Ruß und $\text{NO}_x$ vs. VEM, ASIS/DSIS an Bp. 3, $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	100
6.2	Brennverlauf und Temperatur im Verbrannten bei der Kraftstoffmengenvariation für DSIS bei Bp. 3, VEM = 8, 27, 51 mg . . . . .	101
6.3	Injektorbestromung bei der Kraftstoffmengenvariation für DSIS bei Bp. 3, Variante A, B und C . . . . .	101
6.4	Geräusch vs. VEM, ASIS/DSIS an Bp. 3, $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	103

6.5	Rußleuchten DSIS-Verbrennung bis zum Beginn der zweiten Verbrennungsphase, Bp. 3, Variante B (links) und C (rechts) . . . . .	105
6.6	Verteilung von $\lambda$ (links) und Temperatur (rechts) bei der Verbrennung der DSIS-Strategie mit VEM = 48 mg in Bp. 4' . . . . .	106
6.7	Rußleuchten DSIS-Verbrennung im Ausbrand, VEM = 28 mg (links) und VEM = 48 mg (rechts) . . . . .	108
6.8	Geräuschemissionen, CIS, ASIS und DSIS, Bp. 3 (links) und Bp. 4' (rechts) . . . . .	110
6.9	Druckverlauf von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4' . . . . .	110
6.10	Brennraumresonanzen von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4' . . . . .	111
6.11	Frequenzanalyse des Druckverlaufs von CIS, ASIS und DSIS in Bp. 4' . . . . .	111
6.12	Ruß vs. $\text{NO}_x$ , CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts), $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	112
6.13	CO vs. $\text{NO}_x$ , CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts), $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	113
6.14	Ruß vs. Geräusch, CIS, ASIS und DSIS, AGR-Variation für Bp. 3 (links) und 4' (rechts), $p_{\text{Rail}} = 2000$ bar . . . . .	113
6.15	Ruß vs. $\text{NO}_x$ (links) und Ruß vs. Geräusch (rechts), CIS und DSIS, $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$ bar, Bp. 3 . . . . .	115
6.16	Druckverlauf und Brennrate von DSIS in Bp. 3, $p_{\text{Rail}} = 1500 / 2000$ bar . . . . .	115
6.17	Injektorbestromungszeiten, DSIS, $p_{\text{Rail}} = 1500/2000$ bar, Bp. 3 . . . . .	116
6.18	Ruß vs. $\text{NO}_x$ und Ruß vs. Geräusch, CIS, ASIS und DSIS, $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar in Bp. 3 . . . . .	117
7.1	Verhalten von Ruß- und $\text{NO}_x$ -Emissionen, Verbrennungsgeräusch, Brenndauer und spez. Verbrauch im Vergleich zwischen ASIS und DSIS . . . . .	123
8.1	Partikelgrößenverteilung mit verschiedenen Kraftstoffmengenanteilen bei räumlich getrennter Einspritzung . . . . .	128







# Tabellenverzeichnis

4.1	Daten zum Versuchsaggregat . . . . .	34
5.1	Betriebspunktparameter für CIS, $ASIS_{Iso-NO_x}$ und $ASIS_{Iso-Ruf}$ . . .	83
5.2	Betriebspunktparameter der AGR-Variation für den Vergleich mit unterschiedlichen Einspritzdrücken für die ASIS-Strategie . . . . .	94
6.1	Charakteristische Punkte der Einspritzmengenvariation für die DSIS-Einspritzung . . . . .	102
6.2	Parameter der Betriebspunkte der AGR-Variation für die thermodynamischen Untersuchungen der DSIS-Strategie . . . . .	109
6.3	Parameter der Betriebspunkte der AGR-Variation für die thermodynamischen Untersuchungen der DSIS-Strategie mit verringertem Einspritzdruck für Bp. 3 . . . . .	114



# Literatur

- Abdelghaffar, W. A.; Karimi, K. und Heikal, M. R. (23. Jan. 2007). »Fuel Spray Penetration in High Pressure Diesel Engines«. In: *2007 Fuels and Emissions Conference* 2007-01-0066. DOI: 10.4271/2007-01-0066.
- Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S. und Dean, A. M. (2001). »Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature«. In: SAE Technical Paper 2001-01-0655. ISSN: 0148-7191.
- Amsden, A. A. (1997). *A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves. LA-13313-MS*. Los Alamos National Labs.
- Amtsblatt der Europäischen Union L229/1 (31. Aug. 2010). *Rechtsakte von Gremien, die im Rahmen internationaler Übereinkünfte eingesetzt wurden*.
- Andersson, J.; Mamakos, A.; Giechaskiel, B.; Carriero, M. und Martini, G. (2010). *Particle Measurement Programme (PMP) Heavy-duty Inter-laboratory Correlation Exercise (ILCE HD) Final Report. JRC Scientific and Technical Reports*. Techn. Ber. EUR 24561 EN - 2010. Institute for Environment und Sustainability.
- AVL List GmbH (26. Jan. 2004). »Einspritzeinrichtung für eine Brennkraftmaschine mit einer als Doppelnadeldüse ausgeführten Einspritzdüse«. AT 006 655 U1. Österreich.
- AVL List GmbH (2005). *Rauchwertmessungen mit der Filterpapiermethode. Application Notes*. AT1007D, Rev. 02.
- Baker, H. D. und Ryder, E. A. (1961). *Temperature Measurement in Engineering*. Hrsg. von J. Wiley und Sons. Bd. 2.
- Barro, C.; Tschanz, F.; Obrecht, P. und Boulouchos, K. (23. Sep. 2012). »Influence of Post-Injection Parameters on Soot Formation and Oxidation in a Common-Rail-Diesel Engine using Multi-Color-Pyrometry«. In: *Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2012* ICEF2012-92075. Laboratory for Aerochemistry and Combustion Systems, ETH Zürich.

- Basshuysen, R. van (2010). *Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Hrsg. von F. Schäfer. 5. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag. ISBN: 978-3-8348-0699-4.
- Baumgarten, C. (2006). *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. Hrsg. von D. Mewes und F. Mayinger. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York. ISBN: 10 3-540-30835-0.
- Bernhardt, S. (2009). *Skriptum der Vorlesung Motorenmesstechnik*. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Kolbenmaschinen (IFKM).
- Bertsch, D. (1999). »Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß gemischbildungsseitiger Maßnahmen auf den Zündprozeß, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor«. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH).
- Binde, A.; Busch, S.; Velji, A. und Wagner, U. (26. Apr. 2012). »Soot and NOx Reduction by Spatially Separated Pilot Injection«. In: *SAE Int. J. Engines*. 3. Ser. 5.SAE 2012-01-1159. DOI: 10 . 4271 / 2012 - 01 - 1159. URL: <http://saeeng.saejournals.org>.
- Binde, A. und Wagner, U. (11. Sep. 2012a). »Influence of Different Injection Pressures for a New Split Injection Strategy«. In: *THIESEL 2012*.
- Binde, A. und Wagner, U. (5. Juni 2012b). »NOx Reduction by a New Split Injection Strategy«. In: *SIA Diesel Powertrain*.
- BMWi und BMU (Juni 2012). *Energiewende auf gutem Weg. Ein Jahr nach den Energiewendeentschlüssen vom 6. Juni 2011*. Techn. Ber. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) und Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU).
- Bockhorn, H. (1994). *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Springer Verlag. ISBN: 3-540-58398-X.
- Bonse, B.; Dittus, B.; Giersch, J.; Kerst, A.; Kügler, T.; Schumacher, H. und Wintrich, T. (18. Feb. 2003). »Innovation Dieseleinspritzdüse - Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch. Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren«. In: *5. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende und Wiedemann. expert verlag. ISBN: 3-8169-2180-9.

- Busch, S.; Kleindienst, M.; Dahnz, C.; Wagner, U. und Spicher, U. (2. Okt. 2011). »Design and Flow Analysis of a novel optically accessible heavy duty Diesel Research Engine«. In: *Proceedings of the ASME 2011 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference - ICEF* ICEF2011-60024.
- Busch, S. und Spicher, U. (21. März 2012). »Untersuchung der Zylinder-Innenströmung in einem optisch zugänglichen Heavy Duty-Dieselmotor«. In: *Wissenschafts-symposium Automobiltechnik*.
- Cardon, C.; Bercher, P.; Goy, M. und Tansug, O. (5. Juni 2012). »Delphi's Diesel Unit Pump Common Rail System«. In: *SIA Diesel Powertrain*.
- Dec, J. E. und Espey, C. (1998). »Chemiluminescence Imaging of Autoignition in a DI Diesel Engine«. In: *SAE*. SAE Technical Paper 982685.
- Dent, J. C. (1. Feb. 1971). »A Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration«. In: *SAE Technical Paper* 710571. DOI: 10.4271/710571.
- Diesel, R. (23. Feb. 1892). »Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen«. DRP 67207. Kaiserliches Patentamt.
- DIN EN ISO 8178-5 (März 1999). *Hubkolben-Verbrennungsmotoren Abgasmessung*.
- Dresen-Rausch, J. (1991). »Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mittels der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik«. Dissertation. RWTH Aachen.
- Eckert, P. (2008). *Numerical and Experimental Investigation of Water Introduction into DI Diesel Engine Combustion*. Hrsg. von U. Spicher. Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH). Logos Verlag Berlin. ISBN: 978-3-8325-1951-3.
- Fenimore, C. P. (1971). »Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames«. In: *13th Symposium on Combustion*, S. 373–380.
- Flotho, A. und Spessert, B. (1988). *Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Automobilindustrie 4 und 5.
- Ganser, J. (1994). »Untersuchungen zum Einfluss der Brennraumströmung auf die klopfende Verbrennung«. Dissertation. RWTH Aachen.

- Gindele, J. (2001). *Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Hrsg. von U. Spicher. Dissertation Universität Karlsruhe (TH). Logos Verlag Berlin. ISBN: 3-89722-727-4.
- Gindele, J.; Kech, J. M.; Scholl, D. M. und Spicher, U. (1997). »Time Resolved Investigation of Unsteady Flow Inside Inlet Manifolds and Characterization of Inlet Flow Behavior«. In: SAE Technical Paper 972828.
- Gstrein, W. (1986). »Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren«. Dissertation. TU Graz.
- Henle, A. (6. Nov. 2006). »Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor«. Dissertation. Technische Universität München.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Hrsg. von A. Duffy und J. M. Morris. McGraw-Hill, Inc. ISBN: 0-07-028637-X.
- Huynh, N.-H. (10. Juli 1987). »Untersuchungen über die räumliche Flammenausbreitung bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung«. Dissertation. RWTH Aachen.
- Isuzu Motors Ltd (20. Juni 1994). »Injection Port Area Variable-type Fuel Injection Nozzle«. 08004625 A. Japan.
- Johnson, J. E.; Naber, J. D.; Lee, S.-Y.; Kurtz, E.; Robarge, N. und Ge, H.-W. (16. Apr. 2012). »Investigation of Diesel Liquid Spray Penetration Fluctuations under Vaporizing Conditions«. In: *SAE Technical Paper 2012-01-0455*. DOI: 10.4271/2012-01-0455.
- Koch, P.; Sommer, R.; Leipertz, A. und Taschek, M. (2006). »Einsatz kombinativer optischer Messtechniken zur Untersuchung der Rußbildung im Dieselmotor. Combined use of optical measuring techniques for the investigation of soot formation in a diesel engine«. In: *7. International Symposium on Internal Combustion Diagnostics*.
- Lienkamp, M. (Juli 2012). »Bilanzen müssen vergleichbar werden«. In: *ATZ: Ökobilanzen für das Automobil*.
- Maier, R.; Hammer, J.; Pauer, T.; Gerhardt, J.; Krüger, M.; Rettich, A. und Rückle, M. (5. Juni 2012). »The Next Generation BOSCH Common Rail Injectors with Digital Rate Shaping - A Key Factor for Meeting Future Requirements«. In: *SIA Diesel Powertrain*.

- Manin, J.; Bardi, M.; Pickett, L. M.; Dahms, R. N. und Oefelein, J. C. (Sep. 2012). »Development and mixing of diesel sprays at the microscopic level from low to high temperature and pressure conditions«. In: *THIESEL 2012 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines*.
- Mayer, K. (9. Juni 2000). *Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode*. Hrsg. von U. Spicher. Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH). Logos Verlag Berlin. ISBN: 3-89722-391-0.
- Merkel, S. (28. Nov. 2008). *Untersuchung einer neuen Einspritzstrategie zur rußarmen Verbrennung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*. Hrsg. von U. Spicher. Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Universität Karlsruhe (TH). Logos Verlag Berlin. ISBN: 978-3-8325-2130-1.
- Merkel, S.; Eckert, P.; Wagner, U.; Velji, A. und Spicher, U. (2007). »Eine neue Einspritzstrategie zur besseren Luftausnutzung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung. A New Injection Strategy with Improved Air Utilization for Direct Injection Diesel Engines«. In: *HdT München*.
- Merkel, S.; Eckert, P.; Wagner, U.; Velji, A. und Spicher, U. (2008a). »Eine neue Einspritzstrategie mit räumlicher Trennung der Vor- und Haupteinspritzung zur Rußreduzierung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung«. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*.
- Merkel, S.; Eckert, P.; Wagner, U.; Velji, A. und Spicher, U. (2008b). »Investigation of a New Injection Strategy for Simultaneous Soot and NOx Reduction in a Diesel Engine with Direct Injection«. In: *SAE Technical Paper 2008-01-1790*. DOI: 10.4271/2008-01-1790.
- Merkel, S.; Wagner, U.; Velji, A. und Spicher, U. (18. Nov. 2008). »Innermotorische Schadstoffreduzierung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung durch eine neuartige Einspritzstrategie«. In: *MTZ- Konferenz Heavy Duty Engines Bonn*.
- Merker, G. P.; Schwarz, C.; Stiesch, G. und Otto, F. (2006). *Verbrennungsmotoren Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner Verlag.
- Merker, G. P.; Schwarz, C. und Teichmann, R. (2011). *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 5. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag.

- Mie, G. (1908). »Beiträge zur Optik trüber Medien; speziell kolloidaler Metallösungen«. In: *Annalen der Physik, Vierte Folge, Band 25* Band 25. DOI: 10.1002/andp.19083300302.
- Mollenhauer, K. und Tschöke, H. (2007). *Handbuch Dieselmotoren*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Nesbitt, B. (Dez. 2006). *Handbook of PUMPS AND PUMPING*. Hrsg. von B. Nesbitt. Elsevier Science & Technology Books. ISBN: 185617476X.
- Pflaum, W. und Mollenhauer, K. (1977). *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag Wien. ISBN: 3-211-81387-X.
- Pischinger, F.; Schulte, H. und Jansen, J. (1988). »Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren«. In: *VDI-Berichte 714*.
- Pischinger, R.; Kell, M. und Sams, T. (2009). *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Hrsg. von H. List. 3. Aufl. Springer Verlag. ISBN: 978-3211-99276-0.
- Raffel, M.; Willert, C. E. und Kompenhans, J. (1998). *Particle Image Velocimetry - A Practical Guide*. Springer Verlag.
- Robert Bosch GmbH (23. Jan. 1992). »Kraftstoff-Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen«. DE 40 23 223 A1. Deutschland.
- Robert Bosch GmbH (15. Juli 2004a). »Inward-opening Variable Fuel Injection Nozzle«. US 2004 / 0134465 A1. U.S.A.
- Robert Bosch GmbH (15. Juli 2004b). »Nach innen öffnende Variodüse«. DE 103 00 045 A1. Deutschland.
- Robert Bosch GmbH (7. Juli 2004c). »Nach innen öffnende Variodüse«. EP 1 435 453 B1. Europa.
- Robert Bosch GmbH (15. Jan. 2004d). »Speichereinspritzsystem mit Variodüse und Druckübersetzungseinrichtung«. DE 102 29 417 A1. Deutschland.
- Robert Bosch GmbH (8. Jan. 2004e). »Speichereinspritzsystem mit Variodüse und Druckübersetzungseinrichtung«. WO 2004 / 003374 A1. International.



- Robert Bosch GmbH (25. Nov. 2004f). »Verfahren zur Mehrfachansteuerung eines Kraftstoffinjektors mit Variodüse«. DE 103 20 980 A1. Deutschland.
- Robert Bosch GmbH (19. Juli 2005a). »Inward-opening Variable Fuel Injection Nozzle«. US 6 918 377 B2. U.S.A.
- Robert Bosch GmbH (6. Apr. 2005b). »Speichereinspritzsystem mit Variodüse und Druckübersetzungseinrichtung«. EP 1 520 096 B1. Europa.
- Schmid, M. (2009). »Untersuchung des Gemischbildungs- und Verbrennungsverhaltens eines DI-Dieselmotors unter teilhomogenen Bedingungen«. Dissertation. Universität Erlangen-Nürnberg, Technische Fakultät.
- Schneider, M. H. (10. Sep. 1987). »Resonanzschwingungen der Zylinderladung von Dieselmotoren und ihre Bedeutung für das Verbrennungsgeräusch«. Dissertation. Fakultät für Maschinenwesen, RWTH Aachen.
- Shindell, D.; Kuylenstierna, J. C. I.; Vignati, E.; Dingenen, R. van; Amann, M.; Klimont, Z.; Anenberg, S. C.; Müller, N.; Janssens-Maenhout, G.; Raes, F.; Schwartz, J.; Faluvegi, G.; Pozzoli, L.; Kupiainen, K.; Höglund-Isaksson, L.; Emberson, L.; Streets, D.; Ramanathan, V.; Hicks, K.; Oanh, N. T. K.; Milly, G.; Williams, M.; Demkine, V. und Fowler, D. (27. Jan. 2012). »Simultaneously Mitigating Near-Term Climate Change and Improving Human Health and Food Security«. In: *Science* 335 AAAS 335. ISSN: 1095-9203. DOI: 10.1126/science.1210026.
- Siemens AG (5. Aug. 2004a). »Injektor mit einer Registerdüse zur Kraftstoffeinspritzung«. DE 103 23 871 A1. Deutschland.
- Siemens AG (19. Aug. 2004b). »Registerdüse mit Spritzlöchern«. DE 103 19 980 A1. Deutschland.
- Siemens AG (20. März 2008). »Kraftstoffinjektor mit einer im Düsenkörper geführten Hohl-nadel einer Registerdüse«. DE 10 2004 051 406 B4. Deutschland.
- Spicher, U. (2006). *Skript zur Vorlesung Methoden zur Analyse der motorischen Verbrennung*. Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Spicher, U. (2011). *Skript zur Vorlesung Verbrennungsmotoren A*. Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- Spicher, U. (Feb. 2012). »Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebssysteme für die individuelle Mobilität«. In: *MTZ: Energieketten*.

- Spicher, U.; Velji, A.; Köller, K. und Huynh, H. N. (1985). *Flammenausbreitung Dieselmotor I. Untersuchung der Flammenausbreitung und der Strömungsvorgänge im Dieselmotor unter Berücksichtigung des "flame-quenching"*. FVV Forschungsbericht 334. Lehrstuhl für Angewandte Thermodynamik, RWTH Aachen und Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, RWTH Aachen.
- Teetz, C.; Bergmann, D.; Schneemann, A. und Eichmeier, J. (Sep. 2012). »HCCI-Motor von MTU mit geringen Rohemissionen«. In: *MTZ 09/12 Emissionen*.
- Toyota Motor Corp (26. März 1998). »Injection Amount Variable Nozzle«. 11 280 609 A. Japan.
- Toyota Motor Corp und Denso Corp (14. Nov. 2007). »Variable Injection Hole Nozzle Type Fuel Injection Valve«. 2009121342 A. Japan.
- Unfug, F.; Beck, K.; Pfeil, J.; Wagner, U.; Waldenmaier, U.; Metzger, J.; Porten, P. und Stiesch, G. (19. Mai 2011). »Optical and Numerical Investigation on Spray Formation and Flame Luminosity in a Single Cylinder Medium Speed Diesel Engine«. In: *JSAE Annual Congress 239-20115227*.
- Urlaub, A. (1987). *Verbrennungsmotoren. Band 1 Grundlagen*. Springer Verlag. ISBN: 3-54018318-3.
- Velji, A. (2008). »Strategies for Clean Diesel Combustion«. In: *International Symposium on Clean High-Efficiency Combustion in Engines*. Tianjin, China.
- Wagner, U. (2006). *Experimentelle Untersuchungen außer- und innermotorischer Maßnahmen zur Rußminimierung bei Dieselmotoren*. Dissertation Universität Karlsruhe (TH). Logos Verlag Berlin. ISBN: 3-8325-1410-4.
- Wagner, U.; Merkel, S.; Eckert, P. und Spicher, U. (2007). »Comparative Study to Assess the Soot Reduction Potential of Different In-Cylinder Methods and Exhaust Gas Aftertreatment Systems for Direct Injection Diesel Engines«. In: *SAE*. SAE Technical Paper 2007-01-4016. DOI: 10.4271/2007-01-4016.
- Wagner, U.; Merkel, S. und Spicher, U. (2006). *Untersuchungen zur Entwicklung einer rußfreien Verbrennung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung. Programm Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung (BWPLUS)*. Abschlussbericht BWI 23001. Universität Karlsruhe, Institut für Kolbenmaschinen.

- Wagner, U.; Merkel, S.; Velji, A. und Spicher, U. (1. Juni 2006). »Experimental Investigations of a Soot-free Combustion Process in Direct Injection Diesel Engines«. In: *Diesel Engine 2006 - Ecole Central de Lyon*.
- Wagner, U.; Merkel, S.; Velji, A. und Spicher, U. (2009). »A new injection strategy with high potential to minimize soot and NOx emissions for Diesel engines with direct injection«. In: *IMEchE, London*.
- Warnatz, J.; Maas, U. und Dibble, R. W. (2001). *Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. 3. Aufl. Springer Verlag. ISBN: 3-540-42128-9.
- Zeldovich, Y. B. (1946). »The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions«. In: 21.
- Zexel Corp (11. Apr. 1995). »Variable nozzle hole type fuel injection nozzle«. 08193560 A. Japan.
- Zexel Corp (8. Juli 1997). »Variable injection hole type fuel injection nozzle«. 5,645,225. U.S.A.
- Zexel Corp (18. Aug. 1999a). »Kraftstoffeinspritzdüse mit veränderbarer Einspritzöffnung«. EP 0 713 004 B1. Europa.
- Zexel Corp (7. Juli 1999b). »Kraftstoffeinspritzdüse mit veränderbarer Einspritzöffnung«. EP 0 713 967 B1. Europa.



# Lebenslauf

## Persönliches

Name	Andreas Binde
Geburtsdatum	10. November 1980
Geburtsort	Karlsruhe
Familienstand	verheiratet

## Berufserfahrung

seit 2013	Porsche Engineering Services
2009 – 2013	KIT, Institut für Kolbenmaschinen Wissenschaftlicher Mitarbeiter
2008 – 2009	MOT GmbH, Karlsruhe, Projekttingieur
2001 – 2003	E.G.O. (Oberderdingen) Praxisphasen der Berufsakademie Karlsruhe

## Engagement / Soziales

2007 – 2008	KA-RaceIng, Team Motor
seit 2002	Akademische Studentenverbindung Palato-Sinapia
2000 – 2001	Zivildienst: Nachtschicht im Wichernhaus (Obdachlosenheim) in Pforzheim

## Studium / Schule

2009 – 2013	KIT, Institut für Kolbenmaschinen Promotion zum Doktor-Ingenieur
2003 – 2008	Universität Karlsruhe (TH) Diplom Wirtschaftsingenieurwesen
2001 – 2003	Berufsakademie Karlsruhe Wirtschaftsingenieurassistent
1991 – 2000	Lise-Meitner-Gymnasium Königsbach
1987 – 1991	Grundschule Königsbach