

Lehrstuhl für Thermodynamik
Technische Universität München

Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor

Alexander Henle

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTOR-INGENIEURS
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. G. H. Schnerr
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Th. Sattelmayer
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister

Die Dissertation wurde am 14.08.2006 bei der Technischen
Universität München eingereicht und durch die Fakultät für
Maschinenwesen am 06.11.2006 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von Mai 2003 bis April 2006 in der Abteilung CR/AEE im Bereich Forschung und Voraentwicklung der Robert Bosch GmbH in Stuttgart in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München. Bei meiner Arbeit wurde ich von zahlreichen Personen tatkräftig unterstützt, wofür ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. T. Sattelmayer für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Sein großes Interesse und seine wertvollen Anregungen haben entscheidend zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister bedanke ich mich für die freundliche Übernahme des Koreferats und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G.H. Schnerr für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Des Weiteren danke ich allen Kollegen der Robert Bosch Forschung und Voraentwicklung und dem Geschäftsbereich Dieselsysteme für die gute Zusammenarbeit und ihre Unterstützung. Stellvertretend für alle Kollegen der Abteilung CR/AEE gilt mein besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. G. Bittlinger, welcher die wissenschaftliche Betreuung seitens der Firma Bosch übernahm. Aus der Abteilung CR/ARF danke ich Herrn Dipl.-Ing. A. Schülke für die engagierte Unterstützung von Seiten der Konstruktion und Herrn U. Prang von Seiten der Werkstatt. Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. C. Benz und Herrn Dipl.-Ing. H. Bonath stellvertretend für den Geschäftsbereich Dieselsysteme für die gute Zusammenarbeit und ihre umfangreiche Unterstützung bedanken.

Meinen Eltern und meiner Freundin Melanie danke ich für den Rückhalt und Ihre Unterstützung während der gesamten Zeit.

Stuttgart, 28.April 2006

Alexander Henle

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	iv
1 Einführung und wissenschaftliche Problemstellung	1
2 Stand der Forschung	6
2.1 Schadstoffbildung in Verbrennungsprozessen	6
2.1.1 Stickoxide	6
2.1.2 Ruß	9
2.1.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)	13
2.1.4 Kohlenmonoxid (CO)	14
2.2 Grundlagen der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung	15
2.2.1 Teilprozesse der Gemischbildung im Dieselmotor	17
2.2.2 Teilprozesse der Verbrennung im Dieselmotor	21
2.2.3 Chemie der Zündung und Verbrennung im Dieselmotor	26
2.3 Homogene Dieselerverbrennung	29
2.3.1 Grundlagen und Vorteile homogener Dieselerbrennverfahren	29
2.3.2 Konzepte und Verfahren homogener Dieselerverbrennung	31
2.3.3 Probleme und Herausforderungen homogener Dieselerbrennverfahren . . .	35
3 Motorkonzept und Prüfstands Aufbau	37
3.1 Motorkonzept (Abgas- und Transparentmotor)	37
3.2 Prüfstands Aufbau und Grundmesstechnik (Transparentmotor)	41
4 Messtechniken am Transparentmotor	46
4.1 Überblick	46
4.2 Messtechniken zur Analyse der Gemischbildung	49
4.2.1 Mie-Streuung	49
4.2.2 Laserinduzierte Fluoreszenz	51
4.2.3 Kombinierte Mie-/LIF-Aufnahmetechnik - Versuchsaufbau	54
4.3 Messtechniken zur Analyse der Flammenstrahlung	58

4.3.1	Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel (Rußeigenleuchten)	60
4.3.2	Chemilumineszenzstrahlung	62
4.3.3	Rußeigenleuchten - Versuchsaufbau und Auswertung	64
4.3.4	Flammenemissionsspektroskopie - Versuchsaufbau und Auswertung	66
5	Untersuchung homogener Betriebsstrategien am Transparentmotor	71
5.1	Vorbereitende Arbeiten	71
5.1.1	Untersuchung eines konventionellen Betriebspunktes mit einer Variation der Düsenkonfiguration	71
5.1.2	Untersuchung einer teilhomogenen Betriebsweise mit Mehrfacheinspritzung	75
5.1.3	Schlussfolgerungen für die weitere Arbeit	78
5.2	Variation der Einspritzung und Abgasrückführung bei 4 bar indiziertem Mitteldruck	80
5.2.1	Darstellung der Betriebspunkte und Emissionen	80
5.2.2	Untersuchung der Gemischbildung	84
5.2.3	Untersuchung der Verbrennung mit zyklus aufgelöster Flammenemissionsspektroskopie	98
5.2.4	Untersuchung der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel	125
5.2.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	137
5.3	Variation der Einspritzung und Abgasrückführung bei 6 bar indiziertem Mitteldruck	143
5.3.1	Darstellung der Betriebspunkte und Emissionen	143
5.3.2	Untersuchung der Gemischbildung	146
5.3.3	Untersuchung der Verbrennung mit zyklus aufgelöster Flammenemissionsspektroskopie	149
5.3.4	Untersuchung der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel	157
5.3.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	165
6	Zusammenfassung und Ausblick	169
	Literaturverzeichnis	174

Nomenklatur

Abkürzungsverzeichnis

Bezeichnung	Bedeutung
ABHE	Ansteuerbeginn Haupteinspritzung
ABNE	Ansteuerbeginn Nacheinspritzung
ABVE	Ansteuerbeginn Voreinspritzung
ADHE	Ansteuerdauer Haupteinspritzung
ADVE	Ansteuerdauer Voreinspritzung
AGR	Abgasrückführung
AR	Antireflexionsbeschichtung
BDE	Benzindirekteinspritzung
BP	Betriebspunkt
CARS	Coherent-Anti-Stokes-Raman-Scattering
CCD	Charge-Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
DE	Direkteinspritzung
DHC	Delayed Homogeneous Combustion
DI	Direct Injection
ECI	EGR Controlled Ignition
EG	Europäische Gemeinschaft
EMI	Einspritzmengenindikator
EU	Europäische Union
fps	frames per second
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HE	Haupteinspritzung
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HPLI	Highly Premixed Late Injection
HR	High Reflection
HT	High Transmission
ICCD	Intensified Charge-Coupled Device
IR	infraroter Wellenlängenbereich
ISFC	Indicated Specific Fuel Consumption
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LIEF	Laser-Induzierte-Exciplex-Fluoreszenz
LIF	Laser-Induzierte-Fluoreszenz

LII	Laser-Induzierte-Inkandeszenz
Lkw	Lastkraftwagen
MCP	Multi Channel Plate
MK	Modulated Kinetic
MULDIC	MULTiple stage DIEsel Combustion
NADI	Narrow Angle Direct Injection
NE	Nacheinspritzung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeug
NSP	Number of Spray Holes (Spritzlochanzahl)
NTC	negative temperature coefficient
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyaromatische Kohlenwasserstoffe
PD	Pumpe-Düse
PDA	Phasen-Doppler-Anemometrie
PCCI	Partial Premixed Charge Compression Ignition
PIV	Particle-Image-Velocimetry
Pkw	Personenkraftwagen
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
PM	Particulate Matter
PTV	Particle-Tracking-Velocimetry
PREDIC	PREmixed lean DIEsel Combustion
SCR	Selective Catalytic Reduction
SNR	Signal to Noise Ratio
SUV	Sport Utility Vehicle
UNIBUS	UNIform BULky combustion System
UT	unterer Totpunkt
UV	ultravioletter Wellenlängenbereich
VE	Voreinspritzung
VIS	sichtbarer Wellenlängenbereich

Symbolverzeichnis

Bezeichnung	Bedeutung
A_{21}	Übergang im 2-Niveau-System bei spontaner Emission
b_{12}	Übergang im 2-Niveau-System bei der Absorption eines Photons
b_{21}	Übergang im 2-Niveau-System bei induzierter Fluoreszenz
d	Durchmesser
c_1, c_2	Abkürzung aller optischen Konstanten
h_A	Enthalpie des verbrannten Abgases
h_E	Enthalpie des eingeströmten Frischgases
k	Konizität
m_A	Masse des verbrannten Abgases
m_E	Masse des eingeströmten Frischgases
p	Druck
p_{mi}	indizierter Mitteldruck
Q_B	Energiefreisetzung
Q_E	Einspritzmenge
Q_W	Wandwärmeverluste
Q_{21}	Übergang im 2-Niveau-System bei Stoßlöschung (Quenching)
T	Temperatur
U	innere Energie
V	Volumen
w_{2i}	Übergang im 2-Niveau-System bei Photoionisation
α	Wandwärmeübergangskoeffizient oder Kurbelwinkel
ε	Verdichtungsverhältnis oder Emissionsgrad
λ	Luftverhältnis oder Wellenlänge
π	Kreiszahl
φ	Kurbelwinkel
ω	konventionelle Kolbenmuldenform bei Dieselmotoren
ΔE	Energiedifferenz
Ω_0	Raumwinkelkonstante
•	Symbol für chemisches Radikal

1 Einführung und wissenschaftliche Problemstellung

Das Automobil ist das unangefochtene Verkehrsmittel Nummer eins im Personenverkehr. Im Vergleich zu anderen Verkehrsmitteln wie z.B. Bus und Bahn passt es besser zu den Mobilitätsbedürfnissen der Menschen, da es von den meisten als wesentlich unabhängiger, flexibler und bequemer empfunden wird. Seine Beliebtheit ist trotz steigender Kosten, beispielsweise durch die höhere Steuerbelastung oder steigende Kraftstoffpreise, nach wie vor ungebrochen [154]. Der Pkw-Bestand in Deutschland ist in der Vergangenheit kontinuierlich gestiegen und wird auch in Zukunft weiter wachsen [133]. Einen wesentlichen Beitrag zu dieser Entwicklung leistete der Siegeszug des Dieselmotors seit der Einführung der Direkteinspritzung Anfang der neunziger Jahre (Abbildung 1.1). Die positiven Eigenschaften dieses Motorkonzepts, wie der 20-30 %-ige Verbrauchsvorteil zum Ottomotor, hohes Drehmoment, gute Fahrleistungen und Fahrdynamik und damit viel Fahrspaß, schlagen sich in einem stetig steigenden Diesel-Anteil bei den neu zugelassenen Fahrzeugen nieder [36, 44, 133].

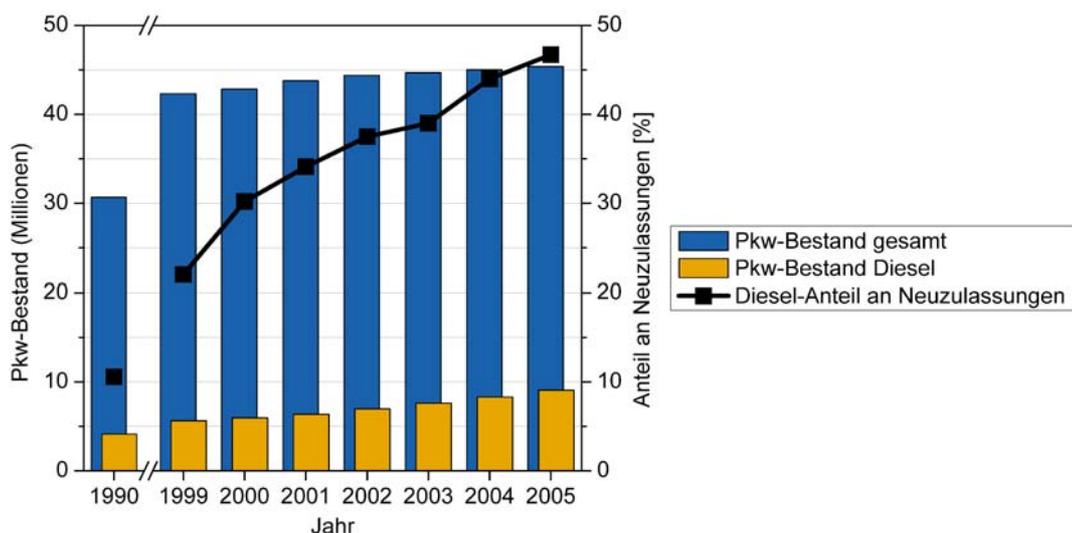


Abbildung 1.1: Gesamtfahrzeugbestand in Deutschland und Anteil der Diesel-Pkw [82]

Besonders in den Ballungsräumen führt der zunehmende Individualverkehr aber zu massiven Problemen. Die steigende Umweltbelastung, vor allem durch Luftverschmutzung, stellt neben der verringerten Lebensqualität ein erhebliches Gesundheitsrisiko für die Bevölkerung dar [1, 150, 166]. Der Gesetzgeber verschärft deshalb seit der Einführung der EU-Abgasrichtlinien stetig die Grenzwerte der im neuen europäischen Fahrzyklus NEFZ zulässigen Emissionen (Abbildung 1.2). Darüber hinaus bereiten weitere Gesetze, wie die seit Beginn 2005 in Kraft getretene EU-Richtlinie 1999/30/EG, welche eine Überschreitung von 50 Mikrogramm Feinstaub pro Kubikmeter Luft nicht öfters als 35-mal im Jahr erlaubt, vor allem Städten und Gemeinden mit hohem und besonders dicht konzentriertem Verkehrsaufkommen erhebliche Probleme [165]. Das Ansehen des Dieselmotors hat seit Beginn der Feinstaubdiskussion in der öffentlichen Meinung erheblich gelitten, da er oft als alleiniger Hauptverursacher des Pro-

blems dargestellt wird. In Wirklichkeit stammen aber nur etwa 35 % der Feinstaubbelastung in Ballungsgebieten aus dem Verkehr, lediglich 12 % werden von Pkws verursacht, der Rest von schweren Lkws, Bussen und Kleintransportern. Und selbst davon stammt nicht alles aus den Abgasen der Fahrzeuge, aufgewirbelter Staub aus Reifen- und Bremsabrieb von der Straßenoberfläche tragen ebenfalls einen erheblichen Teil dazu bei. Des Weiteren entsteht nur etwa die Hälfte des Feinstaubes vor Ort, die andere Hälfte wird, je nach Wetterlage, vom Wind in die Städte hinein getragen. Diese Tatsachen werden von den betroffenen Stadtvätern oft außer Acht gelassen, wenn sie über mögliche Gegenmaßnahmen, wie Fahrverbote, eine Citymaut, Geschwindigkeitsbeschränkungen oder Nassreinigung der Straßen diskutieren. Die Wirksamkeit dieser Maßnahmen ist somit äußerst fraglich und deshalb muss, um dieses Problem in den Griff zu bekommen, nach dem Verursacherprinzip vorgegangen werden. Alle Feinstaubquellen müssen ihre Emissionen weiter reduzieren [1].

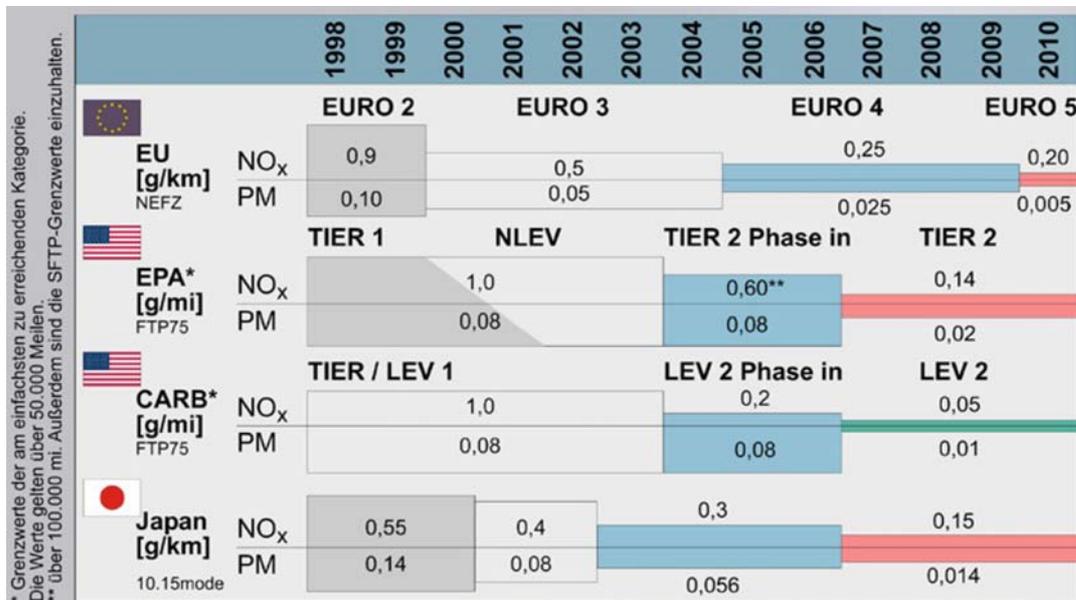


Abbildung 1.2: Emissionsrichtlinien für Diesel-Pkw seit 1998 [36]

Die Verringerung der Rußpartikel, aber auch aller anderen Emissionen aus dem Verkehr bleibt deshalb ein unumgängliches Ziel und auch in Zukunft eine große Herausforderung für die Automobilbranche [78]. Diese treibende Kraft bei der Weiterentwicklung von Dieselmotoren führte in jüngster Zeit zu mehreren Ansätzen, dem stetig steigendem Anspruch gerecht zu werden. Die beiden wesentlichen Hebel, welche den Entwicklern hierbei zur Lösung dieses Problems zur Verfügung stehen, sind die Abgasnachbehandlung und die Modifikation des Brennverfahrens (Abbildung 1.3).

Der erste und effizienteste Ansatz, welcher von der Automobilindustrie kurz bis mittelfristig Verwendung finden wird, ist die Weiterentwicklung der bestehenden, konventionellen Brennverfahren, um das gesamte Niveau der Rohemissionen weiter zu senken [36]. Hier werden Fortschritte bei der Einspritzausrüstung, z.B. durch neue Injektor- und Düsenkonzepte, und veränderte Einspritzstrategien in Verbindung mit weiter steigenden Einspritzdrücken, Erfolge

bringen [33, 36, 79]. Des Weiteren können mit neuen Aufladekonzepten in Verbindung mit optimierter Abgasrückführung ebenfalls noch Verbesserungen erreicht werden [140]. Eine weitere Möglichkeit mit konventionellen Brennverfahren auch zukünftig Emissionsminderung zu erreichen, stellt der relativ neue, aber sehr wichtige Bereich innovativer synthetischer Kraftstoffe dar. Durch die Verwendung der verbesserten Kraftstoffe können die Rohemissionen ohne größere Veränderungen am Motor deutlich gesenkt werden [26, 142].

Der zweite, ebenfalls kurz bis mittelfristige Ansatz sieht die Verwendung von optimierten konventionellen Brennverfahren in Kombination mit Abgasnachbehandlungssystemen vor. Er kommt dann zum Einsatz, wenn die bisher genannten Maßnahmen zur Emissionsreduzierung nicht mehr ausreichen. Da der Gesetzgeber absolute Emissionsmassen in g/km vorschreibt, also Fahrzeugmasse, Hubraum oder Motorisierung nicht berücksichtigt, ist dies vor allem bei Fahrzeugen der Oberklasse oder den so genannten SUVs (Sport Utility Vehicle) der Fall [36]. Der Dieselpartikelfilter ist hier eine wirkungsvolle Maßnahme zur Absenkung der Rußpartikel [36, 72, 99]. Dem großen Nutzwert dieser Maßnahme stehen allerdings einige Nachteile gegenüber. So verursacht der Einbau eines solchen Systems in den Abgasstrang hohe Kosten, welche sich im Fahrzeugpreis niederschlagen. Außerdem erhöhen die zusätzlichen Wartungsaufwendungen und ein geringfügiger Verbrauchsanstieg, bedingt durch die Regeneration, die Betriebskosten des Fahrzeugs [36, 99]. Für die nachmotorische Verminderung der Stickoxidemissionen gibt es mehrere Möglichkeiten. Größtes Potenzial hat zur Zeit das SCR-Harnstoffsystem. Leider gibt es auch hier einige Nachteile, welche die Einführung dieser Maßnahme erschweren. So muss zum einen Harnstoff als zusätzlicher Betriebsstoff im Fahrzeug mitgeführt werden. Des Weiteren erhöht sich auch hier der Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs [36, 99].

Damit der Dieselmotor mit seinen vielen Vorteilen seine Attraktivität gegenüber anderen Motorkonzepten nicht verliert, muss trotz zunehmendem Technologieeinsatz am Motor und steigender Komplexität der Abgassysteme seine Wirtschaftlichkeit erhalten bleiben [36, 44]. Deshalb sollte durch weitere innermotorische Verminderung der Rohemissionen auf kostspielige Abgasnachbehandlungssysteme weitgehend verzichtet werden können. Ein vielversprechender Ansatz hierzu sind neue, alternative Dieselmotoren, wie etwa die homogene Selbstzündung HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) [99]. Während die Entwicklung bei den beiden zuvor beschriebenen Ansätzen schon relativ weit fortgeschritten ist und man Teile davon bereits in Serie wieder findet, hat es dieser dritte Ansatz, den immer strengeren Emissionsvorschriften gerecht zu werden, noch nicht geschafft, über das Forschungsstadium hinaus zu kommen. Die neuen Dieselmotoren zeichnen sich dadurch aus, dass der Dieselmotorkraftstoff nicht wie bei konventionellen Verfahren diffusiv während der Einspritzung verbrennt, sondern eine homogene Ladung nach abgeschlossener Einspritzung an möglichst vielen Stellen im Brennraum gleichzeitig zu brennen beginnt. Die Verbrennungsgeschwindigkeit wird dabei durch eine Ladungsverdünnung mittels rückgeführtem Abgas gesteu-

ert. Die dadurch erzielte Temperaturabsenkung im Brennraum kombiniert mit der durch die Homogenisierung gegebenen günstigen λ -Verteilung, ermöglichen eine gleichzeitige Absenkung der Partikel- und NO_x -Emissionen im unteren und mittleren Teillastbereich [23, 42, 36, 78, 99]. Dies würde im günstigsten Fall einen Verzicht, zumindest aber eine Reduzierung kostspieliger Abgasnachbehandlungsmaßnahmen ermöglichen, um das erforderliche Zielfenster der Emissionsgesetzgebung zu erreichen. Leider bringen diese neuen Verfahren auch einige Nachteile mit sich. Das größte Problem sind neben einer Erhöhung der Geräuschemissionen und des Verbrauchs, die vermehrt auftretenden Emissionen von Produkten unvollständiger Verbrennung [36]. Außerdem entziehen sich diese Brennverfahren weitgehend einer direkten Regelung, wie es bei konventionellen Verfahren etwa mithilfe der Einspritzung möglich ist. Aus diesem Grund lassen sie sich bei kleinen und mittleren Lasten stationär schon zuverlässig darstellen, für einen stabilen transienten Betrieb ist aber noch viel Forschungs- und Entwicklungsaufwand notwendig. Lösungsansätze hierzu sind z.B. variable Ventiltriebssysteme, welche eine zyklusgenaue Einstellung der Abgasrückführrate ermöglichen und in Verbindung mit Zylinderdrucksensoren eine direkte Regelung sowie einen zuverlässigen Transientbetrieb auch bei höheren Lasten ermöglichen [161].

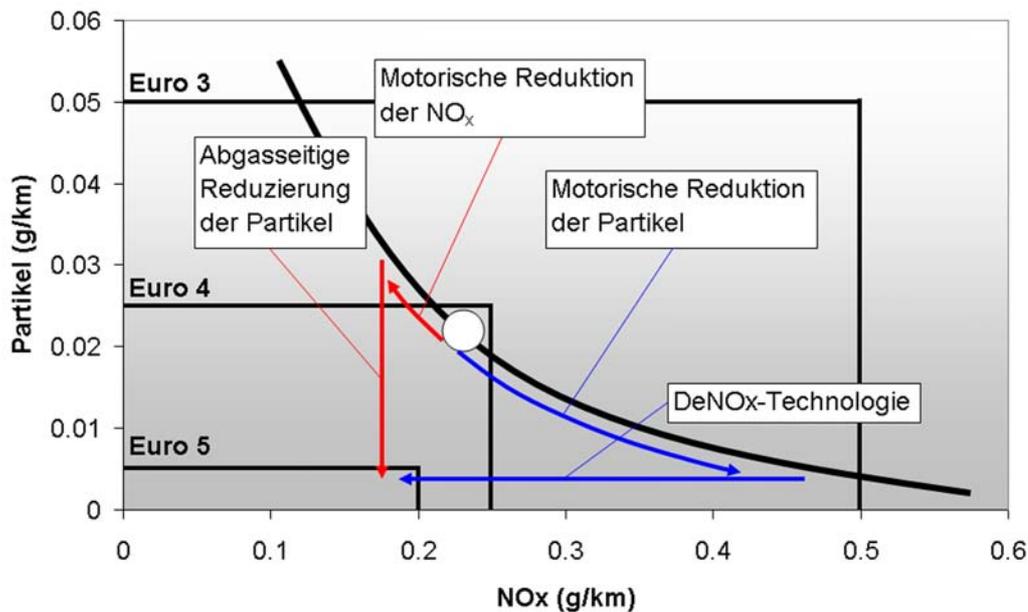


Abbildung 1.3: Maßnahmen zur Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte [150]

In diesem Kontext neuer, alternativer Brennverfahren soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein neues Dieselmotorkonzept untersucht werden. Dieses Motorkonzept unterscheidet sich von einem konventionellen Dieselmotor mit flachem Zylinderkopf, ω -förmiger Kolbenmulde und Drallströmung durch eine neuartige Brennraumgeometrie und eine für Dieselmotoren untypische Ladungsbewegung. Das untersuchte Motorkonzept besitzt einen Dachbrennraum, eine topfförmige Kolbenmulde und eine walzenförmige Bewegung der Zylinderladung (Tumble). Die Aufgabe besteht nun darin, homogene und konventionelle Betriebsstrategien an einem Transparentmotor zu untersuchen, welche zuvor an einem baugleichen thermodynamischen

Aggregat bereits Potenzial für niedrige Ruß- und NO_x -Emissionen bei akzeptablen HC- und CO-Werten gezeigt haben. Im Rahmen dieser Untersuchungen werden die Einspritzstrategie, die Last, die Abgasrückführrate, das Verdichtungsverhältnis sowie die Einspritzdüsenkonfiguration variiert. Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, am Transparentmotor die Wirkmechanismen aufzudecken, welche für diese niedrigen Emissionen verantwortlich sind, bzw. die Vorgänge, welche in diesem neuartigen Dieselmotorkonzept ablaufen, besser zu verstehen und daraus Maßnahmen zur Verbesserung des jeweiligen Brennverfahrens abzuleiten. Als Messtechniken kommen für die Untersuchung der Einspritzung und Gemischbildung die Mie-Streulicht- und die Laser Induzierte Fluoreszenz-Messtechnik zum Einsatz. Für die Analyse des Verbrennungsvorgangs wird das Rußeigenleuchten-Signal betrachtet sowie zyklusaufgelöste Flammenemissionsspektroskopie-Untersuchungen durchgeführt.

2 Stand der Forschung

2.1 Schadstoffbildung in Verbrennungsprozessen

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit Luft stellt eine exotherme Reaktion dar, in welcher im Idealfall die einzelnen Bestandteile des Kraftstoffes, Kohlenstoff und Wasserstoff, vollständig zu CO_2 und H_2O aufoxidiert werden. Der Stickstoffanteil der Luft reagiert hierbei nicht. Allerdings entsteht entsprechend dem Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffes CO_2 , welches als Treibhausgas die globale Erwärmung mit verursacht. In der Realität werden bei jeder motorischen Verbrennung unvermeidlich Produkte unvollständiger Verbrennung gebildet. Die wichtigsten sind Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte und teilverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Ruß (PM) und Stickoxide (NO_x) [114]. Die Bildung dieser Schadstoffe ist maßgeblich vom Luftverhältnis λ und der damit gekoppelten Verbrennungstemperatur abhängig (Abbildung 2.1 und 2.2). Bei den Produkten unvollständiger Verbrennung HC, CO und Ruß erfolgt ein Anstieg bei fettem Kraftstoff-Luft-Gemisch ($\lambda < 1,0$). Die NO_x -Bildung wird durch hohe Temperaturen und einem ausreichenden Sauerstoffangebot begünstigt und erreicht ihren Höchstwert bei $\lambda \approx 1,1$. Bei größeren Luftverhältnissen sinkt die Verbrennungstemperatur wieder und die NO_x -Emissionen gehen zurück, während die HC-Emissionen ansteigen [96, 114].

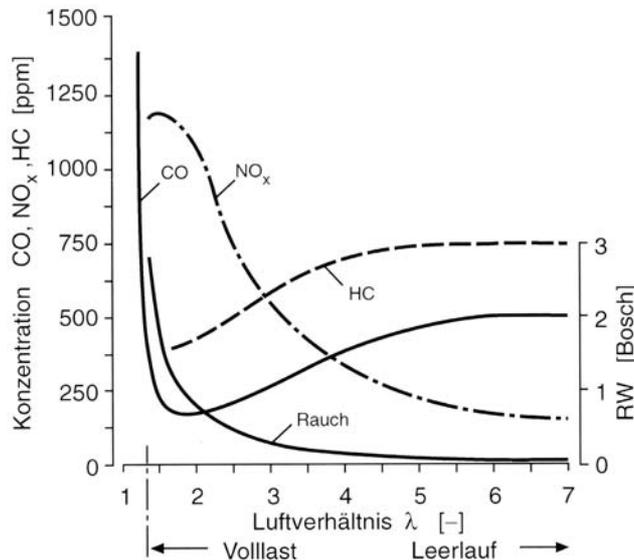


Abbildung 2.1: Schadstoffbildung im Dieselmotor über Luftverhältnis [114]

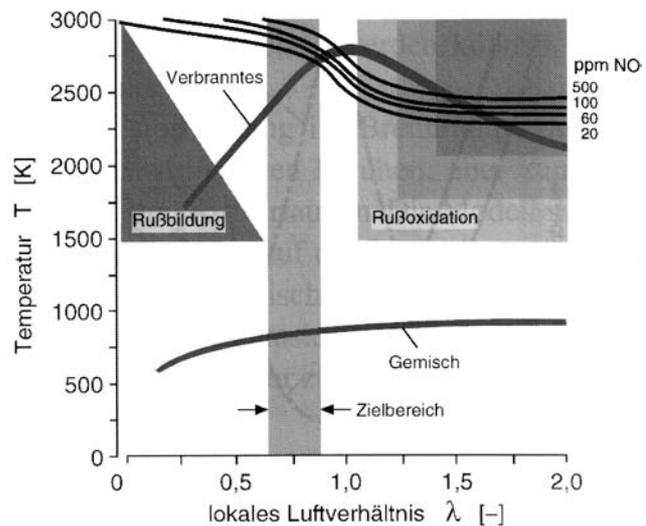


Abbildung 2.2: Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung [114]

2.1.1 Stickoxide

Von den insgesamt acht bekannten Oxiden des Stickstoffs sind die wichtigsten im Bezug auf die motorische Verbrennung das Stickstoffmonoxid NO , das Stickstoffdioxid NO_2 und

das Distickstoffoxid N_2O (Lachgas), welche unter der Kurzform NO_x zusammengefasst werden. Während der motorischen Verbrennung wird zunächst auf verschiedenen Reaktionswegen hauptsächlich NO gebildet. Hieraus entsteht dann bei niedrigeren Temperaturen NO_2 , zuerst im Abgassystem und anschließend in der Atmosphäre durch Reaktion von NO mit atomaren oder molekularem Sauerstoff, Ozon oder organischen Radikalen. Auf diese Weise wird das NO nach längerer Zeit fast vollständig in NO_2 umgewandelt [67, 119, 153]. Der Ausstoß von Stickoxiden aus Verbrennungsprozessen muss begrenzt werden, da diese auf vielfältige Weise umweltschädlich sind. Durch die Reaktion mit Wasser entsteht salpetrige Säure und Salpetersäure, ein Bestandteil des sauren Regens, welcher verantwortlich für Schäden an Wäldern, Gewässern und Bauwerken ist [111, 119]. Außerdem begünstigen Stickoxide vor allem in den Sommermonaten durch intensive Sonneneinstrahlung in der Troposphäre die Bildung von Ozon und photochemischen Smogs. Letztere und das NO_2 können die Atemwege reizen und beeinflussen die Lungenfunktion negativ [119, 160]. Darüber hinaus tragen Stickoxide zu Kettenreaktionen bei, die stratosphärisches Ozon abbauen, was zu einem Anstieg der UV-Strahlung führt und stellen im Falle des N_2O auch ein wirksames Treibhausgas dar [160].

Thermisches NO

Der größte Anteil der Stickoxidemissionen aus der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung entsteht durch die thermische NO-Bildung, deren Mechanismus erstmals von Zeldovich beschrieben wurde [175]:



Von Lavoie et al. wurde dieser durch die wichtige schnelle Hydroxylreaktion ergänzt, welche bei unter- und nahestöchiometrischer Verbrennung eine Rolle spielt [90]:



Die Reaktionen (2.1)-(2.3) werden als erweiterter Zeldovich-Mechanismus zusammengefasst. Das auf diese Weise gebildete NO wird als thermisch bezeichnet, da zur Aufspaltung der stabilen N_2 -Dreifachbindung des molekularen Stickstoffs in Gleichung (2.1) eine sehr hohe Aktivierungsenergie erforderlich ist und diese deshalb erst bei hohen Temperaturen ausreichend schnell abläuft (ca. 2000 K). Sie ist somit der geschwindigkeitsbestimmende Schritt in diesem stark temperaturabhängigen Mechanismus der Stickoxidbildung, in dem sich während der kurzen motorischen Verbrennung kein chemisches Gleichgewicht einstellt [160]. Es dominieren vielmehr phasenweise die Hin- bzw. die Rückreaktion. In weiten Abschnitten der motorischen Verbrennung hat die Hinreaktion entscheidenden Einfluss auf die letztendlich gebildete Stickoxidmenge, da die NO-Konzentration kleiner als die Gleichgewichtskonzentration der entsprechenden Temperatur ist. Ist die NO-Konzentration größer als diese Gleichgewichtskonzentration, so dominiert die Rückreaktion. Dies ist vor allem in der Expansion am Ende

bzw. nach der Verbrennung der Fall. Auf diese Weise wird ein Teil des gebildeten Stickoxids wieder abgebaut. Durch weitere Abkühlung kommen die NO-Bildungs- und Zerfallsreaktionen schließlich zum Stillstand und die NO-Konzentration ändert sich nicht mehr [129, 153]. Die Haupteinflussgrößen für diesen Mechanismus sind somit die Temperatur, die Verweilzeit bei hohen Temperaturen, aber auch das Luftverhältnis λ [129]. Reaktionskinetische Simulationsrechnungen von Hohlbaum [70] unter Zugrundelegung des erweiterten Zeldovich-Mechanismus zeigen, dass zum einen die Stickoxidbildung bei gegebener Temperatur und steigendem Luftverhältnis zunimmt, und die bei der Verbrennung erreichte Temperatur unter adiabaten Bedingungen (adiabate Flammentemperatur) ihren Höchstwert bei einem Luftverhältnis von $\lambda \approx 0,95$ erreicht. Berücksichtigt man beide Effekte, so ergibt sich eine maximale NO-Bildung für ein Luftverhältnis von $\lambda \approx 1,1$ (siehe auch Abbildung 2.1). Möchte man der Stickoxidbildung auf Basis dieses Mechanismus entgegenwirken, so bewirkt man dies durch eine Minimierung der Temperatur, der Sauerstoff- oder der Stickstoffkonzentration, wie es z.B. durch Abgasrückführung geschieht [160].

Promptes NO (Fenimore NO)

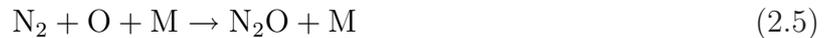
Der Mechanismus, welcher zur Bildung von prompten oder Fenimore-NO (nach C.P. Fenimore) führt, ist wesentlich komplizierter als der des thermischen NO. Er tritt vor allem unter brennstoffreichen Bedingungen in der Flammenfront auf, da hier das Ethin (Acetylen) als Vorläufer des CH-Radikals gebildet wird, welches als Reaktionspartner für den Stickstoff benötigt wird. Aus diesen beiden Molekülen entsteht Blausäure (HCN) und atomarer Stickstoff und über weitere Reaktionen dann NO.



Der erste Teil der Reaktion in (2.4) ist der geschwindigkeitsbestimmende Schritt in diesem Mechanismus und läuft im Vergleich zu (2.1) sehr schnell ab, woraus sich der Name promptes NO ableitet. Außerdem tritt promptes NO schon bei sehr viel tieferen Temperaturen als thermisches auf, da die Aktivierungsenergie von (2.4) mit 92 kJ/mol wesentlich geringer ist als die von (2.1) mit 318 kJ/mol [129, 160]. Simulationsrechnungen zur NO-Bildung in einem Rührreaktor von Glarborg et al. [50] zeigen wie zu Beginn bereits erwähnt, dass promptes NO hauptsächlich unter brennstoffreichen Bedingungen auftritt. Bei der konventionellen Dieselverbrennung, in der diese Bedingungen zur Bildung des CH-Radikals während der Diffusionsverbrennung vorliegen, beträgt der Anteil des Prompt-NO an den Gesamtstickoxidemissionen ca. 5-10 % [95]. Für Luftverhältnisse größer 1,4 ist der Beitrag dieses Mechanismus zu den Stickoxidemissionen gering, weshalb er bei der homogenen Dieselverbrennung ohne Diffusionsanteil, vernachlässigt werden kann [50, 119].

NO aus Lachgasmechanismus

Das über Distickstoffoxid erzeugte NO entsteht wie das thermische aus (2.1) durch die Reaktion des Stickstoffmoleküls mit atomarem Sauerstoff, allerdings durch eine trimolekulare Reaktion unter Mitwirkung eines weiteren Moleküls M. Das so entstandene Distickstoffoxid (Lachgas) reagiert anschließend mit atomarem Sauerstoff zu NO [160].



Unter konventionellen dieselmotorischen Randbedingungen trägt dieser Mechanismus nur geringfügig zur gesamten NO-Bildung bei. Er gewinnt allerdings an Bedeutung, wenn magere Bedingungen die CH-Bildung unterbinden und somit wenig Promptes NO entsteht bzw. geringe Temperaturen die Bildung von thermischen NO verhindern. Da die Aktivierungsenergie für die Reaktion (2.5) geringer ist als die für (2.1), wird dieser Mechanismus bei niedrigen Temperaturen nicht so stark verlangsamt wie der Zeldovich-Mechanismus. Unter solchen Randbedingungen bleibt dann nur noch das NO, welches über den Lachgasmechanismus gebildet wird und ist somit die überwiegende NO-Quelle in magerer vorgemischter Verbrennung wie sie beispielsweise in Turbinen zu finden ist [160]. Der Lachgasmechanismus hat aber auch große Bedeutung für die geringe gebildete NO_x-Menge bei der homogenen Kompressionszündung. Auch hier läuft die Verbrennung mit Luftüberschuss bei geringeren Temperaturen ab. Hohe Drücke, bedingt durch größere Lasten, fördern die Reaktion zusätzlich, da die trimolekulare Reaktion in Gleichung (2.5) von hohen Drücken begünstigt wird [129].

Brennstoff-NO

Brennstoff-NO wird aus stickstoffhaltigen Verbindungen im Brennstoff gebildet, spielt aber während der motorischen Verbrennung praktisch keine Rolle, da der Stickstoffanteil in handelsüblichen Dieselkraftstoffen weniger als ein Promille beträgt [67, 160].

2.1.2 Ruß

Die Entstehung von Ruß- oder Partikelemissionen ist eine Folge unvollständiger Verbrennung unter extremem Luftmangel (siehe auch Abbildung 2.1 und 2.2). Aufgrund der örtlich sehr inhomogenen Gemischverteilung ist diese Form der Verbrennung typisch für den konventionell betriebenen Dieselmotor [113, 119]. Gemäß der Definition versteht man unter Partikel alle Abgasbestandteile (mit Ausnahme von Wasser), die bei einer maximalen Temperatur von 52 °C auf einem definierten Filter abgeschieden werden. Hierzu wird mit Luft verdünntes Dieselabgas durch einen Filter gesaugt und dieser anschließend getrocknet und gewogen [38]. Als Hauptbestandteile von Partikeln aus der dieselmotorischen Verbrennung werden von Schmid [127] Ruß, organisch flüchtige Verbindungen (z.B. unverbrannte Kohlenwasserstoffe

aus Kraftstoff und Schmieröl - siehe auch 2.1.3), Aschen, Sulfate, Wasser sowie Metalloxide aus Kraftstoff, Schmieröl und Motorabrieb genannt. Für einen Dieselmotor mit Oxidationskatalysator, betrieben bei niedriger Last, ergibt sich beispielhaft folgende Partikelzusammensetzung (in Gewichtsprozent): 75,0 % Ruß, 12,9 % Schmieröl, 5,1 % Kraftstoff, 3,8 % Wasser, 2,9 % Sulfat, 0,3 % Nitrat. Der Anteil der Aschen und Metalloxide an der Gesamtmasse ist so gering, dass er hier nicht mit aufgeführt ist [127]. Der Hauptbestandteil Ruß ist weitgehend inert, geruchlos, unlöslich in Wasser und organischen Lösungsmitteln [7], jedoch hochabsorbent für Kohlenwasserstoffe, Aldehyde und sauerstoffhaltige Geruchsbildner [119]. Die angelagerten Kohlenwasserstoffe aus Kraftstoff und Schmieröl bilden den organisch löslichen Anteil. Das hier mit aufgeführte Wasser stammt aus der Verbrennung und der Luftfeuchte und lagert sich zum Teil an die Partikel an. Die Sulfate gehen aus dem im Kraftstoff gebundenen Schwefel hervor [127]. Für die Fahrzeugzertifizierung in der Abgasgesetzgebung spielt die Zusammensetzung der Partikel keine Rolle, hier zählt lediglich die Gesamtmasse [38].

Dieselmotoren älterer Bauart produzieren aufgrund ihrer meist nicht optimalen Gemischbildung (niedriger Einspritzdruck, Wandanlagerung, schlechte Lufterfassung und Durchmischung,...) große Mengen hauptsächlich größerer, mit dem Auge meist deutlich sichtbarer Rußteilchen. Moderne Dieselmotoren hingegen haben dank weiterentwickelter Hochdruckeinspritztechnik diese Defizite in der Gemischbildung weitgehend beseitigt (optimierte Lufterfassung und Durchmischung, verminderte Wandanlagerung, kleinste Tröpfchen, verbesserte Luftführung, fast vollständiger Rußabbrand) und erzeugen eine deutlich geringere Rußmenge. Sie erfüllen damit bezüglich der Partikelmasse ohne weitere Abgasnachbehandlung die aktuellen Emissionsvorschriften, stoßen aber noch immer kleinste, unsichtbare Rußteilchen mit Durchmessern von ca. 100 nm, sogenannte Nanopartikel, aus. Obwohl ihr Anteil an der gesamten emittierten Rußmasse sehr gering ist, stehen gerade sie in der Diskussion, Gesundheitsschäden beim Menschen zu verursachen [119]. Um auch diese Feinstpartikel aus dem Abgas zu beseitigen, ist der Partikelfilter deshalb seit kurzem Standard bei neuen Dieselfahrzeugen. Die Rußentstehung ist noch nicht vollständig verstanden, weshalb es zahlreiche Ansätze und Hypothesen gibt. Zu den bekanntesten zählen die Polyzyklen-Hypothese (auch Acetylen-Hypothese) und die Elementarkohlenstoff-Hypothese (auch Radikal-Hypothese oder diffusionskontrollierte Rußbildung).

Die Polyzyklen-Hypothese (Abbildung 2.3), detailliert beschrieben von Appel [6] und Zhao et al. [177], beginnt mit der Pyrolyse und Wasserstoffabspaltung der Kraftstoffmoleküle bei Sauerstoffmangel. Es entstehen ungesättigte Kohlenwasserstoffe, vor allem Acetylen C_2H_2 (Ethin). Aus dem durch weitere Abspaltung von Wasserstoff entstehenden Acetylen-Radikal $C_2H\bullet$, bildet sich im nächsten Schritt Butadiin C_4H_4 . Durch Anlagerung weiterer ungesättigter Kohlenwasserstoffe entstehen hochmolekulare zyklische Verbindungen und daraus mehrringige aromatische Kohlenwasserstoffe, so genannte PAK, wie z.B. Naphtalin. Durch Wasserstoffabspaltung und erneute Anlagerung von Acetylen bilden sich hieraus graffitähnliche Rußnuklei.

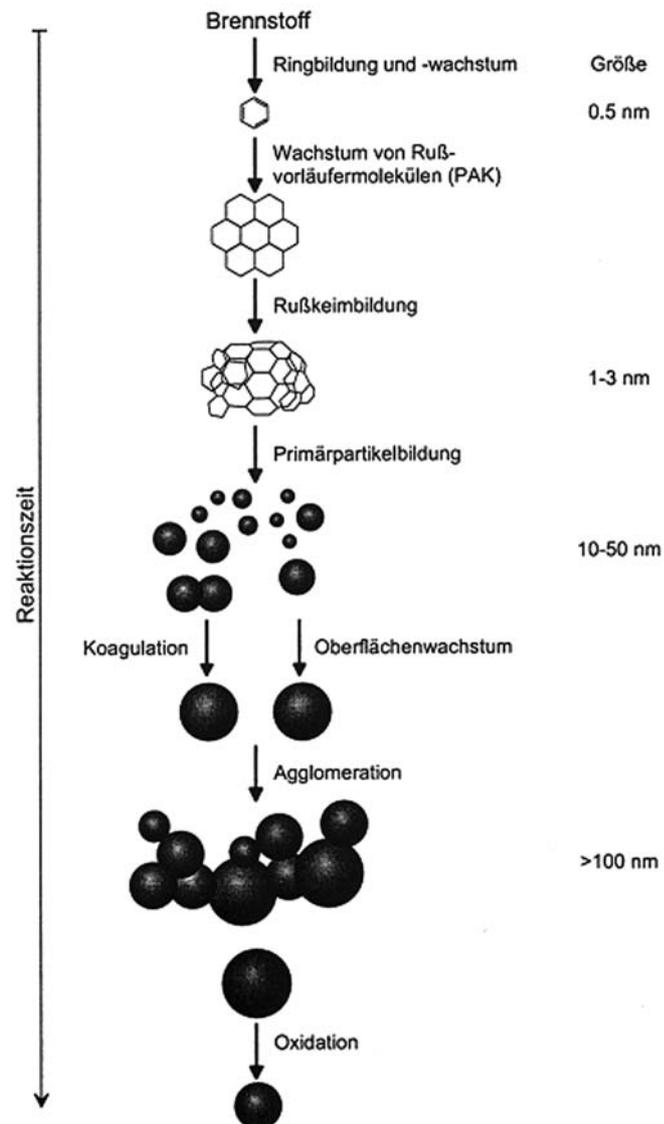


Abbildung 2.3: Rußbildungsphasen nach der Polyzyklen-Hypothese [92]

Die Elementarkohlenstoff-Hypothese [7, 10] beschreibt zu Beginn die Abspaltung von Wasserstoff in einer Kohlenwasserstoffwolke bei hohen Temperaturen und dessen Diffusion zur sauerstoffhaltigen Umgebung. Die Diffusion des Wasserstoffs zum Rand der Wolke erfolgt aufgrund des kleineren Durchmessers und der geringeren Masse schneller, als die des Kohlenstoffs und der Kohlenwasserstoffreste. Der Wasserstoff erreicht die Bereiche, wo die Verbrennung stattfindet somit früher und reagiert zudem schneller mit dem Sauerstoff. Diese Dehydrierung lässt Kohlenwasserstoffradikale und Kohlenstoffatome zurück. Über ihre vierfach-Valenz schließen sich die Kohlenstoffatome zu Clustern zusammen, welche die Rußkeime bilden und anschließend schnell zu Primärpartikeln mit Durchmessern von ca. 10 nm heranwachsen. Die Kohlenwasserstoffradikale bilden größere Moleküle (mehrringige Kohlenwasserstoffe/PAK, wie bei Acetylen-Hypothese), welche sich adsorbtiv an die Primärpartikel anlagern. Die so gebildeten Partikel bestehen aus einer Ummantelung von PAK mit einem Kern aus elementarem Koh-

lenstoff. Die Radikalthypothese basiert im wesentlichen auf dem gleichen Mechanismus, die Bildung der Keime erfolgt hier aber durch Radikale.

Das Acetylen, welches in fetten Bereichen in hohen Konzentrationen auftritt, spielt folglich unabhängig von der Theorie der Keimbildung eine wesentliche Rolle. Es stellt die wichtigste Vorstufe der PAK dar, und fungiert zusammen mit den PAK beim späteren Oberflächenwachstum der Rußpartikel als Kohlenstoffquelle. In diesen heterogenen Wachstumsreaktionen werden aus den Primärpartikeln durch Oberflächenwachstum, Koagulation und Agglomeration Partikel mit Durchmessern von über 100 nm (siehe auch Abbildung 2.3) [119].

Anschließend erfolgt die Oxidation eines Großteils des Rußes im Brennraum. Eine vollständige Oxidation der Partikel, wie sie bei hohen Temperaturen und ausreichendem Sauerstoffangebot theoretisch möglich wäre, findet während der dieselmotorischen Verbrennung aufgrund der zeitlich nur begrenzt vorhandenen thermischen Randbedingungen und dem örtlichen Sauerstoffmangel nicht statt. In Abbildung 2.2 sind die Bereiche der Rußbildung und Oxidation im Temperatur-Luftverhältnis-Diagramm sowie die Zustände von Gemisch und Verbranntem in der Nähe des Verbrennungstotpunktes eines Dieselmotors dargestellt. Aus dem Diagramm geht hervor, dass sich die Rußbildung auf einen Temperaturbereich oberhalb von 1500 K und Luftverhältnisse kleiner 0,6 beschränkt. Da für die Rußbildung, wie oben beschrieben, radikalische Vorläufer benötigt werden, kann diese nicht bei niedrigen Temperaturen ablaufen. Bei zu hohen Temperaturen werden diese hingegen pyrolysiert und oxidiert [160]. Ebenfalls im Diagramm gekennzeichnet sind die Bereiche intensiver NO_x -Bildung. Will man also die Entstehung von nennenswerten NO_x -Mengen als auch von Ruß unterbinden, muss das lokale Gemisch in einem Zielbereich von $\lambda = 0,6 - 0,9$ liegen sowie Temperaturen weniger als 1400 K vorliegen, bevor die Verbrennungsreaktionen einsetzen [114]. Die Gemischbildung muss also so beeinflusst werden, dass im Idealfall eine Trennung von Einspritzung und Verbrennung vorliegt, zumindest aber die Flüssigphase nicht in Kontakt mit der Verbrennung kommt und eine Luftmangelverbrennung vermieden wird [5]. Dies kann durch Anpassung des Einspritzzeitpunktes, der Anzahl der Einspritzungen sowie der zeitlichen Verläufe von Einspritzmenge und Einspritzdruck begünstigt werden. Das Diagramm zeigt ebenfalls, dass ein Großteil des gebildeten Rußes bei einem örtlichen $\lambda > 1$ und Temperaturen von mehr als 1500 K wieder oxidiert wird. Eine optimierte Luftführung im Brennraum sowie ein hoher Sprayimpuls unterstützen über eine verbesserte Durchmischung diesen Prozess [111]. In der fortschreitenden Expansion friert die Rußoxidation ab ca. 1300-1400 K ein, da dann die Konzentration der Sauerstoffatome und der OH-Radikale, welche eine wichtige Rolle im Rußoxidationsprozess spielen, zu klein wird, um die Rußpartikel anzugreifen [143].

Eine direkte Bestimmung der während der Verbrennung gebildeten Rußmenge ist sehr aufwendig. Lediglich der im Abgas nach der Rußoxidation emittierte Anteil kann gemessen werden. Über diesen Anteil findet man, je nach motorischen Randbedingungen, in der Literatur sehr

unterschiedliche Angaben. Hentschel spricht von 4 bis 15 % [59], Stiesch von 1 bis 10 % [143] und Merker von 0,1 bis 1 % [96] der insgesamt zuvor gebildeten Rußmenge. Dieser komplexe Zusammenhang aus Rußbildung und Oxidation zeigt, dass in der Brennverfahrensentwicklung sowohl die Minimierung der Bildungsrate, als auch die Maximierung der Oxidationsrate berücksichtigt werden muss.

2.1.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Der Abgasbestandteil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) ist das Produkt einer unvollständigen Verbrennung, zum größten Teil verursacht durch lokale Flammenlöschung [114, 160]. Dieser Flammenlöschung liegen im wesentlichen zwei Mechanismen zu Grunde. Der erste ist eine starke Streckung von Flammenfronten, z.B. durch starke Turbulenz, welche zur lokalen Löschung der Flammen führt. Ohne eine erneute Zündung verlässt der Brennstoff die Reaktionszone und gelangt un- oder nur teilweise verbrannt ins Abgas. Dieser Mechanismus fällt besonders bei fetten oder mageren Flammen ins Gewicht, und ist die Hauptursache für die oft hohen HC-Emissionen von Magermotoren [114, 160]. Der zweite Mechanismus ist die Flammenlöschung an der Wand und in Spalten. Hier liegt eine Wechselwirkung der Flamme mit den Wänden des Brennraums in Form von Wärmeableitung in die Wand und infolge Abkühlung der Reaktionszone sowie die Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte (z.B. Radikale) durch Reaktionen mit der Wandoberfläche vor [114, 160]. In beiden Fällen erlischt die Flamme und die bereits teilverbrannten sowie die noch unverbrannten Kohlenwasserstoffe gelangen ins Abgas.

Eine weitere Ursache für HC-Emissionen im Abgas findet sich im Ölschmierfilm der Zylinderlaufbuchse. Dieser wird zu einem geringen Teil durch die Kolbenbewegung abgetragen und in den Brennraum transportiert [114]. Werden diese Kohlenwasserstoffe dort dann nicht verbrannt, so gelangen auch sie direkt ins Abgas. Weitere HC-Quellen sind an den Brennraumwänden angelagerter Kraftstoff, der aufgrund zu niedriger Temperaturen nicht vollständig oxidiert wird sowie Einflüsse des Einspritzsystems. Letztere können durch "Nachspritzer", d.h. durch erneutes Öffnen der Düsenadel nach Einspritzende, oder durch Ausdampfen von unverbranntem Kraftstoff aus dem Sacklochvolumen der Einspritzdüse gegen Ende der Verbrennung verursacht werden [96]. Während der Expansion und des Ladungswechsels werden ein Teil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe in Abhängigkeit von Temperatur und Sauerstoffverhältnis oxidiert. Der andere Teil gelangt in die Atmosphäre und ist aufgrund seiner hohen Reaktivität direkt gesundheitsschädlich und führt darüber hinaus zusammen mit Sonnenlicht und den ebenfalls im Abgas enthaltenen Stickoxiden zur Bildung von Smog [114]. Insgesamt haben moderne Dieselmotoren auch bei hohen Luftverhältnissen heute relativ niedrige HC-Rohemissionen, da in der Brennzone immer stöchiometrische Verhältnisse und damit ideale Zündbedingungen vorliegen. Zündaussetzer, wie bei der Verbrennung magerer Gemische in Ottomotoren kommen nicht vor [113]. Problematisch sind aber die neuen

homogenen Dieselmotoren. Hier existieren Bereiche im Brennraum, welche durch die verfahrensbedingt niedrigen Temperaturen bei geringen Lasten sowie einem reduziertem Sauerstoffangebot, aufgrund sehr hoher Abgasrückführraten, nicht rechtzeitig reagieren, wodurch die HC-Problematik auch beim Diesel wieder in den Vordergrund rückt.

2.1.4 Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid (CO) ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Atemgift, welches bei Verbrennungsvorgängen unter Luftmangel entsteht [114]. Die Kohlenmonoxid-Anteile in den Rohemissionen heutiger, moderner Dieselmotoren sind relativ niedrig, da trotz örtlich fetter Gemischzonen insgesamt magere Mischungsverhältnisse vorliegen und somit immer genügend Sauerstoff zur CO-Oxidation vorhanden ist [113]. Lediglich bei Annäherung an die Rußgrenze erfolgt ein steiler Anstieg der CO-Bildung [114, 113] (siehe auch Abbildung 2.1). Außerdem entsteht in sehr mageren Gemischen mit niedrigen Temperaturen durch unvollständigen Verbrennung vor allem im wandnahen Bereich vermehrt Kohlenmonoxid [96, 153]. Bei magerer Verbrennung und hohen Temperaturen trägt die Dissoziation merklich zur CO-Konzentration bei [114]. Das während der Verbrennung gebildete Kohlenmonoxid wird während der Expansion teilweise oxidiert, allerdings verlangsamt sich diese Reaktion mit dem Absinken der Temperatur und kommt irgendwann zum Stillstand [114]. Bei homogenen Dieselmotoren rückt wie schon bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen auch das Kohlenmonoxid stärker in den Vordergrund. Auch hier verhindern zu niedrige Temperaturen, vor allem aber ein reduziertes Sauerstoffangebot bedingt durch sehr hohe Abgasrückführraten, eine ausreichende Oxidation des Kohlenmonoxid zu CO₂.

2.2 Grundlagen der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung kann durch folgende Vorgänge und Merkmale beschrieben werden. Der Kraftstoff wird unter hohem Druck gegen Ende des Verdichtungsaktes im Bereich des oberen Totpunktes in den Brennraum eingespritzt. Der Brennstoff verdampft, vermischt sich mit der verdichteten heißen Luft und entzündet sich schließlich von selbst [96]. Für diese Prozesse der Einspritzung, Gemischbildung, Zündung und Verbrennung steht beim schnelllaufenden Dieselmotor nur eine sehr kurze Zeitspanne in der Größenordnung von Millisekunden zur Verfügung. Mithilfe der eingespritzten Kraftstoffmenge wird die Last des Motors geregelt, weshalb man beim Dieselmotor von einer Qualitätsregelung spricht [113]. In Abbildung 2.4 sind die Einflüsse und komplexen Zusammenhänge des Dieselmischbildungs- und Verbrennungsvorgangs dargestellt. Es wird deutlich, dass eine Vielzahl von wechselseitigen Abhängigkeiten existiert, so dass eine isolierte Betrachtung einzelner Parameter für das Verständnis der Vorgänge nur bedingt zielführend ist. Vielmehr muss jede Untersuchung und nachfolgende Analyse immer den Gesamtzusammenhang im Blick behalten.

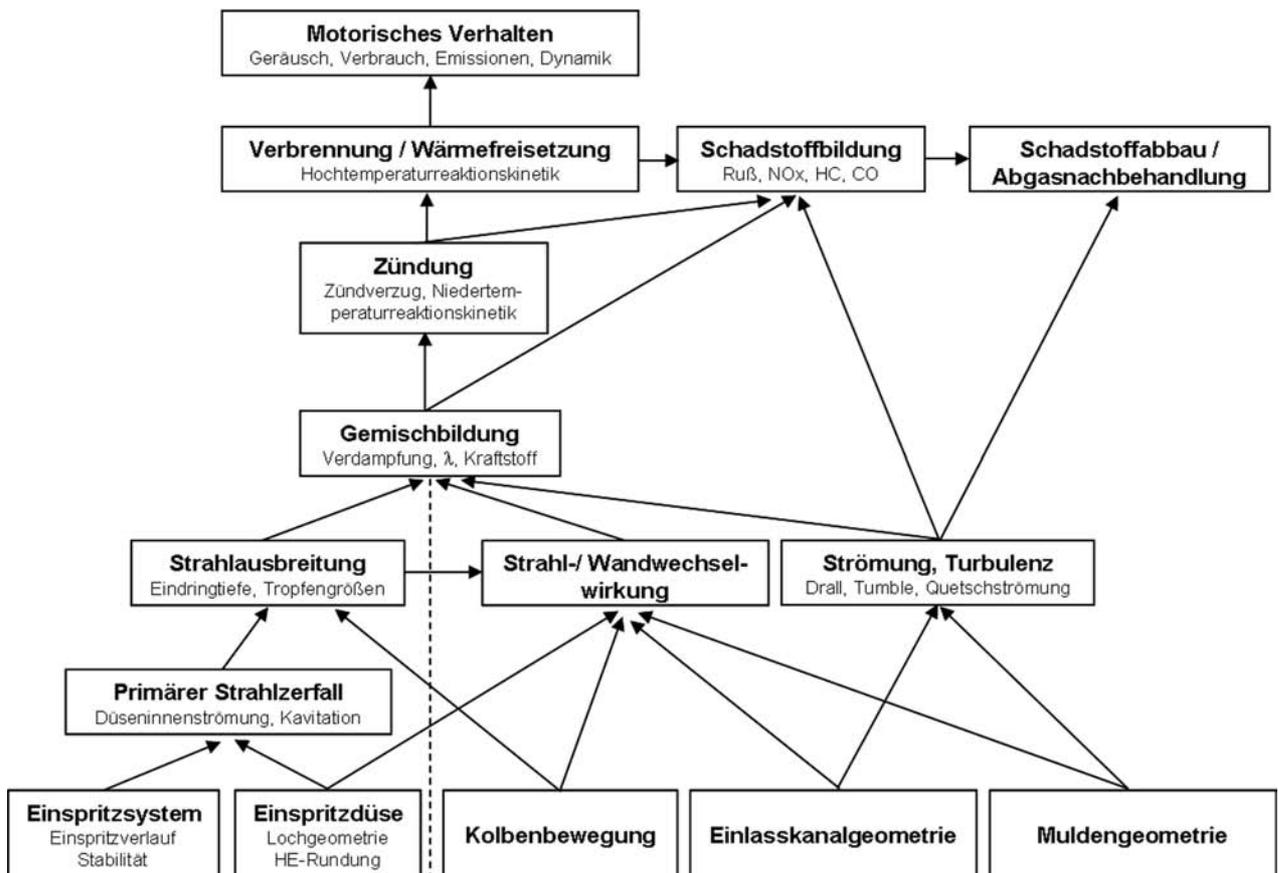


Abbildung 2.4: Einflüsse auf den Dieselmischbildungs- und Verbrennungsvorgang [96, 111]

Die Kraftstoffeinbringung in den Brennraum wurde früher über Vor- und Wirbelkammerkonzepte gelöst. Moderne Dieselmotoren arbeiten ausschließlich mit direkter Einspritzung in den Brennraum. Dieser ist im Allgemeinen als ω -förmige Mulde im Kolben untergebracht und die

Einspritzung erfolgt mittels einer, je nach Ventilanzahl, zentral oder außermittig im flachen Zylinderkopf angeordneten Mehrlochdüse. Hohe Einspritzdrücke von über 2000 bar und 5 bis 8 kleine Bohrungen in der Düse, sogenannte Spritzlöcher, ermöglichen eine gute Gemischbildung und eine saubere Verbrennung des Kraftstoffes mit geringen Rohemissionen. Zu den Aufgaben moderner Dieseleinspritzsysteme zählen die Hochdruckerzeugung und Kraftstoffförderung, die zeitliche Steuerung der Einspritzung(en), die Regelung der Einspritzmenge und bei Mehrzylindermotoren die Gleichzuteilung. Die wichtigsten heute auf dem Markt befindlichen Systeme basieren auf zwei verschiedenen Konzepten. Es gibt integrierte Systeme zur Druckerzeugung und Mengenregelung mit diskontinuierlicher bzw. einspritzsynchrone Druckerzeugung. Zu diesen in der Regelnockengetriebenen Systemen zählen die Reihen-, Einzel- und Verteiler-einspritzpumpen, Pumpe-Leitung-Düse- (PLD) und Pumpe-Düse-Systeme (PD) [96, 113]. Wesentlich verbreiteter ist jedoch das Common Rail System. Dieses zeichnet sich durch eine kontinuierliche Hochdruckerzeugung und eine Trennung von Druckerzeugung sowie Mengenregelung aus. Hierdurch erhält man zahlreiche Freiheitsgrade zur Gestaltung des Brennverfahrens und der Abgasnachbehandlung. Der Einspritzdruck ist im Kennfeld frei wählbar und während der Einspritzung weitgehend konstant. Es besteht die Möglichkeit einer Mehrfacheinspritzung (Vor-, Haupt-, Nacheinspritzung), wodurch sich wesentliche Vorteile bei Verbrauch, Geräusch und Emissionen ergeben [111]. Gegenüber den nockengetriebenen Konzepten hat das Common Rail System den Vorteil, dass es eine einfachere Integration des Rußpartikelfilters in den Abgasstrang ermöglicht. Unabhängig von der Art der Druckerzeugung existieren heute verschiedene Aktorkonzepte zur Steuerung der Düsennadelöffnung im Injektor. Am weitesten verbreitet sind hier magnetisch gesteuerte Systeme. Die jüngste Generation der Dieseleinspritztechnik verwendet Piezoaktoren, welche ein schnelleres Nadelöffnen und -schließen, eine höhere Anzahl und kürzere Abstände zwischen den Einspritzungen ermöglichen. Detaillierte Informationen zu Aufbau und Funktionsweise moderner Einspritzsysteme sind in [18] zu finden.

Die Schnittstelle zwischen dem Einspritzsystem und dem Brennraum bildet die Düse. Hier kommen so genannte Sack- und Sitzlochdüsen in verschiedenen Ausführungen zum Einsatz. Letztere haben den Vorteil, dass das mit dem Brennraum in direkter Verbindung stehende Totvolumen bei geschlossener Düse geringer ist und sich somit geringere HC-Emissionen ergeben [111]. Detaillierte Informationen bezüglich Varianten und Aufbau sind in [18] zu finden. Aufgabe der Einspritzdüse ist es, den Kraftstoff durch die Umwandlung von Einspritzdruck in kinetische Energie zu beschleunigen und anschließend im Brennraum fein zu verteilen, um so durch eine optimale Gemischbildung die Voraussetzungen für eine saubere Verbrennung, geringen Verbrauch und niedrige Emissionen zu schaffen. Besondere Bedeutung innerhalb der Düse hat das Spritzloch. Durch seine Form, Lage und die Gestaltung der Einlaufkante ist eine gezielte Beeinflussung des Sprays und damit des Motorverhaltens möglich. Diese Parameter und Spritzlochdurchmesser von $100\ \mu\text{m}$ und weniger stellen eine große Herausforderung für die Fertigung dar. Als gängiges Herstellungsverfahren für die Düsenlöcher kommt

elektroerosives Bohren zum Einsatz. Bezüglich der Formgebung ist es heute möglich, neben rein zylindrischen auch konische Spritzlöcher zu fertigen. Die Konizität wird durch den k -Faktor beschrieben, welcher aussagt, wie stark sich das Spritzloch zum Düsenaustritt hin verjüngt. Diese Verjüngung bewirkt eine effizientere Umsetzung von statischer Druckenergie in kinetische Energie durch eine kontinuierliche Beschleunigung der Strömung. Die Impulserhöhung bringt Vorteile in der Gemischbildung durch ein tieferes Eindringen des Kraftstoffsprays in den Brennraum. Außerdem lassen sich die Spritzlocheinlaufkanten hydroerosiv verrunden. Die HE-Verrundung, beschrieben durch den so genannten HE-Grad, verbessert die Einströmbedingungen ins Spritzloch und ermöglicht so neben der Vorwegnahme von Verschleiß und einer Gleichstellung des Durchflusses im Fertigungsprozess, vor allem verminderte Kavitation. Dies bewirkt eine Stabilisierung des Einspritzstrahls (Annäherung des dynamischen an den geometrischen Höhenwinkel), eine Erhöhung der Geschwindigkeit des Sprays am Spritzlochaustritt, ein symmetrisches Geschwindigkeitsprofil und eine Abnahme der turbulenten kinetischen Energie im Strahl. Durch den höheren Strahlimpuls und eine düsenfernere Zerstäubung ergeben sich Vorteile in der Gemischbildung und Verbrennung [111].

2.2.1 Teilprozesse der Gemischbildung im Dieselmotor

Die Gemischbildung im direkt einspritzenden Dieselmotor läuft im Prinzip bei konventionellen, wie auch bei homogenen Brennverfahren identisch ab. Unterschiede gibt es beim Zeitpunkt der Einspritzung, der Anzahl der Einspritzungen und in wie weit sich Einspritzung und Gemischbildung sowie Zündung und Verbrennung überlappen bzw. voneinander getrennt ablaufen. In Abbildung 2.5 ist die Einspritzung und Gemischbildung im Dieselmotor sowie deren Phänomene und Einflussfaktoren anhand eines einzelnen Einspritzstrahls in ruhender verdichteter Luft zu einem bestimmten Zeitpunkt nach Beginn der Einspritzung schematisch dargestellt. Zu sehen ist der keulenförmige Strahl, mit seinem noch nicht vollständig zerstäubten Strahlkern mit größeren Tropfen und höherer Geschwindigkeit und der, diesen Kern umgebende Mantel aus feinen Tröpfchen, mit höherem Luftanteil und entsprechend abnehmender Geschwindigkeit. Bei der Ausbreitung des Strahls wird der Mantel ständig vom Kern aus ergänzt, während im Kern der nachfolgend eingespritzte Kraftstoff nach vorne durchstößt. Mit zunehmender Eindringtiefe nimmt der Kegelwinkel zu und die Geschwindigkeit der Strahlspitze ab [113].

Düseninnenströmung

Die Betrachtung der Einspritzung beginnt nach Öffnen der Nadel in der Einspritzdüse, worauf die im Kraftstoff gespeicherte Druckenergie in kinetische Energie und Verluste umgewandelt wird [111]. Die Düseninnenströmung beeinflusst den späteren Strahlzerfall entscheidend, vor allem durch eventuell auftretende Kavitation an der Spritzlocheinlaufkante und im Spritzloch. Die mehr- oder weniger scharfkantige Umlenkung der Strömung am Spritzlocheintritt

führt zur einer Ablösung des Fluids von der Wand und zur Bildung von Kavitationsblasen, welche anschließend im Spritzloch durch Implosion zu Druckschwankungen führen. Außerhalb der Düse fördert die Implosion der Kavitationsblasen die Disintegration des Kraftstoffsprays [174]. Dies führt zu einem langsameren Eindringen des Kraftstoffstrahls, einer verringerten Eindringtiefe, einem weniger kompakten Spray, zu einem Impulsverlust und folglich zu einer schlechteren Gemischbildung [12]. Wie bereits erläutert, lässt sich durch konstruktive Maßnahmen bei der Gestaltung des Spritzloches die Kavitation eindämmen oder sogar ganz verhindern. Über den k-Faktor kann man die Länge des Kavitationsgebietes im Spritzloch in Strömungsrichtung und über den Grad der HE-Verrundung die Höhe des Kavitationsgebietes im Spritzloch senkrecht zur Strömung beeinflussen.

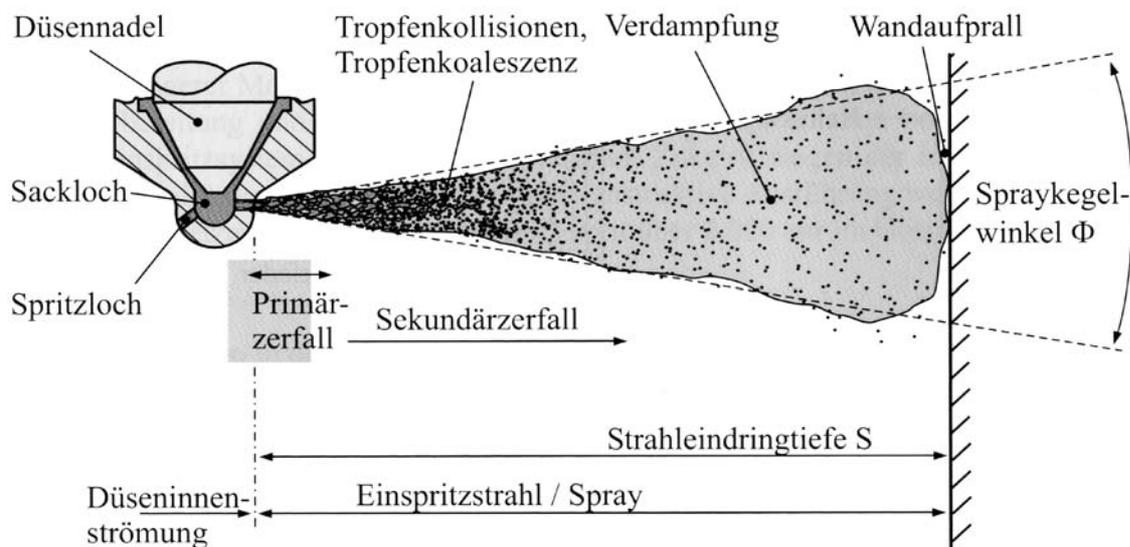


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Einspritzung und Gemischbildung [96]

Strahlzerfall

Am Spritzlochaustritt beginnt der Prozess des Strahlzerfalls, in dem die zusammenhängende Flüssigkeit, welche die Düse verlässt, in kleinste Tröpfchen aufbereitet wird. In der Theorie unterscheidet man den Primär- und Sekundärzerfall. Während des Primärzerfalls bilden sich Störungen an der Strahloberfläche, deren Amplitude zunimmt und schließlich zur Ablösung einzelner Tropfen und Ligamente führt. Ursache für diese Instabilitäten beim Primärzerfall sind Turbulenz und Kavitationseffekte in der Düseninnenströmung, Dichte und Trägheitsunterschiede zur umgebenden Gasatmosphäre sowie der Geschwindigkeitsunterschied zwischen der Flüssigkeit des Einspritzstrahls und der Umgebung. Des Weiteren beeinflussen Kollisions- und Koagulationserscheinungen den Strahlzerfall in dieser Phase, da die extreme Tropfendichte kurz hinter dem Spritzloch zu Wechselwirkung der Tröpfchen untereinander führt. Im darauf folgenden Sekundärzerfall zerfallen die Ligamente und Tropfenstrukturen durch Impulsaustausch zwischen Gas- und Flüssigphase infolge kleinskaliger Turbulenz im Grenzbe- reich zwischen den Medien in noch kleinere Tropfen. Bei geeigneten Randbedingungen erfolgt

anschließend eine weitere Verringerung der Tropfengröße durch die einsetzende Tropfenverdampfung [111, 151, 174]. Das Verständnis für die Zerfallsprozesse bei der Dieseleinspritzung muss aber noch weiter verbessert werden. Während die Erkenntnisse über den Sekundärzerfall schon relativ weit reichen, existiert für den primären Strahlzerfall aufgrund der Komplexität des physikalischen Problems noch kein allgemein akzeptiertes Modell [130]. Untersuchungen von Schugger et. al. [130] zum Primärzerfall zeigen für atmosphärische Bedingungen, 300 bar Einspritzdruck und kavitationsfreie Düseninnenströmung durch Verrundung der Spritzlocheinlaufkanten Effekte, die noch am ehesten der oben beschriebenen Theorie entsprechen. Es erfolgt keine Zerstäubung im düsennahen Bereich, da aufgrund der geringen Dichte des Umgebungsgases die flüssige Phase nur relativ schwach mit der umgebenden Gasphase interagiert. Der Zerfall wird durch Oberflächeninstabilitäten angeregt, wodurch der anfangs glatte Strahl erst nach etwa zehn Düsendurchmessern aufbricht. Mit zunehmenden Einspritzdruck geht die ungestörte Strahllänge jedoch signifikant zurück. Bereits ab 600 bar setzt die Zerstäubung direkt nach dem Spritzloch ein. Kavitation im Spritzloch durch scharfkantige Einlaufkanten sowie steigender Gegendruck bewirken zusätzlich einen verstärkten Strahlauflbruch. Unter dieseltypischen Randbedingungen (Einspritzdruck 800 bar, Gegendruck 40 bar) zeigen die Versuche, dass die Zerstäubung bereits unmittelbar nach dem Spritzloch einsetzt. Die sich daraufhin einstellende Tropfengrößenverteilung im Dieselspray hat laut Stan [138] ihr Maximum bei ca. $15\ \mu\text{m}$. Dieser Wert konnte auch durch eine PDA-Messung mit der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten 10-Loch Düse bestätigt werden (Abbildung 2.6).

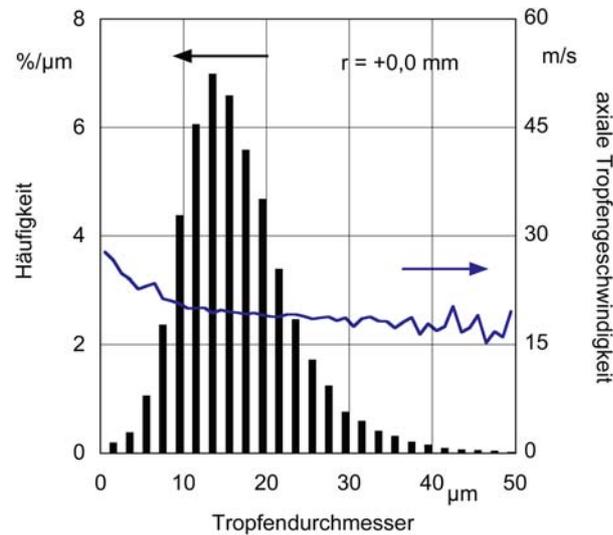


Abbildung 2.6: Tropfengrößenverteilung aus PDA-Messung der im Rahmen der Arbeit verwendeten 10-Loch Düse ($p_{\text{Rail}}=800\ \text{bar}$, $p_{\text{G}}=20\ \text{bar}$, $z=30\ \text{mm}$)

Luft-Entrainment und Tropfenverdampfung

Vor der Verbrennung des Kraftstoffes ist die Verdampfung und Vermischung mit der Umgebungsluft notwendig. Dieser Prozess wird im wesentlichen durch das so genannte Luft-

Entrainment beeinflusst. In der Grenzschicht zwischen Spray und umgebenden Gas werden Teile des Gases vom Spray durch Impulsaustausch erfasst und mitgerissen, anschließend beschleunigt und über induzierte Turbulenz und Wirbelstrukturen ins Sprayinnere gesaugt [174]. Dieser Vorgang wird entscheidend von der Relativgeschwindigkeit zwischen Strahl und umgebender Gasatmosphäre bestimmt und ist eine wesentliche Voraussetzung für eine schnelle und gute Aufbereitung des Kraftstoffes. Die Luft-Entrainment-Rate ist somit im wesentlichen vom Einspritzdruck, etwas weniger stark aber auch von der Brennraumströmung abhängig [111]. Allerdings liegt die turbulente kinetische Energie der Einspritzstrahlen mindestens eine Größenordnung über der kinetischen Energie der Verbrennungsluft, wodurch das Strömungsfeld im Zylinder erst gegen Ende der Einspritzung an Bedeutung gewinnt, wenn der Strahl bereits stark abgebremst ist [96]. Entscheidend für die Interaktion zwischen Einspritzstrahl und Luft ist das Impulsverhältnis zwischen Fluid und umgebender Gasatmosphäre. Mit dem Ansaugen der heißen Umgebungsluft und der Vermischung mit dem Brennstoff setzt die Tropfenverdampfung verstärkt ein. Die Tropfen heizen sich infolge konvektiver Wärmeübertragung mit der komprimierten Luft und Temperaturstrahlung der heißen Brennraumwände bzw. eventuell bereits vorhandener Strahlung glühender Rußteilchen auf und beginnen zu verdampfen [111]. Die Verdampfungsrate wird hierbei von der Temperatur und der Diffusion des Brennstoffes von der Tropfenoberfläche (hohe Dampfkonzentration) in die Tropfenumgebung (niedrige Dampfkonzentration) bestimmt [96]. Durch die rasche Verdampfung der Tropfen im Strahlmantel bildet sich ein stark inhomogenes Gemisch, welches im Strahlkern sehr fett und mit Tropfen durchsetzt, nach außen hin durch Abmagerung zunehmend gasförmig ist. Durch diese Schichtung existieren im Strahlmantel immer Zonen mit günstigen Mischungsverhältnissen für die Selbstzündung [113].

Spray-Wand-Wechselwirkung

Aufgrund der begrenzten freien Strahllänge, insbesondere bei kleinvolumigen Motoren, haben die Brennraumwände einen großen Einfluss auf die dieselmotorische Gemischbildung. Der gasförmige und unter Umständen auch flüssige Kraftstoff gelangt praktisch immer an die Kolbenmuldenwand, wodurch ein Großteil der Gemischbildung in Wandnähe stattfindet. Die Brennraumwände können bedingt durch Wandaufprall, Reflexion, Umlenkung und Wandfilmbildung die Qualität der Gemischbildung durch veränderte Strahlzerfalls- und Kraftstoffaufbereitungsprozesse verbessern, aber auch verschlechtern [111].

Wichtige Spraygrößen

Die wichtigsten direkt am Strahl messbaren Spraygrößen sind die Strahlspitzengeschwindigkeit, die Eindringtiefe und der Strahlkegelwinkel. Die Entfernung vom Düsenaustritt, bis zu der die flüssige bzw. dampfförmige Phase des Kraftstoffes in den Brennraum eindringt, ist als die Strahleindringtiefe definiert. Der Strahlkegelwinkel ist der Winkel zwischen zwei Geraden

an der Spraykontur. Eindringtiefe und Kegelwinkel sind vom Injektorverhalten, Düsendesign, Einspritzdruck und -dauer sowie Temperatur und Dichte des umgebenden Gases abhängig [151]. Eine Steigerung des Einspritzdruckes und damit des Strahlimpulses hat aber praktisch keinen Einfluss auf die Eindringtiefe der Flüssigphase, sondern erhöht lediglich die Eindringtiefe der Gasphase. Der höhere Einspritzdruck bewirkt eine Intensivierung der Wechselwirkungen von Tropfen und Gasphase und führt so zu einer gesteigerten Verdampfungsrate. Diese wirkt sich ausgleichend auf die Eindringtiefe der unverdampften Tropfen für verschiedene Einspritzdrücke bei gegebenem Gegendruck aus [174].

2.2.2 Teilprozesse der Verbrennung im Dieselmotor

Für das bessere Verständnis der homogenen Dieselmotorenverfahren in Kapitel 2.3 werden im folgenden zunächst die einzelnen Phasen der konventionellen Dieselmotorenverbrennung erläutert (Abbildung 2.7), bevor im nächsten Abschnitt dann auf die Chemie der Zündung und Verbrennung eingegangen wird. Die wichtigsten Erkenntnisse aus den konventionellen Dieselmotorenverfahren lassen sich auch hier wieder im wesentlichen auf die homogene Dieselmotorenverbrennung übertragen, mit dem Unterschied, dass bedingt durch andere Randbedingungen (globales und örtliches Luftverhältnis, Temperatur, Reaktionskinetik), die einzelnen Verbrennungsphasen mehr oder weniger stark ausgeprägt sind bzw. sogar ganz wegfallen.

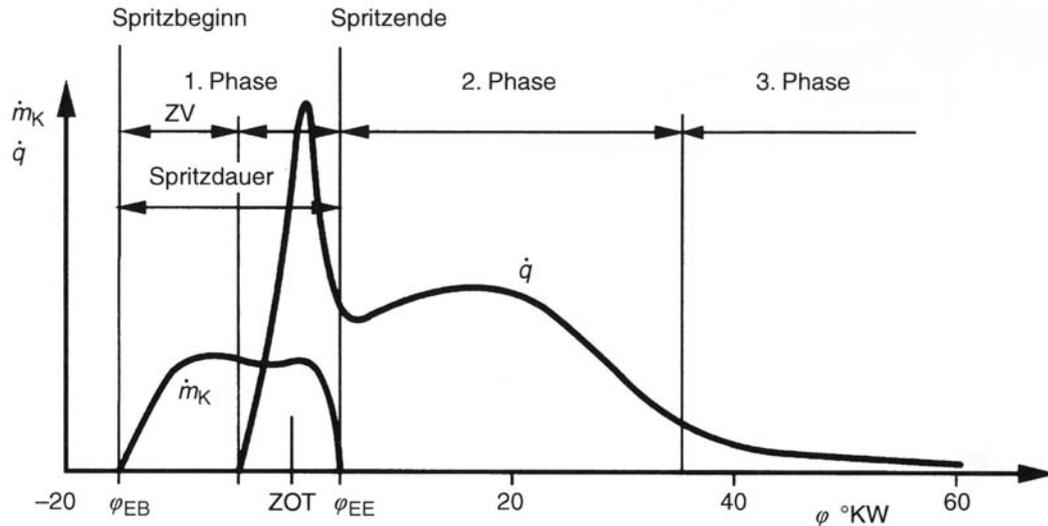


Abbildung 2.7: Verlauf der Wärmefreisetzung (Brennverlauf) im Dieselmotor [9]

Zündphase

Die Verbrennung beim Dieselmotor beginnt mit der Zündphase oder dem Zündverzug. Dieser beschreibt definitionsgemäß die Zeit zwischen dem Beginn der Einspritzung und dem ersten detektierbaren Verbrennungsphänomen wie z.B. einem plötzlichen Temperatur- oder Druckanstieg, der Lichtemission bei verschiedenen Wellenlängen oder einer ansteigenden Kon-

zentration freier Radikale. Da diese Phänomene nicht unbedingt zeitgleich auftreten, ergeben sich unterschiedliche Zündverzüge in Abhängigkeit von der verwendeten Messgröße [111]. Der Zündverzug lässt sich mit unterschiedlicher Hebelwirkung durch eine Vielzahl von Parametern beeinflussen (z.B. Gasdruck und Temperatur, Ladungsbewegung, Abgasrückführrate, Einspritzdruck, Kraftstoffeigenschaften) und ist ein wesentlicher Faktor für den Ablauf der Verbrennung (Druckgradient, Verbrennungsgeräusch, Verbrennungsspitzenruck, Emissionen). In der Zündphase wird zwischen einem physikalischen und einem chemischen Anteil unterschieden. Unter dem physikalischen Zündverzug versteht man die in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Vorgänge der Zerstäubung und Verdampfung des Brennstoffs sowie die Mischung mit Luft, die zur Bildung eines zündfähigen Gemisches führen [96]. Während des chemischen Zündverzugs ereignen sich die in Kapitel 2.2.3 beschriebenen chemischen Reaktionen, die zur Bildung mehrerer voneinander unabhängiger Zündherde und schließlich zur Entflammung führen. Diese finden bevorzugt in stöchiometrischen bis fetten Gebieten statt ($\lambda = 0,5 - 1,0$) [132]. Die während des chemischen Zündverzugs ablaufende Oxidation von höheren Kohlenwasserstoffen wird von einer Vielzahl von Elementarreaktionen bestimmt, welche in Abhängigkeit von Druck und Temperatur unterschiedlich ausgeprägt sind.

Vorgemischte Verbrennung

Im Anschluss an die Zündphase folgt der vorgemischte Anteil der Verbrennung. Während der Zündphase hat je nach Länge des Zündverzuges ein mehr oder weniger großer Teil des eingespritzten Kraftstoffes mit der Luft im Brennraum eine nahezu homogene Mischung gebildet und die Prozesse der Zündphase durchlaufen. Diese Gemischbereiche werden mit dem noch vorhandenen Sauerstoff in einer thermischen Explosion schlagartig umgesetzt. Die plötzlich einsetzende Verbrennung lässt den Verbrennungsdruck sehr schnell ansteigen und ist so für den so genannten Dieselschlag verantwortlich, welcher das für den Dieselmotor typische Verbrennungsgeräusch verursacht [96]. In [132] wird diese Verbrennungsphase nicht ausschließlich als vorgemischte Verbrennung, wie bei der Flammenausbreitung im homogenen Gemisch eines Ottomotors, sondern als eine Verbrennung unter nur teilweise vorgemischten Bedingungen beschrieben. Die Flammenausbreitung erfolgt in alle Bereiche des Gemisches, die sich innerhalb der Flammparkeitsgrenzen befinden, d.h. auch in magere und fette Bereiche. Diese Flammparkeitsgrenzen sind bei teilweise vorgemischter Verbrennung weiter als bei der Verbrennung homogener Gemische, da bei der Flammenausbreitung vom stöchiometrischen in magere und fette Gebiete ein Transport von Energie und chemischen Radikalen stattfindet, der die Verbrennung unterstützt. Zum Zeitpunkt maximaler Druckentfaltung endet die vorgemischte Verbrennung [137].

Diffusive Verbrennung

Die zweite Phase der diffusiven oder Haupt-Verbrennung setzt ein, wenn die Verbrennung in den vorgemischten und teilweise vorgemischten Bereichen abgeschlossen ist. Sie dauert vom Zeitpunkt des maximalen Verbrennungsdruckes bis zum Erreichen der maximalen Temperatur im Brennraum gegen Ende der Hauptverbrennung, wobei der Druck durch den bereits wieder zurückweichenden Kolben zurückgeht [137]. Die Chemie in dieser Verbrennungsphase ist schnell, der Verbrennungsablauf ist mischungskontrolliert [96]. Zumindest für die konventionelle Dieselerbrennung ist eine unabhängige Betrachtung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung nicht möglich, da die einzelnen Prozesse teilweise simultan ablaufen. Die Vorstellung über den Ablauf dieser Verbrennungsphase beim konventionell betriebenen direkteinspritzenden Dieselmotor hat sich im Laufe der Zeit vom Modell der Tröpfchenverbrennung [152] hin zum Modell der Strahlverbrennung (entwickelt von Dec [27, 29]) verändert. Beide Modelle sind für den Zeitraum gültig, in welchem der Einspritzstrahl quasistationär verbrennt. Im alten Modell besteht dieser Strahl im Inneren hauptsächlich aus flüssigem und gasförmigem Kraftstoff und die Verbrennung findet in einer Diffusionsflamme an der Grenzschicht des Strahls statt. Im neuen Modell spielt das in Kapitel 2.2.1 beschriebene Luft-Entrainment nach dem Austreten des Kraftstoffes aus der Düse eine wesentliche Rolle (Abbildung 2.8). Es bewirkt die Aufheizung und Verdampfung des Kraftstoffes der anschlie-

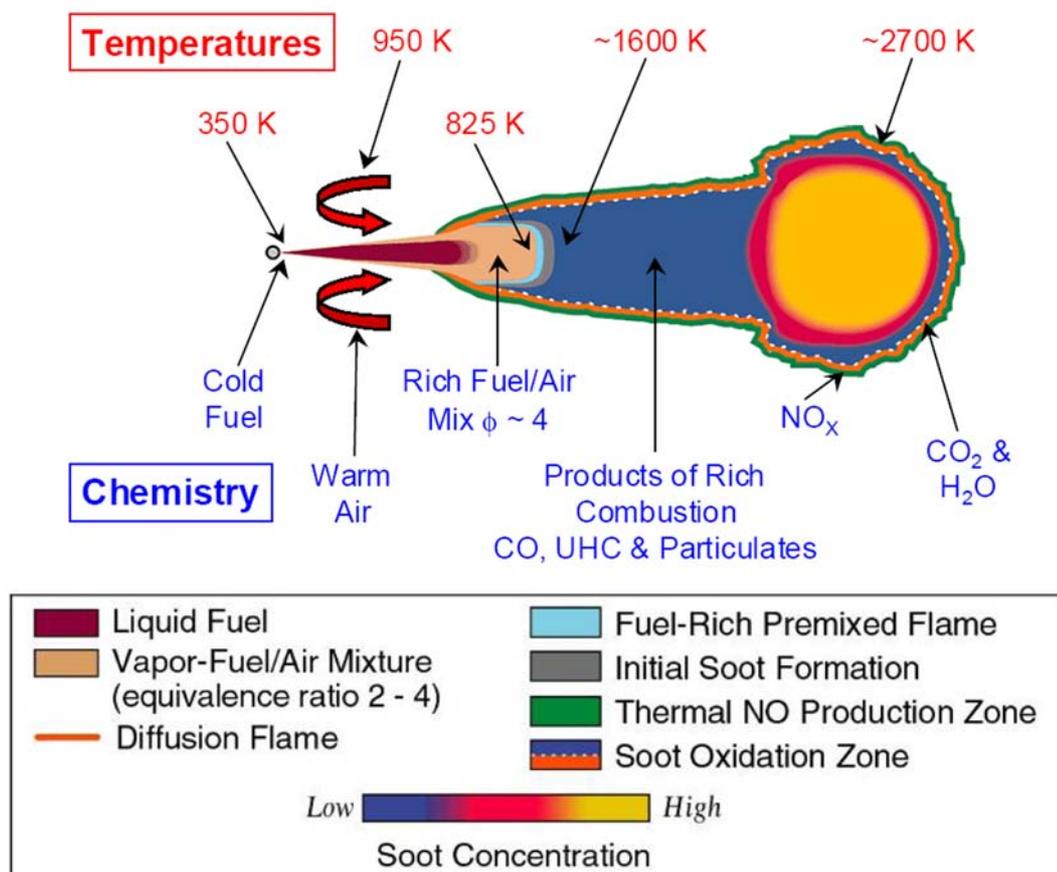


Abbildung 2.8: Modell der Dieselerbrennung am Einspritzstrahl [41, 100]

ßend die Diffusionsbrennzone erreicht, wo er sich auf 825 K weiter aufheizt und mit dem dort zur Verfügung stehenden Sauerstoff reagiert. Die heißen Reaktionsprodukte werden darauf hin nach vorne und zur Seite gedrängt. In diesen Bereichen beginnt die Partikelbildung durch die Entstehung von Rußkeimen und erster kleiner Rußpartikel. Außerdem entstehen dort Produkte unvollständiger Verbrennung wie Kohlenmonoxid sowie unverbrannte Kohlenwasserstoffe. Der gesamte Strahl wird von einer dünnen Diffusionsflammenfront umgeben, in der die abschließende Verbrennung stattfindet. Hier erfolgt die Oxidation der unvollständig verbrannten Kohlenwasserstoffe, der Partikel und des Kohlenmonoxids zu Wasser und CO_2 . Die mit ca. 2700 K sehr hohe Temperatur in dieser Zone fördert die Stickoxidbildung. Zwei Drittel der Stickoxidemissionen entstehen so während der Hauptwärmeabgabe auf der Luftüberschussseite in der dünnen Diffusionsflamme am Strahlrand, während der Rest anschließend in den heißen Zonen verbrannten Gases nach der Verbrennung gebildet wird [30]. Dieses für konventionelle Verbrennung mit hohem Diffusionsanteil gültige Verhältnis verschiebt sich mit größer werdendem Vormischanteil hin zur Stickoxidbildung im verbrannten Gas [119]. Auch wenn das neue Modell die dieselmotorische Verbrennung insgesamt besser beschreibt, so hat auch das alte Modell der Tröpfchenverbrennung in manchen Bereichen seine Berechtigung nicht verloren. So verbrennen z.B. die relativ großen und langsamen Tropfen des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes, oder einzelne Tropfen, die durch Turbulenz vom Strahl abgelöst werden, über Diffusionsvorgänge, wie in diesem Modell beschrieben [119].

Ausbrand

Als dritter und letzter Abschnitt der dieselmotorischen Verbrennung folgt ab dem Zeitpunkt maximaler Temperatur bis zum Ende der Verbrennung abschließend die Ausbrandphase oder Nachverbrennung [137]. Durch sinkenden Druck und Temperatur in der Flammenfront wird die Chemie im Vergleich zu den zeitgleich ablaufenden Mischungsvorgängen zunehmend langsamer, weshalb die Diffusionsverbrennung in dieser Phase mehr und mehr reaktionskinetisch kontrolliert wird. Die Umsetzung von bis dahin unverbranntem Kraftstoff und die Weiteroxidation von Zwischenprodukten, welche aufgrund von Sauerstoffmangel während der Hauptverbrennung entstanden sind, nimmt stark ab [96]. In dieser Phase findet auch ein Großteil der Rußoxidation, insbesondere durch den Angriff von OH-Radikalen auf die Rußoberfläche, statt. Gleichzeitig erfolgt weiterhin die Bildung von NO in den heißen Gebieten der Verbrennung und die teilweise Weiteroxidation zu NO_2 . Die fortschreitende Expansion lässt die Temperatur aber zunehmend absinken, bis eine plötzliche Rekombination der freien Radikale zu einem Einfrieren aller chemischen Reaktionen führt, die auf diese Radikale angewiesen sind. Alle bis dahin noch vorhandenen unverbrannten und teilweise verbrannten Kohlenwasserstoffe, Ruß und CO werden nicht mehr weiter zu H_2O und CO_2 umgesetzt. Die NO_x -Bildung kommt ebenfalls zum Erliegen. Diese Temperaturabhängigkeit von NO_x -Bildung und Partikeloxidation, d.h. hohe Temperaturen und Radikalkonzentrationen führen zu starker Rußoxidation und hoher Stickoxidbildung, niedrige Temperaturen und Radikalkonzentrationen zu geringer

Rußoxidation und niedriger Stickoxidbildung, ist für die Gegenläufigkeit bei Stickoxid- und Rußemissionen verantwortlich (Ruß-NO_x-Trade-Off). Ziel der Brennverfahrensentwicklung ist deshalb, über eine entsprechende Steuerung des Temperaturverlaufs und andere Maßnahmen, die Rußbildung zu minimieren, so dass die Rußoxidation auf einem niedrigen Ausgangsniveau ansetzen kann sowie die Stickoxidbildung so weit wie möglich zu unterbinden [132].

Thermodynamische Motoranalyse

Eine Charakterisierung der Verbrennung bzw. Beschreibung des Verbrennungsablaufs kann mithilfe der thermodynamischen Motoranalyse aus den Indizierdaten des Motors gewonnen werden. Hierzu werden mithilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik aus dem Druckverlauf der Heizverlauf, der Brennverlauf, der Summenbrennverlauf, die Brenndauer, verschiedene Umsatzpunkte, eine Verlustteilung oder die maximale Druckerhöhungsgeschwindigkeit errechnet. Details zur Druckverlaufsanalyse und Verlustteilung finden sich z.B. bei Merker et al., Pischinger und Weberbauer et al. [96, 114, 162]. Die Ermittlung der Energiefreisetzung Q_B bzw. des Brennverlaufs basiert auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\frac{Q_B}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E + \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot h_A \quad (2.7)$$

Die innere Energie U des Systems wird nach Zacharias [173] als Funktion von Druck p , Temperatur T und Verbrennungsluftverhältnis λ berechnet. Die Wandwärmeverluste Q_W werden mit der von Woschni [114, 168] entwickelten Gleichung für den Wärmeübergangskoeffizienten α ermittelt. Anhand des gemessenen Zylinderdruckes p wird der Anteil der Volumenänderungsarbeit bestimmt. Die ein- und ausströmenden Energieanteile des Ladungswechsels $dm_E \cdot h_E$ und $dm_A \cdot h_A$ werden mit den Daten der Niederdruckindizierung durch die Füll- und Entleermethode berechnet [60, 114].

Im Rahmen dieser Arbeit wird für jeden Betriebspunkt der Brennverlauf aus den Indizierdaten des thermodynamischen Aggregats berechnet und in die Analyse des Bildmaterials des optisch zugänglichen Motors mit einbezogen. Die Indizierdaten des Transparentmotors werden nicht gesondert analysiert, da diese sich aufgrund der thermodynamischen Gleichstellung der beiden Motoren (gleiche thermodynamische Randbedingungen, Annäherung von Druck- und Heizverlauf) nur geringfügig von denen des Abgasmotors unterscheiden (zur thermodynamischen Gleichstellung der beiden Motoren siehe auch Kapitel 3.2).

2.2.3 Chemie der Zündung und Verbrennung im Dieselmotor

Der Verbrennung bzw. Oxidation von C_xH_y -Brennstoffen liegen folgende Radikalkettenmechanismen zugrunde [160]:

- *Ketteneinleitungsschritte*: aus stabilen Molekülen werden reaktive Spezies (Radikale, gekennzeichnet durch einen Punkt ●) gebildet
- *Kettenfortpflanzungsschritte*: reaktive Teilchen reagieren mit stabilen Spezies unter Bildung eines anderen reaktiven Teilchens
- *Kettenverzweigungsschritte*: ein reaktives Teilchen reagiert mit einem stabilen Molekül unter Bildung zweier neuer reaktiver Teilchen
- *Kettenabbruchsschritte*: reaktive Teilchen reagieren zu stabilen Molekülen (z.B. an Gefäßwänden oder in der Gasphase)
- die in den Reaktionen gebildeten reaktiven Spezies werden als *Kettenträger* bezeichnet

Die Oxidation läuft über Hunderte von Zwischenprodukten, wobei der Reaktionsweg bzw. Reaktionsablauf stark temperaturabhängig ist und nach Warnatz et al. [160] in folgende Bereiche eingeteilt werden kann:

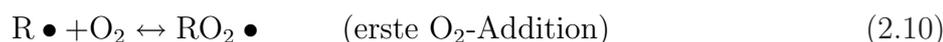
Niedertemperatur-Oxidation

Bei Temperaturen unter 900 K (bei 1 bar Druck) erfolgt bei längerkettigen Alkanen (ab Butan mit vier C-Atomen) die Zündung in zwei Stufen mit Cool-Flame- und anschließender Hot-Flame-Verbrennung (Abbildung 2.9) [21, 129, 159, 169]. Dieser 2-Schritt-Reaktionsmechanismus hat seinen Ursprung in der Beschreibung der klopfenden Verbrennung im Ottomotor und führt zu einem umfangreichen Reaktionsschema, da die Restmoleküle viele isomere Strukturen haben können [96]. Während der Cool-Flame-Verbrennung werden ca. 10 % der Kraftstoffenergie freigesetzt. Danach erfolgt nach einer zweiten Induktionsphase die Hot-Flame-Verbrennung mit vollständiger Oxidation des Kraftstoffes [129]. Die wichtigsten chemischen Reaktionen der Cool-Flame werden im Folgenden dargestellt [21, 22, 129, 159, 160]:

Die Entstehung von Kohlenwasserstoffradikalen $R\bullet$ zur Ketteneinleitung erfolgt zunächst durch Reaktion des Brennstoffs RH mit O_2 und nach Bildung von Radikalen, da Reaktion (2.8) stark endotherm ist, durch Reaktion (2.9), wobei $X\bullet$ für ein beliebiges Radikal, vorzugsweise $OH\bullet$ steht [51].



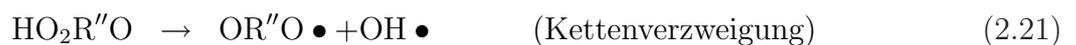
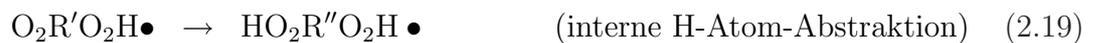
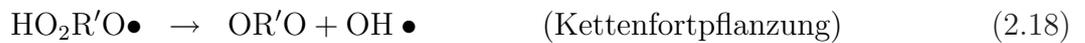
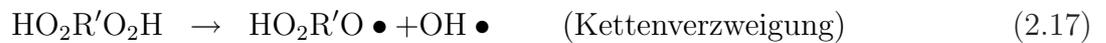
Anschließend erfolgt die Reaktion der Kohlenwasserstoffradikale zu Peroxi-Radikalen ($RO_2\bullet$):



Die gebildeten Peroxi-Radikale ($\text{RO}_2\bullet$) können Wasserstoffatome unter Bildung von Hydroperoxi-Verbindungen (ROOH) abstrahieren. Bei der externen H-Atom-Abstraktion (Reaktion mit einem anderen Molekül) zerfällt das Hydroperoxid unter Kettenverzweigung in ein Oxiradikal und $\text{OH}\bullet$. Alternativ ist auch die Abstraktion eines Wasserstoffatoms des selben Moleküls (interne Wasserstoffabstraktion) möglich. Es folgt der Zerfall des primär gebildeten Radikals $\text{R}'\text{O}_2\bullet$ in einer Kettenfortpflanzung zu einer gesättigten Verbindung (Aldehyd oder Keton) und $\text{OH}\bullet$:



Die externe H-Atom-Abstraktion ist allerdings im Vergleich zur internen zu langsam, so dass keine wirksame Kettenverzweigung und damit die Zündung des Gemisches erfolgt. Erst wenn die O_2 -Addition mit dem bei der internen Wasserstoffabstraktion gebildeten Radikal $\text{R}'\text{O}_2\text{H}\bullet$ noch einmal wiederholt wird, kommt mit anschließender interner und externer H-Atom-Abstraktion eine Kettenverzweigung in Gang, die zur Zündung führt.



Mit diesem Mechanismus lassen sich die Zweistufenzündung und der negative Temperaturkoeffizient (NTC) der Zündverzugszeit erklären (Abbildungen 2.9 und 2.10). Die in den Gleichungen (2.10) und (2.15) mit Doppelpfeil durch O_2 -Addition gebildeten Vorläufer der Kettenverzweigung zerfallen wegen ihrer Instabilität bei höherer Temperatur wieder in ihre Ausgangsstoffe (degenerative Kettenverzweigung [131]). Die zweistufige Zündung ergibt sich aus der zunächst geringen Temperaturerhöhung zu Beginn der Reaktion des Gemisches, welche zu einem Abbruch der Kettenverzweigungen führt. Erst nach einer weiteren Induktionszeit erfolgt eine zweite Zündung mit vollständiger Reaktion, welche allein nach dem Mechanismus der langsameren Hochtemperaturoxidation abläuft. Im NTC-Bereich bewirkt dieser Mechanismus bei einer Erhöhung der Temperatur eine langsamere Zündung bzw. verlängerte Induktionszeit. In diesem Temperaturbereich gilt nicht mehr die normale Temperaturabhängigkeit der Zündverzugszeit. Die Induktionszeit nimmt hier mit steigender Temperatur ab.

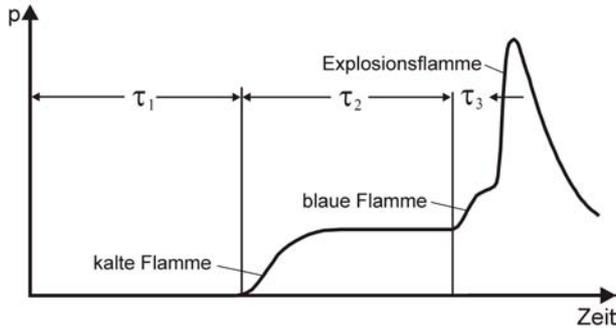


Abbildung 2.9: Mehrphasiger Entflammungsprozess - Druckverlauf bei der Selbstzündung von Kohlenwasserstoffen [137]

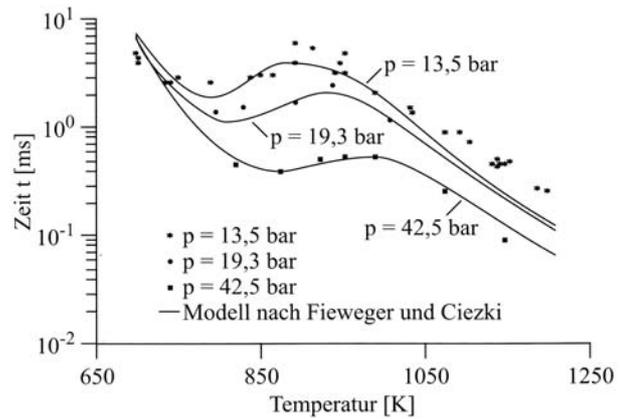


Abbildung 2.10: Selbstzündung in stöchiometrischen n-Heptan-Luftgemischen [96]

Hochtemperatur-Oxidation

Bei Temperaturen über 900 K (bei 1 bar Druck) führt der Niedertemperaturreaktionsmechanismus nicht mehr zur Zündung, da dies durch die Rückreaktionen der degenerierten Kettenverzweigung verhindert wird [97]. Die Hochtemperaturoxidation von Kohlenwasserstoffen beginnt mit Bildung von Alkylradikalen aus dem Brennstoff durch H-Atom-Abstraktion. Anschließend zerfallen diese in immer kleinere Alkylradikale unter Bildung von Alkenen. Die neu entstandenen, kleineren Alkylradikale zerfallen weiter und die Doppelbindung der gebildeten Alkene C_nH_{2n} wird durch Radikale ($O\bullet$, $OH\bullet$, $HO_2\bullet$) aufgespalten und die Moleküle damit zerlegt [54]. Der Abbau des Brennstoffes erfolgt bis zur Bildung von hauptsächlich Methyl- ($CH_3\bullet$) und Ethylradikalen ($C_2H_5\bullet$). Das Reaktionssystem dieser kleinsten Alkylradikale ist für den gesamten Vorgang geschwindigkeitsbestimmend, so dass dieser weitgehend unabhängig von der Struktur des Alkans abläuft [158]. Die Alkylradikale werden anschließend über die Bildung von Formaldehyd und die Verbrennung von C_2 -Kohlenwasserstoffen weiter abgebaut [157, 159]. Gleichung (2.22) zeigt die dominierende Kettenverzweigung von Flammenfortpflanzungsprozessen bei höheren Temperaturen ($T > 1100$ K) [160]:



Bei niedrigeren Temperaturen ($900 \text{ K} < T < 1100 \text{ K}$ bei 1 bar Druck) wird die Reaktion (2.22) wegen ihrer starken Temperaturabhängigkeit zu langsam. Die zur Selbstzündung führende Kettenverzweigung ist hier gegeben durch [160]:



Ausgehend von $CH_3\bullet$ und $C_2H_5\bullet$ führt die Verbrennung von C_1 - und C_2 -Kohlenwasserstoffen hauptsächlich zur Bildung von CO. Die anschließende Oxidation zu CO_2 läuft am Ende der

Verbrennung ab und macht mit ca. 60 % [95] den größten Teil der Wärmefreisetzung aus. Die wichtigste Reaktion bei der Oxidation von CO zu CO₂ ist [51, 54]:



Die Reaktion erfolgt erst ab 1100 K mit nennenswerter Geschwindigkeit, weshalb darunter mit einer unvollständigen Oxidation von CO zu rechnen ist [51]. Für die homogenen Brennverfahren, die verfahrensbedingt nur geringe Verbrennungstemperaturen aufweisen, ist dies die Erklärung für die hohen CO-Emissionen. Sie entstehen innerhalb kälterer, wandnaher Bereiche und dem Feuersteg, wo das Gemisch nur unvollständig verbrennt [129].

2.3 Homogene Dieselverbrennung

2.3.1 Grundlagen und Vorteile homogener Dieseldieselbrennverfahren

Die konventionelle Dieselverbrennung zeichnet sich, wie im Kapitel 2.2 beschrieben, durch eine inhomogene Verteilung von Luft und Kraftstoff aus, was hohe Temperaturen ($T > 2000 \text{ K}$) und NO_x-Bildung sowie Sauerstoffmangel in fetten Gebieten ($\lambda < 0,8$ und $T > 1400 \text{ K}$) und damit Rußbildung zur Folge hat [96, 129]. Die neuen, homogenen Dieseldieselbrennverfahren vermeiden diese in Abbildung 2.11 dargestellten Bereiche durch eine veränderte Form der Kraftstoffeinbringung bzw. Gemischbildung sowie Prozessführung. Es stellt sich eine gleichmäßigere λ - und Temperaturverteilung ein. Sie bieten somit Potenzial, die Rohemissionen des Motors deutlich zu senken [19]. Durch eine weitgehende Gemischhomogenisierung vor dem Einsetzen der Verbrennung (örtliches $\lambda > 0,7$) kann die Rußbildung unterdrückt werden [96, 98, 176, 177]. Des Weiteren wird das Gemisch soweit abgemagert und verdünnt, dass nach der gleichzeitigen Zündung an vielen Stellen des Brennraums die örtliche Verbrennungstemperatur 2000 K nicht überschreitet und die thermische Bildung von Stickoxiden unterbunden wird [40, 96, 176]. Diese Absenkung des Temperaturniveaus hat zwei Ursachen. Zum einen muss während der Zündung und Verbrennung der reagierende Kraftstoff die gesamte Ladungsmasse im Brennraum und nicht mehr nur die vergleichsweise kleine Masse des Flammensaums des Einspritzstrahls aufheizen, wie bei der konventionellen Dieselverbrennung. Zum anderen spielt die Verdünnung des Gemisches, in der Regel mit rückgeführtem Abgas, eine wichtige Rolle. Durch die Substitution eines Teils der Ladeluft mithilfe von Abgas, das eine höhere spezifischen Wärmekapazität als Luft aufweist, wird das Temperaturniveau im Brennraum sowohl während der Kompressionsphase als auch während der Verbrennung selbst gesenkt, da es wie ein "Wärmeschwamm" wirkt. Hierdurch verlängert sich auch der Zündverzug und damit die zur Verfügung stehende Zeit für die Gemischhomogenisierung, da die Aktivierungsenergie der Vorreaktion erst später erreicht wird. Außerdem vermeidet die Ladungsverdünnung mit Abgas nach der gleichzeitigen Zündung des gesamten Gemisches eine zu hohe Umsatzrate und ermöglicht so einen moderaten Verbrennungsablauf. Dies geschieht sowohl durch Absenken des Temperaturniveaus als auch durch eine Vergrößerung der mittleren freien Weglänge

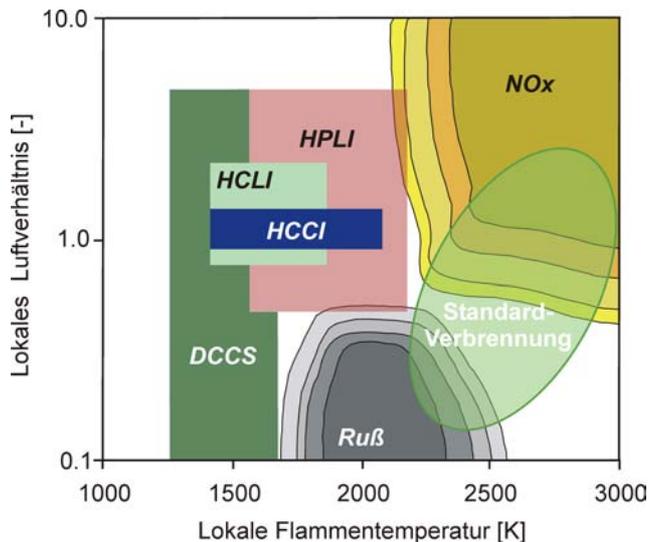


Abbildung 2.11: Arbeitsbereiche von Dieselmotoren [9, 23, 125, 163]

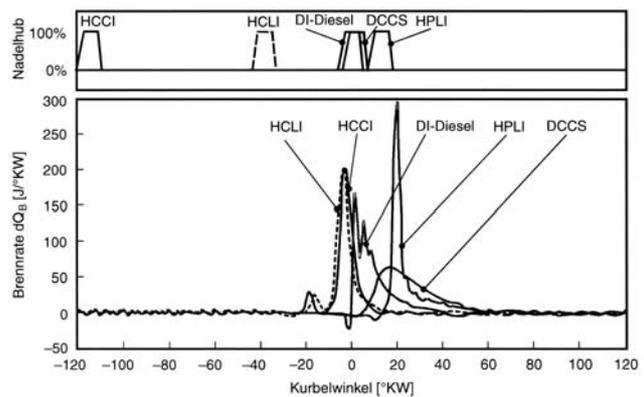


Abbildung 2.12: Einspritzung und Energieumsetzung für homogene bzw. teilhomogene Dieselmotoren [9, 23]

zwischen den Reaktionspartnern [13, 23, 139, 161]. Die Zündung und Verbrennung eines homogenen Gemisches wird vor allem durch die Reaktionskinetik bestimmt, d.h. die Umsatzrate wird nicht wie bei der konventionellen, mischungskontrollierten Dieselmotoren von der Geschwindigkeit der Mischung zwischen Luft und Kraftstoff bestimmt, sondern von der Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen bei der Oxidation des Kraftstoffes [99, 129]. Die Reaktionskinetik wird jedoch durch Inhomogenitäten auf molekularer Ebene beeinflusst. Durch eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Brennraum während der Verdichtung durch Wandwärmeverluste oder Ladungsinhomogenitäten und daraus resultierenden unterschiedlichen Wärmekapazitäten werden bestimmte Bereiche stärker erwärmt als andere und erreichen zuerst die Grenztemperatur, ab der erste Reaktionen auftreten. Die dort freiwerdende Energie erwärmt und verdichtet die verbleibende Ladung, was zu einer weiteren Temperatursteigerung und dann nach kurzer Zündverzugsphase zu weiteren spontanen Selbstzündungen im gesamten Brennraum führt, ohne dass eine zusammenhängende Flammenfront entsteht [99, 110]. Darauf folgt eine mehrphasige Niedertemperaturentflammung mit ausgeprägten "cool-flame"-Anteil, deren thermodynamische und chemische Vorgänge nach Pucher et al. [117] zu einer gleichmäßigeren Wärmefreisetzung der abgesetzten Hauptverbrennung (Hochtemperaturoxidation) beitragen. Die anschließende Verbrennung zeichnet sich durch eine hohe Umsatzrate und damit einen hohen Gleichraumgrad aus. In Verbindung mit den günstigeren kalorischen Eigenschaften der Brenngase bei geringeren Prozesstemperaturen und einer thermodynamisch günstigen Lage des Verbrennungsschwerpunktes entsteht somit Potenzial den effektiven Wirkungsgrad der homogenen Dieselmotoren im Vergleich zur konventionellen zu steigern [99, 149].

2.3.2 Konzepte und Verfahren homogener Dieselerbrennung

Unter dem Druck der immer schärfer werdenden Abgasgesetzgebung fanden in den letzten Jahren intensive Forschungsaktivitäten im Bereich der oft nach Thring [148] benannten HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Brennverfahren statt. Sowohl bei Otto- wie auch bei Dieselmotoren wurden homogene und teilhomogene Brennverfahren mit dem Ziel, die Rohemissionen abzusenkten, entwickelt. Die Versuche wurden mit gasförmigen und flüssigen Kraftstoffen mit unterschiedlichen Selbstzündeigenschaften und verschiedenen, an die jeweiligen Kraftstoffeigenschaften angepassten Gemischbildungsverfahren, mit 2- als auch 4-Takt Motoren durchgeführt. Bei Ottomotoren werden die Ziele Wirkungsgradverbesserung und Stickoxidabsenkung, bei Dieselmotoren Partikel- und NO_x -Reduktion verfolgt. Aufgrund der hohen Anzahl möglicher Konzepte und Varianten in diesem Forschungsbereich, vor allem bei Berücksichtigung aller möglichen Kraftstoffe und Gase, beschränkt sich die folgende Aufstellung über den Stand der Technik auf homogene und teilhomogene Dieselerbrennung (siehe auch Abbildung 2.13). Einen guten Gesamtüberblick der homogenen Brennverfahren geben z.B. Zhao et al. [176] und Epping et al. [37]. Die homogenen Dieselerbrennverfahren lassen sich in drei Bereiche unterteilen. Der erste beinhaltet Konzepte mit äußerer Gemischbildung im Saugrohr, entweder durch Saugrohreinspritzung oder Kraftstoffverdampfung und Einbringung ins Saugrohr. Diese Konzepte kommen der Definition homogener Dieselerbrennung am nächsten, da hier im Vergleich zu allen anderen Varianten die meiste Zeit für die Gemischbildung bzw. -homogenisierung vor Beginn der Verbrennung zur Verfügung steht. Sie zeichnen sich durch geringe bis gar keine Ruß- und NO_x -Emissionen aus, haben jedoch meistens mit sehr hohen HC- und CO-Emissionen, einer wirkungsgradungünstigen zu frühen Schwerpunktlage der Verbrennung, hohen Geräuschemissionen, Ölverdünnung und einem sehr großen Aufwand zur Bereitstellung ausreichend hoher Einlasstemperaturen für die Kraftstoffverdampfung zu kämpfen. Das Verdichtungsverhältnis muss in der Regel deutlich reduziert werden und es lassen sich nur geringe Lasten darstellen bzw. ein transienter Betrieb wie im Fahrzeug ist praktisch nicht möglich.

Eine Mischform stellt der zweite Bereich dar, in welchem Saugrohr- und Direkteinspritzung kombiniert werden. Bei diesem Konzept hat man die Möglichkeit den Saugrohr- bzw. Homogenanteil der eingebrachten Kraftstoffmenge so zu dimensionieren, dass dieser zündfähig ist oder auch nicht. Im letzteren Fall erfolgt die Zündung des Homogenanteils über die Direkteinspritzung, welche dann in der Regel konventionell verbrennt. Auf diese Weise lassen sich auch mit diesem Konzept die Partikel- und Stickoxidemissionen stark reduzieren, die wesentlichen Probleme der Saugrohreinbringung, wie sie oben beschrieben wurden, bleiben aber bestehen.

Der dritte große Bereich beinhaltet alle Konzepte mit innerer Gemischbildung. Die Vorteile gegenüber der äußeren Gemischbildung sind die im Vergleich zum Saugrohr während des Kompressionsvorgangs höheren Gasdichten und Temperaturen, welche die Verdampfung des

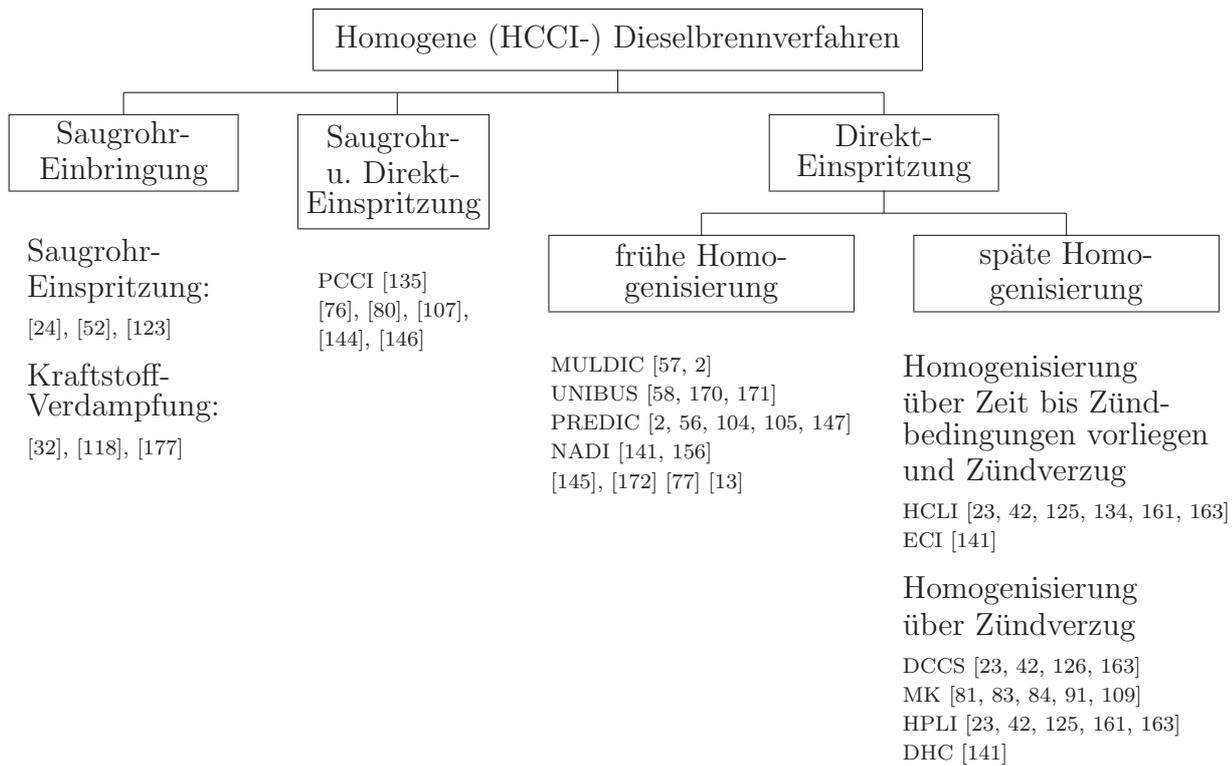


Abbildung 2.13: Übersicht über homogene Dieselmotorenverfahren [19, 99]

Kraftstoffes und die Gemischbildung erleichtern. Sie benötigen deshalb nicht die oft extrem hohen Einlasstemperaturen wie die Saugrohrkonzepte, und haben auch eine geringere Neigung zu einer verfrühten Zündung. Mit entsprechendem Injektordesign lässt sich die Benetzung der Zylinderwände mit Kraftstoff und folglich eine schlechte Umsetzung/Wirkungsgrad sowie Ölverdünnung minimieren. Außerdem benötigt man nur ein Einspritzsystem für den homogenen und den konventionellen Betrieb. Nachteilig im Vergleich zur Saugrohrenbringung wirkt sich der kürzere Zeitraum, welcher für die Gemischbildung zur Verfügung steht, aus. Ist die Homogenisierung von Luft und Kraftstoff nicht ausreichend fortgeschritten, können wieder signifikante Ruß- und Stickoxidemissionen auftreten. Außerdem kann auch hier Kraftstoff an die Zylinderwände gelangen, wenn das Spray bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten den Kolben verfehlt. Des Weiteren ist die Kontrolle der Verbrennung ebenfalls noch kritisch, da auch hier der Einspritzzeitpunkt als Hebel nicht wirksam ist [176]. Als Varianten der direkteinspritzenden homogenen Dieselmotorenverfahren gibt es zunächst jene mit einer sehr frühen Einspritzung/Homogenisierung. Bei diesen Konzepten ist die Mischung von Kraftstoff und Luft vor Beginn der Zündung in der Regel vollständig abgeschlossen. Die Kraftstoff-einbringung und Gemischbildung kann über eine oder mehrere Einspritzungen erfolgen. Außerdem kann man auch in diesem Fall einen zünd- bzw. nicht zündfähigen Homogenanteil erzeugen. Ist die sehr früh eingespritzte und somit gut aufbereitete Kraftstoffmenge erst zusammen mit der Haupteinspritzung zündfähig, so liegt hier ebenfalls eine Mischung aus homogener und heterogener Verbrennung vor, da der zuletzt eingespritzte Kraftstoff konventionell verbrennt. Mit dieser Betriebsweise ist eine deutliche Ruß- und NO_x -Reduktion möglich, allerdings erhält man auch hier hohe HC- und CO-Emissionen sowie ein problema-

tisches Geräusch- und Instationärverhalten. Im Gegensatz zu diesem teilhomogenen Konzept liegt ein vollhomogenes Konzept vor, wenn aus einer oder mehreren frühen Einspritzungen ein homogenes Gemisch entsteht, das ohne weitere Einspritzung zündfähig ist. Auf diese Weise ist eine praktisch Ruß- und NO_x -freie Verbrennung darstellbar, allerdings lassen sich auch hier hohe HC- und CO-Emissionen nicht vermeiden. Die Spanne für den Ansteuerbeginn der Einspritzung(en) bei den direkteinspritzenden Verfahren mit früher Homogenisierung reicht von 120°KW bis 40°KW vor OT. Um Wirkungsgradnachteile durch eine ungünstige Schwerpunktlage der Verbrennung und zu hohe Durchbrenngeschwindigkeiten zu vermeiden, sind hohe AGR-Raten von bis zu 40 % bei nicht zündfähigem und bis zu 60 % bei zündfähigem Homogenanteil notwendig [19, 176].

Der zweite Teilbereich der direkteinspritzenden Verfahren zeichnet sich durch eine späte Homogenisierung von Luft und Kraftstoff aus. Die Mischung von Kraftstoff und Luft ist je nach Strategie größtenteils abgeschlossen, weshalb man hier nicht mehr von der Verbrennung eines homogenen Luft-/Kraftstoffgemisches, sondern eher von Dieselmotorenverfahren mit sehr hohem Vormischanteil sprechen sollte. Hier unterscheidet man Konzepte, in welchen die Gemischaufbereitung in der "Zeit bis Zündbedingungen vorliegen" (bezüglich der thermodynamischen Randbedingungen) und dem Zündverzug oder ausschließlich während des Zündverzuges stattfindet [19]. Bei den Konzepten, welche die "Zeit bis Zündbedingungen vorliegen" und den Zündverzug für die Gemischbildung nutzen, beträgt die Spanne für den Ansteuerbeginn ca. 40°KW bis 10°KW vor OT. Um einen Verbrennungsschwerpunkt in einem wirkungsgradgünstigen Bereich nach OT und moderate Umsatzraten bzw. Geräuschemissionen zu erhalten, werden hohe AGR-Raten von bis zu 70 % und viel Ladungsbewegung benötigt. Mit diesen Verfahren lassen sich die Ruß- und NO_x -Emissionen deutlich reduzieren, allerdings erfolgt auch hier eine erhöhte HC- und CO-Bildung und es ergeben sich aufgrund der hohen AGR-Raten Probleme bei der Kontrolle der Verbrennung, vor allem im instationären Betrieb [19, 176]. Bei den Konzepten, die ausschließlich den Zündverzug für die Bereitstellung eines "homogenen" Luft-/Kraftstoffgemisches nutzen, erfolgt die Einspritzung in der Regel später als beim konventionellen Diesel in einer Spanne von ca. 10° vor OT bis deutlich nach OT. Da in diesem Zeitraum Zündbedingungen bereits vorliegen, steht für die Einspritzung und Gemischbildung nur der Zündverzug zur Verfügung, so dass dieser verlängert und der Gemischbildungsvorgang beschleunigt werden muss. Ersteres wird durch den Temperaturrückgang der beginnenden Expansion sowie der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes unterstützt und muss darüber hinaus noch aktiv durch hohe AGR-Raten von bis zu 40 % beeinflusst werden. Die schnelle Gemischaufbereitung fördert man durch hohe Einspritzdrücke und starke Luftbewegung im Brennraum. Dieses Verfahren gelingt nur, wenn der Zündverzug soweit verlängert werden kann, dass die Einspritzung und ein großer Teil der Gemischbildung vor dem Einsetzen der Verbrennung abgeschlossen sind. In diesem Fall lassen sich mit diesem Konzept eine deutliche Reduktion der Ruß- und vor allem der NO_x -Werte bei moderaten Wärmefreisetzungsraten bzw. Geräuschemissionen erzielen.

Allerdings treten hier ebenfalls im Vergleich zu konventionellen Dieselmotoren erhöhte HC- und CO-Emissionen auf. Des Weiteren ist das Instationärverhalten als sehr kritisch zu bewerten, da die Prozessparameter sehr genau und sehr schnell gesteuert werden müssen, um eine Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung und damit einem heterogenen Verbrennungsteil zu vermeiden. Dafür erlaubt dieses Verfahren, im Gegensatz zu allen anderen, die Verbrennungssteuerung in gewissen Grenzen über den Einspritzzeitpunkt [19, 176]. Bezüglich der Bewertung des Wirkungsgrades dieses Brennverfahrens gibt es in der Literatur unterschiedliche Aussagen. So stellen Breitenbach et al. [19] und Sams et al. [125] einen Wirkungsgradverlust aufgrund der späten Verbrennungsschwerpunktlage fest, Zhao et al. [176] sprechen hingegen von einem Wirkungsgradvorteil aufgrund verringerter Wandwärmeverluste, trotz verschleppter Verbrennung.

Allen bisher genannten homogenen Dieselmotoren sind gewisse Grenzen gesetzt. So kann die Einspritzung nicht beliebig früh im Arbeitsspiel begonnen und der Zündverzug nicht beliebig verlängert werden. Die Einspritzdauer und damit die maximal mögliche Motorlast für diesen Betriebsmodus ist begrenzt, wenn noch ausreichend Zeit für die Gemischhomogenisierung zur Verfügung stehen soll. Des Weiteren kann die Energiefreisetzung nicht mehr unmittelbar durch die Einspritzung gesteuert werden. Eine kontrollierte HCCI-Dieselmotorenverbrennung ist folglich nur bei niedriger bis mittlerer Motorlast realisierbar. Darüber hinaus wird mit steigender Last die Selbstzündtemperatur immer früher im Laufe der Kompression erreicht, so dass die Verbrennung von immer geringer homogenisierten Gemischen irgendwann wieder zu Partikel- und Stickoxidemissionen führt. Außerdem bewirken die steigenden Temperaturen im Brennraum eine sehr schnelle, kaum beherrschbare Energiefreisetzung und damit unerwünscht hohe Verbrennungsgeräusche, der auch mit hohen AGR-Raten nicht mehr beizukommen ist, da der Verbrennung, gerade bei höheren Lasten, nicht mehr beliebig Sauerstoff entzogen werden kann. Unabhängig von der Last verkürzt sich mit steigender Drehzahl die Zeit zur Gemischhomogenisierung. Ab einer gewissen Last und Drehzahl muss der Motor für eine praktische Anwendung im Fahrzeug in der Lage sein, ohne weitere Nachteile mit einem konventionellen Dieselmotorenverfahren laufen zu können. Für diese Kombination aus homogener Verbrennung in der Teillast und konventioneller Verbrennung bei höheren Lasten und Drehzahlen haben sich die direkteinspritzenden Verfahren mit später Homogenisierung als die vielversprechendste Variante heraus kristallisiert. So gibt es bereits Konzepte, welche mit konventioneller Brennraumgeometrie und Einspritzausrüstung im HCLI-Betrieb (Homogeneous Charge Late Injection) bis 4 bar und im HPLI-Betrieb (Highly Premixed Late Injection) bis 7 bar effektiven Mitteldruck bis knapp über 3000 U/min auf dem Prüfstand erfolgreich stationär gefahren werden [23, 125, 161].

2.3.3 Probleme und Herausforderungen homogener Dieseldieselbrennverfahren

Ziel der Brennverfahrensentwicklung ist die Darstellung eines thermodynamisch effizienten und schadstoffminimierten Motorbetriebs. Im Falle der homogenen Dieseldieselverbrennung muss zunächst ein zündfähiges homogenes Luft-/Kraftstoffgemisch erzeugt werden und anschließend ist der Beginn sowie der Verlauf der Verbrennungsreaktionen so zu steuern, dass eine wirkungsgradoptimale Verbrennungslage und -form bei akzeptablem Verbrennungsgeräusch erreicht wird [13]. Darauf aufbauend und mit den Erkenntnissen der beiden letzten Kapitel über Grundlagen und Konzepte homogener Dieseldieselverbrennung lassen sich deren wichtigsten Probleme bzw. Herausforderungen wie folgt zusammenfassen:

- Verbesserung der Gemischbildung und Homogenisierung:

Dieseldiesel benötigt hohe Temperaturen für die Verdampfung und Bildung eines homogenen Luft-/Kraftstoffgemisches. Diese Eigenschaft erschwert vor allem bei niedrigen Temperaturen und Drücken, wie sie bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten in der Regel vorherrschen, die Gemischbildung. Der noch flüssige Kraftstoff trifft nicht in die Kolbenmulde, sondern gelangt über den Kolben hinaus bis an die Zylinderwand. Dies führt zu einer Wandbenetzung der Brennrauminnenwände, was einen schlechten Wirkungsgrad, hohe HC-Emissionen und Ölverdünnung zur Folge hat. Im Zusammenspiel mit anderen Motorparametern (AGR-Rate) muss durch die Gemischbildung sichergestellt werden, dass die Verbrennung in einem optimalen λ -T-Fenster stattfindet [119, 153, 176].

- Steuerung des Brennbeginns und Brennverlaufs:

Dieseldieselkraftstoff ist sehr zündwillig. Der Selbstzündvorgang kommt bereits ab 800 K in Gang, was zu einem verfrühten Verbrennungsbeginn und aufgrund der Gemischhomogenisierung zu einer sehr hohen Wärmefreisetzungsrates in Verbindung mit sehr hohen Verbrennungsgeräuschen führen kann. Die dann meist nicht optimale Lage des Verbrennungsschwerpunktes bringt darüber hinaus noch deutliche Wirkungsgrad- und damit Verbrauchsnachteile mit sich. Diesem Verhalten kann mit einem reduziertem Verdichtungsverhältnis, hohen AGR-Raten, AGR-Kühlung bzw. niedrigen Einlasstemperaturen entgegengewirkt werden [176]. Als weitere Kontrollmöglichkeit für die Verbrennung bietet sich die Wassereinspritzung an [80, 106]. Sie ermöglicht neben einer Lastausweitung geringere Stickoxid- und Geräuschemissionen, einen besseren Wirkungsgrad, allerdings auch höhere HC- und CO-Emissionen. Der eingespritzten Wassermenge sind jedoch Grenzen gesetzt und es wird ein zweites oder zumindestens ein stark modifiziertes Einspritzsystem benötigt. Eine direkte Kontrolle über die Verbrennung, wie sie beim konventionellen Dieseldieselbrennverfahren über die Einspritzung zur Verfügung steht, ist bei den homogenen Brennverfahren in der Regel nicht vorhanden. Stationär lassen sie sich sehr gut über die externe Abgasrückführung regeln. Für den transienten Betrieb im Fahrzeug werden aber schnellere Eingriffsmöglichkeiten benötigt. Eine mögliche Lösung dieses Problems stellen variable Ventiltriebssysteme dar, welche eine schnelle, zyklusgenaue interne Abgasrückführung ermöglichen [161].

- Vermeidung hoher HC- und CO-Emissionen:

Aufgrund der ungünstigen Randbedingungen für die Verbrennung (niedriges Temperaturniveau und geringe Sauerstoffkonzentration durch hohe AGR-Raten) ergeben sich bei homogenen Brennverfahren, vor allem bei geringen Lasten, in der Regel immer erhöhte Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid. Diese entstehen durch eine unvollständige Verbrennung hauptsächlich im Bereich der kalten Brennraumwände. Die Flamme erlischt aufgrund der zu geringen Temperatur, bevor sie die Brennraumwand erreicht, und das dort befindliche Gemisch wird nicht von der Verbrennung erfasst. Die verbleibenden Kohlenwasserstoffe werden unverbrannt ausgestoßen. Die niedrigen Verbrennungstemperaturen bewirken außerdem ein vorzeitiges Einfrieren der CO-Oxidation, was erhöhte Emissionswerte dieses giftigen Abgases zur Folge hat. Da die Entstehung beider Abgase bei homogenen Brennverfahren beinahe unvermeidlich ist, können diese nur durch einen nachgeschalteten Oxidationskatalysator reduziert werden [96, 161, 176].

- Ausweitung des eingeschränkten Last-Drehzahlbereichs:

Das steigende Temperaturniveau im Brennraum mit zunehmender Last sowie die immer kürzere Zeit, welche für die Gemischhomogenisierung mit steigender Drehzahl zur Verfügung steht, setzen den homogenen Brennverfahren physikalische Grenzen. Ziel ist es, diesen Grenzen durch verbesserte Motorhardware und intelligente Regelstrategien möglichst nahe zu kommen [119, 153, 176].

- Auslegung der Motoren für homogene und konventionelle Brennverfahren:

Der eingeschränkte Last-Drehzahlbereich homogener Brennverfahren erfordert einen konventionellen Betrieb im restlichen Motorkennfeld. Der Motor muss mit einer Brennraumgeometrie und einem Einspritzsystem zwei Brennverfahren darstellen können. Daraus ergeben sich Zielkonflikte, da sich die meisten Auslegungskriterien für das eine Brennverfahren jeweils nachteilig auf das andere auswirken. Für homogene Dieselmotoren ist es z.B. vorteilhaft, das Verdichtungsverhältnis und damit das Temperaturniveau im Brennraum deutlich gegenüber einer konventionellen Auslegung zu reduzieren. Dies führt zu Problemen bei der Kaltstartfähigkeit, da der Motor unter diesen Bedingungen konventionell betrieben werden muss. Für die Motorsteuerung besteht die große Herausforderung darin, den Betriebsartenwechsel im transienten Betrieb innerhalb des Kennfelds zwischen homogenen und konventionellen Brennverfahren für den Fahrer möglichst unbemerkt erfolgen zu lassen [161, 176].

3 Motorkonzept und Prüfstands Aufbau

3.1 Motorkonzept (Abgas- und Transparentmotor)

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Motorkonzept unterscheidet sich bezüglich der Gestaltung des Brennraums und des Luftpfades wesentlich von dem heute gängiger Dieselmotoren. Moderne direkteinspritzende konventionelle Pkw- und Nfz-Diesellaggregate verfügen über ein flaches Brennraumdach, eine zentral angeordnete Einspritzdüse mit ca. fünf bis acht Düsenlöchern und vier Ventile für den Ladungswechsel. Die zentrale Injektorlage ermöglicht bei optimaler Ausnutzung der Platzverhältnisse keine großen Unterschiede bei der Dimensionierung der Ein- und Auslassventile. Die Ladeluft wird über einen Füllungs- und einen Drallkanal den beiden Einlassventilen zugeführt. Die daraus entstehende drallförmige Luftbewegung im Brennraum kann über eine Drallklappe im Luftpfad in ihrer Intensität variiert werden. Der Kolben besitzt eine zentral angeordnete ω -förmige Kolbenmulde, deren Abmessungen an das gewünschte geometrische Verdichtungsverhältnis und an das Einspritzsystem angepasst werden.

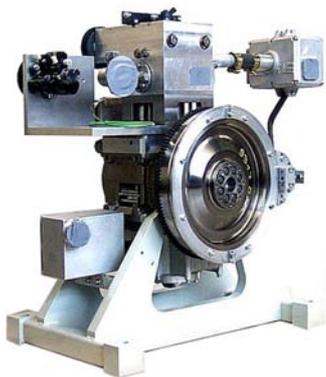


Abbildung 3.1: Abgasmotor

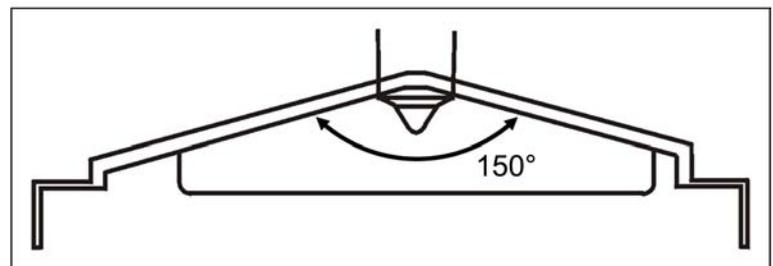


Abbildung 3.2: Brennraumgeometrie

Im Gegensatz dazu besitzt das im Rahmen dieser Arbeit verwendete, ebenfalls direkteinspritzende Motorkonzept einen dachförmigen Brennraum/Zylinderkopf (Abbildung 3.2), wodurch größere Ventildurchmesser als bei einem flachen Zylinderkopf möglich sind. Das Dach ist asymmetrisch ausgeführt, so dass die Einlassventile größer als die Auslassventile dimensioniert werden können. Die Einspritzdüse, welche über eine erhöhte Lochanzahl von zehn Spritzlöchern verfügt, sitzt im Dachfirst zwischen Einlass- und Auslassseite exzentrisch zur Mittelachse des Kolbens. Anstatt einer ω -förmigen Kolbenmulde verfügt der Kolben über eine relativ simple, runde Topfmulde, die ebenfalls exzentrisch zur Mittelachse des Kolbens genau mittig unterhalb der Einspritzdüse angeordnet ist. Der Motor ist ein drallfreies Konzept, d.h. beide Einlasskanäle sind als Füllungskanäle ausgelegt. Im Brennraum stellt sich eine walzenförmige Bewegung der Ladung (Tumble) ein.

Die Idee für dieses Motorkonzept entstand vor folgendem Hintergrund: Vor der Einführung des Common-Rail Systems waren in Dieselmotoren hohe Drallzahlen erforderlich, weil die damaligen Einspritzsysteme bei niedrigen Motordrehzahlen nur geringe Einspritzdrücke erzeugen konnten. Die Energie für die Gemischbildung konnte bei diesen Systemen nicht über die Einspritzung, sondern musste über die Ladungsbewegung eingebracht werden. Bei hohen Drehzahlen ist dieses hohe Drallniveau aber nachteilig, da die Einspritzstrahlen ineinander verwehen können (Overswirl), was sich negativ auf die Gemischbildung und die Verbrennung auswirkt. So bestand bei den alten Systemen bezüglich des Drallniveaus immer ein Auslegungskonflikt zwischen niedrigen und hohen Drehzahlen, abhängig von der verwendeten Düsenlochanzahl. Mit dem Übergang auf das Common-Rail System erhöhte sich das Druckniveau und es standen auch schon im unteren Drehzahlbereich hohe Einspritzdrücke zur Verfügung. In der Folge war es möglich, das Drallniveau zu senken und die Quelle für die Gemischbildungsenergie von der Luftseite auf das Einspritzsystem zu verlagern, wodurch sich geringere Füllungsverluste und die Vermeidung von Overswirl ergaben. Parallel dazu fand bei den Ottomotoren eine Entwicklung zu immer höheren Lade- und Mitteldrücken und somit höheren Bauteilbeanspruchungen statt. Es erfolgte also eine Annäherung der Auslegungskriterien für Otto- und Dieselmotoren. Die logische Konsequenz aus den beiden genannten Entwicklungen ist die Verwendung eines drallfreien Ottomotorkonzepts für ein neu zu entwickelndes Dieselmotorkonzept. Diese Zusammenführung von Otto- und Dieselmotorkonzept bietet die Möglichkeit, den gleichen Zylinderkopf für beide Motorkonzepte zu verwenden, was zur Einsparung von Entwicklungs- und Fertigungskosten beitragen kann. Das Brennverfahren selbst profitiert von einer verbesserten Zylinderfüllung durch die Erhöhung des Durchflussbeiwertes α_K des Zylinderkopfes von 0,09-0,14 bei konventionellen Dieselmotorkonzepten auf 0,16 bei diesem Motor. Die Erhöhung des Durchflussbeiwertes hat ihre Ursache im Wegfall des Drallkanals bzw. den beiden Füllungskanälen und der Dachform des Zylinderkopfes, die es ermöglicht, die Ventildurchmesser deutlich zu vergrößern. Die verbesserte Zylinderfüllung erhöht die AGR-Verträglichkeit dieses Motorkonzepts, weshalb es sich gut für homogene Brennverfahren eignet. Durch die deutlich reduzierte Ladungsbewegung wird die Energie für die Gemischbildung fast ausschließlich über den Impuls der Einspritzung zur Verfügung gestellt. Die Düsenlochanzahl kann gegenüber konventionellen Dieselmotorkonzepten erhöht werden, da ein Overswirl ausgeschlossen ist. Inwieweit die Tumble-Strömung die Gemischbildung und Verbrennung in diesem Motorkonzept beeinflusst, ist neben der Untersuchung homogener und konventioneller Betriebsstrategien mit verschiedenen optischen Messtechniken Ziel dieser Arbeit.

Innerhalb der Robert Bosch GmbH wurden zwei Motoren diesen Typs aufgebaut: ein Emissionsaggregat (Abbildung 3.1) und ein baugleicher Transparentmotor (Abbildung 3.3). Auf dem Abgasmotor werden konventionelle und homogene Betriebsstrategien entwickelt und die jeweiligen Abgasemissionswerte gemessen. Dabei werden Motorparameter und -hardware, Einspritzausrüstung und -strategie variiert. Ausgewählte Betriebspunkte und

Strategien werden auf dem optisch zugänglichen Versuchsmotor nachgefahren, um die Wirkmechanismen, vor allem der homogenen Verbrennung, im allgemeinen und für dieses ungewöhnliche Dieselmotorkonzept im speziellen, besser zu verstehen bzw. Maßnahmen für die Verbesserung der Brennverfahren und der Einspritzrüstung abzuleiten. In Tabelle 3.1 sind die wichtigsten technischen Daten der Motoren dargestellt.

Hersteller:	
Zylinderkopf	FEV
optischer Zugang	BOSCH
Kurbelgehäuse	Hatz (Transparentmotor), FEV (Abgasmotor)
Arbeitsverfahren	Viertakt, DE-Diesel
Zylinderanzahl	1
Bohrung/Hub	68 mm / 88 mm
Hubvolumen	320 cm ³
Verdichtungsverhältnis ε	16 / 18
Zylinderkopf	dachförmig (150 °), 2 Füllungskanäle
Durchflussbeiwert α_K (Einlass)	0,16
Tumble Zahl c_T/c_A (Einlass)	2
Ventilsteuerzeiten (bei 1 mm Ventilhub)	Eö: 10 °KW n. OT Es: 20 °KW n. UT Aö: 22 °KW v. UT As: 11 °KW v. OT
Ventilhub (Einlass/Auslass)	8 mm / 8 mm
Ventilwinkel	15 °
Einspritzsystem	Bosch Common Rail (2. Generation), Magnetventil, max. Einspritzdruck 1600 bar
Einspritzdüse	10-Loch, VCO, $k = 0$, Spraywinkel 120 °, $Q_{hyd} = 250 \text{ cm}^3/30 \text{ s}$ bei 100 bar, $D_{SL} = 100 \mu\text{m}$
Düsenkuppenvorstand	4,5 mm ($\varepsilon = 16$) / 5,2 mm ($\varepsilon = 18$)

Tabelle 3.1: Technische Daten des Motorkonzepts

Für den optischen Zugang des Transparentmotors muss dessen Aufbau im Vergleich zum Abgasmotor deutlich modifiziert werden. Der Motor wird dazu zwischen Kurbelgehäuse und Zylinderkopf in die Länge gezogen. Anstatt der ursprünglichen Zylinderlaufbuchse wird ein neuer Mittelteil eingesetzt (siehe Abbildung 3.3 links). Der Kolben wird dementsprechend ebenfalls verlängert und innen hohl sowie nach vorne und hinten geöffnet, ausgeführt. Er läuft nun in zwei Laufbuchsen, einmal ölgeschmiert im Kurbelgehäuse in einer unteren und einmal trocken in einer oberen Buchse. Diese obere Zylinderlaufbuchse ist vertikal verfahrbar innerhalb des neuen Mittelteils installiert (siehe Abbildung 3.3 Mitte und rechts). Die Führung des Kolbens und die Abdichtung des Brennraums gegenüber der Umgebung erfolgt mithilfe von Graphitringen in der oberen Laufbuchse (siehe Abbildung 3.4), so dass dort auf

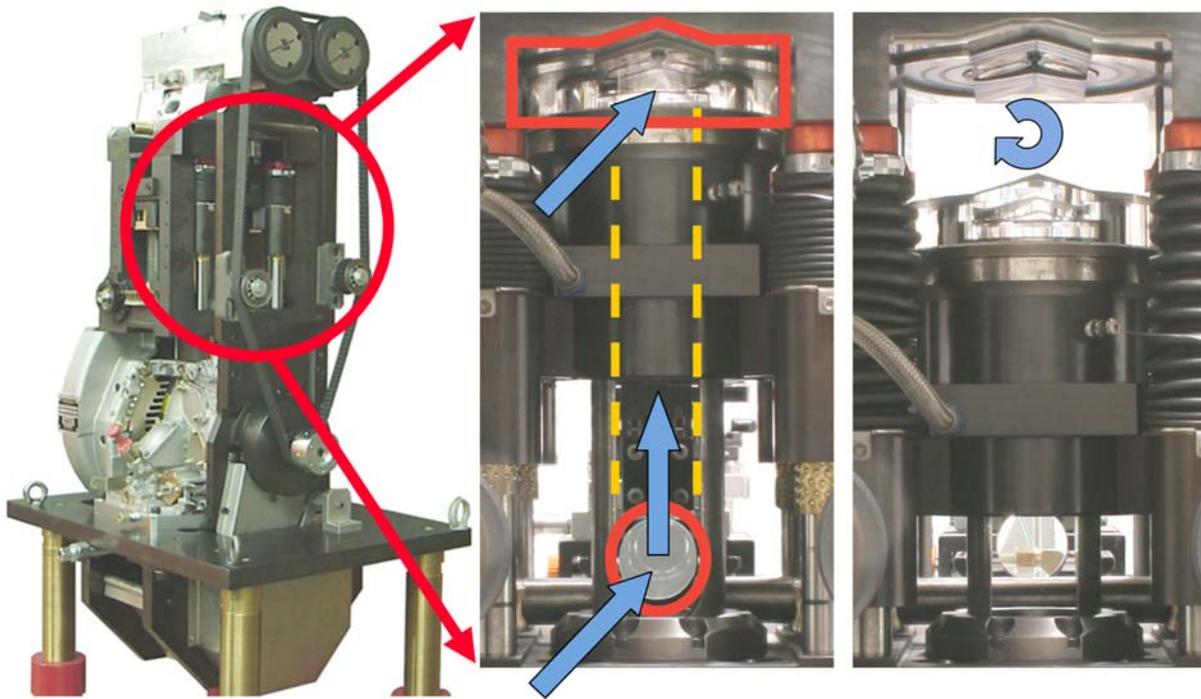


Abbildung 3.3: Transparentmotor mit optischen Zugang zum Brennraum

eine Ölschmierung verzichtet werden kann. Diese würde die Glaskomponenten verschmutzen und so den optischen Zugang behindern. Für die Kolbenführung sorgt ein breiter zweiteiliger, für die Brennraumabdichtung zwei, jeweils dreiteilig ausgeführte, Graphitringe. Im Vergleich zu den ölgeschmierten, konventionellen Kolbenringen aus Metall im Abgasmotor, dichten diese selbstschmierenden Graphitringe schlechter ab, wodurch beim Transparentmotor höhere Blow-By Verluste auftreten, als beim Abgasmotor. Der Langkolben ist zweiteilig ausgeführt. Der obere Teil beinhaltet die Aufnahmen für die Graphitringe und die Glaskolbenkrone. Durch diese ist der optische Zugang von unten über einen 45° -Umlenkspiegel, welcher ortsfest innerhalb des hohlen Langkolbens steht, gewährleistet. Zwischen der oberen Zylinderlaufbuchse und dem Zylinderkopf wird ein Vollglasring eingesetzt, der den seitlichen optischen Zugang in den Brennraum darstellt. Dieser Glasring ist, wie auch die Glaskolbenkrone, aus synthetischem Quarzglas hergestellt. Das Material ist homogen und schichtfrei in drei Raumrichtungen und bietet gleich bleibend hohe Transmissionseigenschaften über den gesamten Wellenlängenbereich von unter 200 nm (UV) bis weit über 1000 nm (IR) hinaus. Der Einbau dieses Glasrings erfordert die Absenkung der Kolbenringe im Transparentmotor, damit diese nicht über den Übergang von Zylinderlaufbuchse und Glasring bzw. auf dem Glasring selbst laufen. Durch diese Maßnahme wächst der Feuersteg des Kolbens von 9 mm im Abgasmotor auf 34 mm im Transparentmotor an, wodurch sich das geometrische Verdichtungsverhältnis des Transparentmotors von 16 auf 15,3 bzw. 18 auf 17,1 im Vergleich zum Abgasmotor verringert. Die Traversierbarkeit der oberen Zylinderlaufbuchse ermöglicht einen schnellen und bequemen Zugang in den Brennraum, so dass sich der Zeitaufwand für die Reinigung und den Wechsel aller Komponenten gegenüber fest verschraubten Transparentmotorkonzepten

erheblich reduziert. Abbildung 3.3 zeigt links den Transparentmotor als Ganzes sowie mittig und rechts den Mittelteil mit dem optischen Zugang im Detail. Im mittleren Bild befindet sich die traversierbare Zylinderlaufbuchse in ihrer oberen Betriebsposition. Mit Pfeilen gekennzeichnet sind der seitliche optische Zugang durch den Glasring sowie der optische Zugang von unten über den 45°-Umlenkspiegel. Das rechte Bild zeigt den Motor mit geöffneter oberer Zylinderlaufbuchse und gewährleistet so einen Blick auf den dachförmigen Zylinderkopf mit den beiden Einlassventilen auf der linken und den beiden Auslassventilen auf der rechten Seite. Der Pfeil deutet den Verlauf der Tumble-Strömung an, welche von dieser Perspektive aus im Uhrzeigersinn rotiert. Für den Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte 1. und 2. Ordnung des Einzylinderaggregats ist unterhalb des Motors ein entsprechender Massenausgleich angebracht.



Abbildung 3.4: Quarzglaskolben und Ring des Transparentmotors

3.2 Prüfstands Aufbau und Grundmesstechnik (Transparentmotor)

Der Transparentmotor ist am Prüfstand auf einer massiven Stahlplatte montiert, die über Dämpferelemente auf dem Prüfstandsbett gelagert ist (Abbildung 3.5). Das Versuchsaggregat ist über eine Gummigelenkwelle mit einem Vierquadrantenantrieb verbunden. Dieser dient zum einen als Leistungsbremse, zum anderen als Antriebsquelle im Schleppbetrieb. Zwischen Vierquadrantenantrieb und Motor ist eine Drehmoment- und Drehzahlmessstelle installiert. Der Motor kann aus Standfestigkeitsgründen und wegen der schnellen Verschmutzung der Glaskomponenten nicht über längere Zeit bzw. stationär betrieben werden. Für die Einstellung definierter Betriebspunkte, wie sie für einen Vergleich mit dem Abgasmotor notwendig sind, ergeben sich deshalb einige Schwierigkeiten. Der Motor wird zunächst mithilfe des Vierquadrantenantriebs auf die gewünschte Drehzahl geschleppt um anschließend die Messung zu starten. Diese umfasst je nach Messverfahren und Betriebspunkt einige wenige bis zu mehreren hundert Zyklen. In dieser kurzen Messzeit muss die Prüfstandstechnik

unter den grundsätzlich instationären Verhältnissen annähernd die gewünschten Randbedingungen konstant aufrecht erhalten können. Dies erfordert eine externe und geregelte Bereitstellung aller Medien, die dem Motor zugeführt werden. Der Motor wird über jeweils externe Kreisläufe bestehend aus Reservoir, Temperiereinheit und Pumpe mit Öl sowie Kühlwasser versorgt. Die Temperatur der oberen Zylinderlaufbuchse ist über eine separate Temperiereinheit unabhängig von der Kühlwasser- bzw. Zylinderkopftemperatur einstellbar. Die Kraftstoffversorgung erfolgt mit einem Common Rail System. Über eine Vorförderpumpe gelangt der Kraftstoff aus dem Tank über einen Kühler zu einer extern angetriebenen Hochdruckpumpe und von dort aus über das Rail zum Injektor. Der Einspritzdruck wird sowohl am Rail als auch in der Verbindungsleitung zwischen Rail und Injektor mithilfe eines Bridenadapters von zwei piezoresistiven Hochdrucksensoren (Kistler 4067A 2000 A0) gemessen.

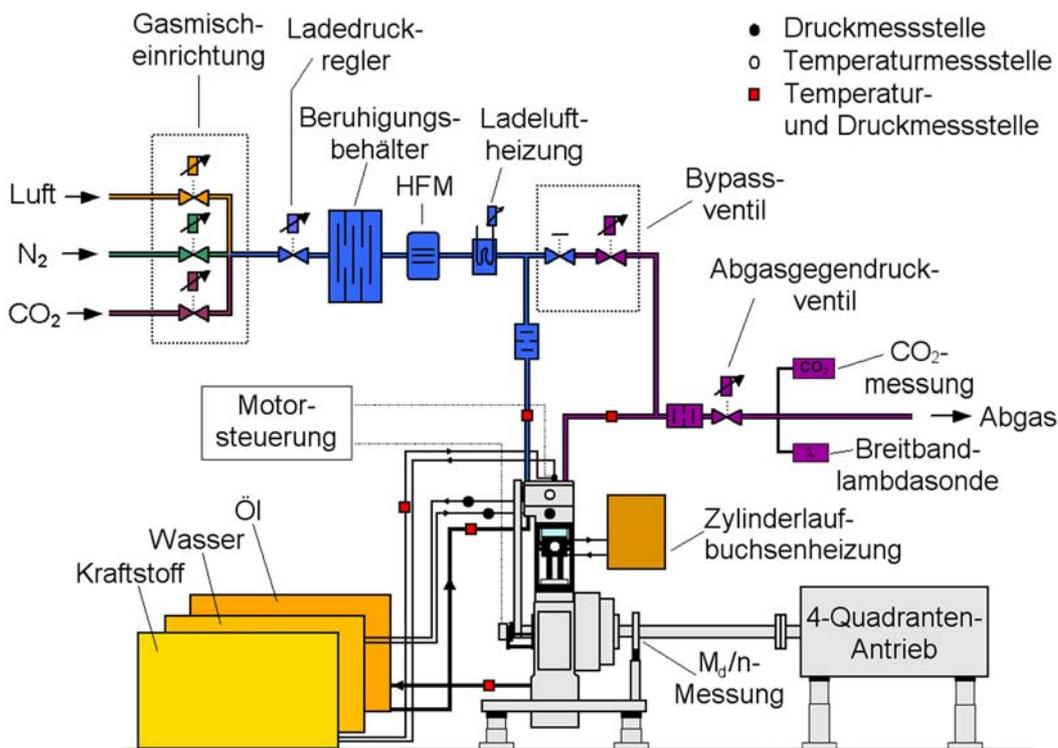


Abbildung 3.5: Prüfstands Aufbau des Transparentmotors

Da der Motor aufgrund seiner nur kurzen Laufzeit im Messbetrieb nicht mit eigener Abgasrückführung betrieben werden kann, erfolgt die Bereitstellung der Ladeluft in der gewünschten Zusammensetzung durch eine durchfluss- und druckabhängig geregelte Gasmischanlage. Mit dieser wird aus Luft, Stickstoff und Kohlendioxid ein Gasgemisch erzeugt, das der gewünschten Abgasrückführtrate bzw. den Konzentrationsmesswerten der einzelnen Komponenten im Emissionsmotor vor dem Einlassventil entspricht. Diese Gasmischanlage ermöglicht es auch, den Motor für reine Gemischbildungsuntersuchungen ohne Verbrennung inert nur mit Stickstoff zu betreiben. Über einen Druckregler und eine Heizung können Druck und Temperatur der Ladeluft frei gewählt werden. Die durchgesetzte Luftmenge wird mithilfe des HFM und zusätzlich mittels der Flowcontroller der Gasmischanlage

gemessen. Im Abgastrakt befindet sich ein Ventil, mit dem der gewünschte Abgasgegen- druck eingestellt werden kann. Nach dem Abgasgegen- druckventil werden bei annähernd Umgebungsdruck die CO_2 - und O_2 -Konzentration gemessen. Ansaug- und Abgastrakt des Motors sind über einen Bypass mit einem frei einstellbaren Bypassventil verbunden. Dieser Bypass ist erforderlich, weil die gewünschte Gaszusammensetzung sowie der Druck und die Temperatur der Ladeluft nicht bei laufendem Motor eingestellt werden können. Vor Beginn des Experiments lässt man die Ladeluft bei stehendem Motor über diesen Bypass strömen und kann in Ruhe die gewünschten Werte einstellen, ohne den Motor unnötig zu belasten. Sobald sich stationäre Verhältnisse mit den gewünschten Randbedingungen ein- gestellt haben, schleppt man den Motor auf die gewünschte Drehzahl, schließt gleichzeitig das Bypassventil und kann dann mit der Messung unter quasi-stationären Bedingungen beginnen.

Eine genaue Indizierung des Druckes im Zylinder des Abgas- und Transparentmotors ist für die thermodynamische Motoranalyse und die Nachbildung von Betriebspunkten des Abgasmotors am Transparentmotor unerlässlich. Für die kurbelwinkel aufgelöste Auf- zeichnung des Zylinderdruckes wird ein wassergekühlter piezoelektrischer Sensor verwendet (Kistler 4043Asp), der im Zylinderkopf anstelle einer Glühstiftkerze untergebracht ist. Für die thermodynamische Analyse und die Einstellung bzw. Messung des Abgasgegen- druckes ist darüber hinaus eine Druckindizierung im Einlass- und Auslasstrakt erforderlich. Hier kommen zwei ebenfalls wassergekühlte piezoresistive Absolutdruckaufnehmer (Kistler 4075 A5V) zum Einsatz. Für die korrekte Einstellung der thermodynamischen Randbedingungen werden darüber hinaus die Temperaturen sämtlicher Medien, die dem Motor zugeführt werden, die Einlasslufttemperatur, die Abgastemperatur, die Zylinderkopf- und die Temperatur der oberen Zylinderlaufbuchse, mithilfe von Thermo- elementen gemessen.

Für die Erfassung der Indizierdaten wird der Indimaster der Firma AVL als Indizier- system verwendet. Die Darstellung und Aufbereitung erfolgt mithilfe des Programms IndiCom, ebenfalls von der Firma AVL. Dem Indiziersystem werden alle "schnellen" Mess- daten zugeführt. Ein optisch- inkrementaler Drehwinkelgeber liefert die nötigen Informationen über Motordrehzahl und Kolbenstellung, um die Messwerte mit der Kolbenbewegung zu synchronisieren. Für die Erfassung aller "langsamen" Messdaten, wie z.B. sämtlicher Temperaturen, wurde eine eigene Software unter LabVIEW programmiert. Die Regelung des Raildrucks und die Steuerung des Injektors bzw. der Einspritzung(en) übernimmt ein Laborsteuergerät der Firma Genotec.

Ein Ziel dieser Arbeit ist die Korrelation der optischen Messergebnisse des Transpa- rentmotors mit den Abgasemissionsmessungen des thermodynamischen Versuchsaggregats. Voraussetzung dafür ist eine größtmögliche Gleichstellung beider Motoren. Dies wird unter anderem durch eine gleiche Brennraumgeometrie, gleiche Betriebsbedingungen, gleiche Randbedingungen seitens der Einspritzung sowie gleiche Temperaturen aller externen Medien

(Ladeluft, Kühlwasser, Öl) gewährleistet. Darüber hinaus sollten Gasdruck, -temperatur, -dichte und -zusammensetzung im Brennraum während der Einspritzung und Gemischbildung möglichst gleich sein, um die selben Randbedingungen für die Verbrennung zu gewährleisten. Allerdings erfordert die optische Zugänglichkeit des Transparentmotors einige Zugeständnisse an die Gleichstellung beider Motoren:

- Wie bereits erwähnt ist am optisch zugänglichen Aggregat ein stationärer Betrieb aufgrund der geringeren Standfestigkeit und der bestehenden Verschmutzungsproblematik nicht möglich. Dieser Nachteil kann aber durch eine angepasste Prüfstandsperipherie weitgehend kompensiert werden.
- Die zwangsläufige Verwendung von Quarzglas Komponenten im Transparentmotor mit einer deutlich geringeren Wärmeleitfähigkeit als Metall (Quarzglas ca. $1,4 \text{ W/mK}$, Stahl $14\text{-}58 \text{ W/mK}$ [17]) verändert die Wandwärmeübergangsprozesse im Brennraum und kann zu unterschiedlichen Druck- und Temperaturrandbedingungen führen.
- Der Einsatz des Glasrings im Transparentmotor erfordert die Absenkung der Kolbenringe bzw. eine Vergrößerung des Feuerstegs im Vergleich zum Abgasmotor. Daraus ergibt sich ein etwas reduziertes Verdichtungsverhältnis.
- Das schlechtere Dichtverhalten der Graphitringe im Vergleich zu den Metallringen des Abgasmotors führt beim Transparentmotor zu höheren Blow-By Verlusten.
- Eine weitere potentielle Leckagequelle beim Transparentmotor ist die Trennstelle zwischen Glasring, welcher durch seine Dachform mehrfach überbestimmt und nicht selbstzentrierend ist, und Zylinderkopf. Diese ergibt sich durch die verfahrbare obere Zylinderlaufbuchse. Die Abdichtung erfolgt hier mit einer speziellen druck- und temperaturfesten Flachdichtung.

Eine Abschätzung, wie groß der jeweilige Einfluss der genannten Gegebenheiten ist, gestaltet sich schwierig. Abhilfe würde eine umfangreiche thermodynamische Motoranalyse mit entsprechender Modellierung des Motors bringen. In der Arbeit von Hermann [63] wird mithilfe von 3D-CFD eine Ladungswechselrechnung für diesen Transparentmotor unter anderem zur Klärung dieser Fragen durchgeführt. Als problematisch erweist sich dort aber neben der richtigen Abbildung der Wandwärmeübergänge die Modellierung des dynamischen Dichtverhaltens der Graphitkolbenringe. Eine korrekte Abbildung gerade dieses Vorgangs ist aber zur Klärung der Frage, wann im Kompressionstakt wie viel Masse und damit auch über Volumenänderungsarbeit gespeicherte Energie über Leckage verloren geht, unerlässlich.

Im praktischen Prüfstandsbetrieb erfolgt neben der Verwendung der annähernd gleichen geometrischen Randbedingungen des Brennraums sowie identischer Betriebs- und Einspritzparameter, die Anpassung der thermodynamischen Randbedingungen des Transparentmotors an die des Abgasmotors über die Einstellung der gleichen Einlasslufttemperatur,

der gleichen Druckdifferenz zwischen Lade- und Abgasgegendruck und eine geringfügige Anhebung des Ladedrucks (ca. 10%). Wie viel von der dadurch bei "Einlass schließt" mehr vorhandenen Ladungsmasse und durch Volumenänderungsarbeit eingebrachten Energie durch Leckage verloren geht, kann, wie oben bereits erwähnt, nicht ohne weiteres quantifiziert werden. Genauso schwierig ist die Bewertung, in wie weit sich dadurch unter Umständen andere Temperaturen bzw. ein verändertes globales Luftverhältnis einstellt. Diese Schwächen treten als Tribut an die optische Zugänglichkeit bei den meisten Transparentmotorkonzepten zu Tage und sind keine speziellen konzeptionellen Probleme nur dieses Versuchsträgers. Bei Anwendung aller genannten Maßnahmen stellt sich im Transparentmotor eine Verbrennung ein, die in ihrem Verlauf und der Charakteristik ziemlich genau der des Abgasmotors entspricht. Meistens ist nur noch eine geringfügige Korrektur der Schwerpunktlage der Verbrennung durch eine Anpassung der Zylinderlaufbuchsentemperatur nötig. Auf diese Weise können am Transparentmotorprüfstand die Druck- und Heizverläufe des Abgasmotors und damit die Charakteristik der Verbrennung sehr gut nachgebildet werden (siehe Abbildung 3.6), so dass eine Korrelation der im Transparentmotor beobachteten grundlegenden Phänomene der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung mit den Emissionsergebnissen des Abgasmotors möglich ist.

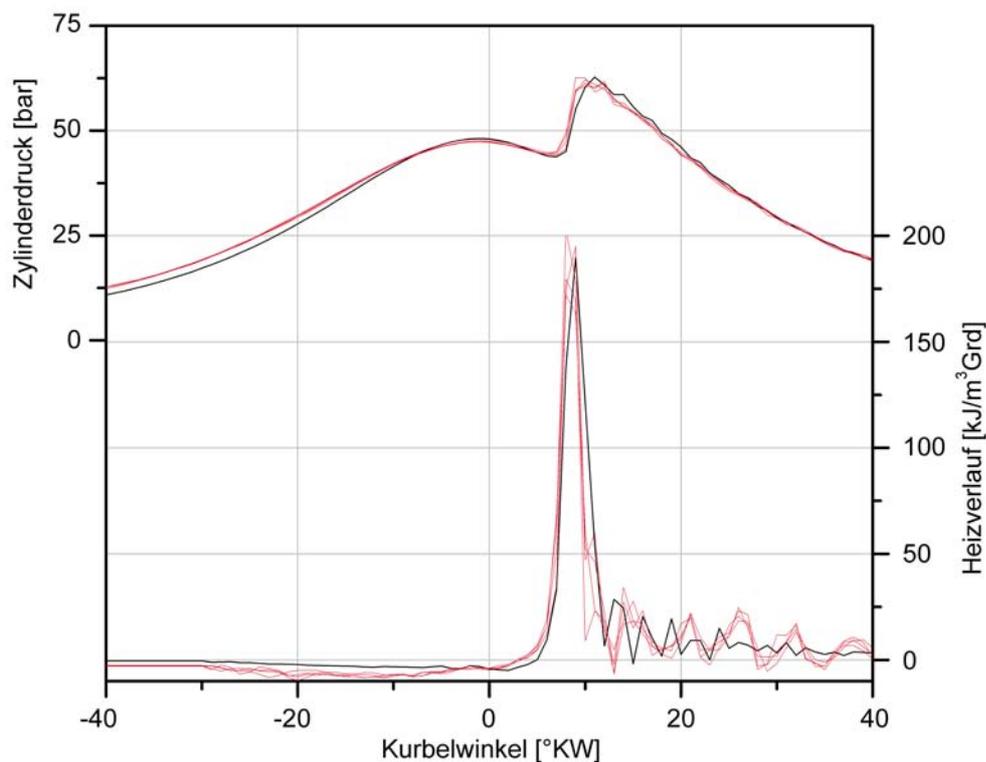


Abbildung 3.6: Nachbildung des Druck- und Heizverlaufs des Abgasmotors (jeweils schwarze Kurve - Mittelung aus 25 Zyklen) am Transparentmotor (rote Kurven - vier beispielhafte Einzelzyklen) am Beispiel des ersten Betriebspunktes bei 4 bar indiziertem Mitteldruck

4 Messtechniken am Transparentmotor

4.1 Überblick

Optisch zugängliche Motoren bieten wie kein anderer Versuchsträger die Möglichkeit eines rückwirkungsfreien Informationsgewinns aus dem Brennraum unter echten motorischen Randbedingungen. Herkömmliche Messmethoden in optisch nicht zugänglichen Versuchsmotoren mittels Sonden, Sensoren oder Probeentnahmen haben im Vergleich dazu in der Regel immer eine Beeinflussung der Messgröße zur Folge. Die optische Zugänglichkeit ermöglicht hingegen die Anwendung nicht intrusiver, zeitlich und örtlich hochauflösender Messtechniken zur Analyse der extrem schnell ablaufenden Sprayausbreitungs-, Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge im Motor. Diese rückwirkungsfreien Messtechniken lassen sich in zwei Gruppen einteilen. Die erste Gruppe beinhaltet alle Verfahren mit Fremdanregung bzw. Nutzung physikalischer Effekte. Dazu gehören die gesamten laseroptischen Messverfahren (Tabelle 4.1), deren Prinzip auf der Wechselwirkung zwischen Photonen und Teilchen (z.B. Kraftstofftropfen, Rußpartikel, bestimmte Atome oder Moleküle) basiert, aber auch Schattenverfahren oder die Schlierenmesstechnik. Zur zweiten Gruppe gehören alle selbstemittierenden Messverfahren, wie z.B. Flammenemissionsspektroskopie oder die Analyse der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel.

Für die Untersuchung der Einspritzung und Gemischbildung bzw. des Ausbreitungsverhaltens der flüssigen und dampfförmigen Phase des Kraftstoffes in Transparentmotoren kommen im Allgemeinen Fluoreszenz- und Streulicht-Messtechniken zum Einsatz. Eine einfache Methode zur Untersuchung des fein zerstäubten Kraftstoffes ist die Streulichttechnik. Allerdings lässt sich damit nur die Flüssigphase, nicht aber der transparente Kraftstoffdampf nachweisen. Eine hierfür geeignete Messtechnik ist LIF (Laser Induzierte Fluoreszenz) [55], mit welcher sich sowohl der flüssige als auch der dampfförmige Kraftstoff sichtbar machen lässt. Für eine quantifizierende Einspritz- und Gemischbildungsdiagnose sind Fluoreszenz- den Streulichtmesstechniken allerdings zu bevorzugen, da sie deutlich geringeren Störeinflüssen unterliegen. Diese haben meist mit Reflexionen des eingestrahnten Laserlichts an Motor- und Glaskomponenten zu kämpfen, die das Signal verfälschen und so eine Quantifizierung praktisch unmöglich machen [85]. Bei der LIF-Messtechnik werden hingegen ausschließlich die Kraftstoffmoleküle durch das Laserlicht in einen angeregten Energiezustand versetzt und senden beim anschließenden Übergang zurück in einen energetisch tiefer liegenden Zustand ein Lichtquant mit einer größeren Wellenlänge als das anregende Licht aus [55]. Dies ermöglicht bei geeignetem Versuchsaufbau eine von der Anregungswellenlänge unbeeinflusste Detektion des Messsignals und somit geringere Störeinflüsse durch Reflexion an Bauteilen als bei den Streulichttechniken. Allerdings ist ohne weitere Maßnahmen eine Unterscheidung zwischen flüssigem und dampfförmigem Kraftstoff nicht möglich. Verwendet man für die Gemischbildungsuntersuchungen konventionellen Kraftstoff, so wird man

mit einem weiteren Problem konfrontiert. Diesel ist kein chemischer Reinstoff, sondern besteht aus einer Vielzahl verschiedener Einzelkomponenten, abhängig von der Herkunft des Rohöls und des Verarbeitungsprozesses. Des Weiteren können davon nur die aromatischen Bestandteile durch die LIF-Messtechnik sichtbar gemacht werden. Diese fluoreszieren zwar alle in einem ähnlichen Spektralbereich, leisten aber jeweils unterschiedliche Beiträge zur Gesamtfluoreszenz und haben darüber hinaus noch eine unterschiedlich lange Lebensdauer unter den heißen Bedingungen im Brennraum. Ein direkter Zusammenhang zwischen der Kraftstoffkonzentration und der Fluoreszenzintensität ist also mit herkömmlichen Dieseldieselkraftstoff nicht möglich. Dies erfordert den Einsatz eines aromatenfreien Ersatzkraftstoffes mit definierten Einzelkomponenten und bestimmten Zusätzen (Tracern), der allerdings die physikalischen Eigenschaften von Diesel (Siedeverlauf, Verdampfungsenthalpie, Dampfdruck) meist nur unzureichend nachbildet [55, 85].

Ein Messverfahren, welches auf diesem Prinzip basiert, ist die Laser-Induzierte-Exciplex-Fluoreszenz (LIEF). Als Ersatzkraftstoff für Diesel kommt Dodekan zum Einsatz, welches durch Laserlicht im UV-Bereich nicht zur Fluoreszenz angeregt wird. Dieses wird mit zwei Tracern versetzt, in der Regel fluoreszenzaktive Substanzen, z.B. aus der Gruppe der Aldehyde oder Ketone. Durch eine gezielte Auswahl dieser Kombination lässt sich der Informationsgehalt der Fluoreszenz-Messtechnik deutlich erweitern, da es die Erzeugung von unterschiedlichen Emissionsspektren von Dampf- und Flüssigphase ermöglicht. Ein durch UV-Licht angeregtes Tracermolekül verbindet sich mit einem Molekül des anderen Tracers, welches sich im Grundzustand befindet und bildet einen so genannten "excited state complex" (Exciplex). Die Wellenlänge des Fluoreszenzphotons des Exciplexes ist deutlich langwelliger als die der einzeln angeregten Tracer. Die Verbindung zerfällt im Moment der Emission oder nach Aussenden des Fluoreszenzphotons wieder. Das Exciplex bzw. die Exciplex-Fluoreszenz bildet sich vorwiegend in der Flüssigphase, da dort die Wahrscheinlichkeit eines Zusammentreffens der beiden Tracer aufgrund der höheren Dichte/Nähe der Moleküle zueinander größer ist als in der Gasphase. Dort ist eine Verbindung wegen zu großer intermolekularer Abstände sehr unwahrscheinlich, so dass dort die angeregten Tracer für sich alleine fluoreszieren (Monomerfluoreszenz). Mit einem geeigneten Versuchsaufbau ist so eine spektrale Trennung von Flüssig- und Gasphasensignal möglich [55, 85].

Unter motorischen Bedingungen erschwert starkes Quenching der Fluoreszenzsignale die Anwendung dieser Messtechnik. Durch die Verwendung von reinem Stickstoff als Ladung lässt sich dieses Problem zwar beheben, verhindert aber die gleichzeitige Untersuchung der Verbrennung. Die hohen Drücke und Temperaturen im Brennraum beeinflussen die Signalausbeute aber trotzdem erheblich, so dass eine Quantifizierung der Signale, welche über eine reine Analyse der zeitlichen und örtlichen Verteilung hinaus geht, nur schwer möglich ist [85]. Aufgrund des geringeren Druck- und Temperaturniveaus wird diese Messtechnik erfolgreich bei der BDE-Gemischbildungsanalyse angewendet [8, 35, 75]. Für die Analyse der dieselmotorischen Gemischbildung wurde die Exciplex-Messtechnik erstmals 1983 durch

Messtechnik	Information	Bemerkung
Mie-Streuung	Phasengrenze und Partikelgröße	zweidimensional oder integral
Laser-Doppler-Anemometrie (LDA)	Partikelgeschwindigkeit	punktuell
Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA)	Partikelgeschwindigkeit und Partikelgröße	punktuell
Particle-Tracking-Velocimetry (PTV)	Partikelgeschwindigkeit und Bewegungsrichtung	mehrdimensional
Particle-Image-Velocimetry (PIV)	Partikelgeschwindigkeit und Bewegungsrichtung	mehrdimensional
Rayleigh-Streuung	Dichte und Temperatur des Stoffgemisches	punktuell, ein- und zweidimensional
Raman-Streuung	Konzentration/Dichte/Temperatur der Majoritätsspezies in einem Stoffgemisch	punktuell, ein- und zweidimensional
Coherent-Anti-Stokes-Raman-Scattering (CARS)	Temperatur, Spezieskonzentrationen	punktuell
Laser-Induzierte-Fluoreszenz (LIF)	Konzentration / Dichte / Temperatur auch der Minoritätsspezies in einem Stoffgemisch	zweidimensional oder integral
Laser-Induzierte-Exciplex-Fluoreszenz (LIEF)	Phasentrennung	zweidimensional oder integral
Laser-Induzierte-Inkandeszenz (LII)	Rußvolumenkonzentration, Primärteilchengröße, Agglomeratgrößen	punktuell, ein- und zweidimensional

Tabelle 4.1: Laseroptische Messverfahren und deren Messinformation [39, 164]

Melton eingesetzt [94] sowie Möglichkeiten der Quantifizierung untersucht [122]. Eine direkte Korrelation zwischen absoluter Kraftstoffkonzentration und Fluoreszenzintensität gestaltet sich schwierig, dennoch eignet sich diese Messtechnik aufgrund ihres günstigen Signal-Rausch-Verhältnisses sehr gut für eine qualitative Analyse der Gemischbildung und erlaubt sogar eine rechnergestützte Bildauswertung der Fluoreszenzsignale [55]. Im Rahmen dieser Arbeit ist die Verwendung der Exciplex-Technik nicht möglich, da die angestrebte Korrelation der Messergebnisse von Transparent- und Emissionsmotor die Verwendung von Dieseldieselkraftstoff erfordert. Als Messtechnik für die Gemischbildungsanalyse kommt stattdessen ein kombiniertes Mie-Streulicht-/LIF-Verfahren zum Einsatz. Es ermöglicht wie die Exciplex-Technik eine simultane Messung bzw. Trennung des Ausbreitungsverhaltens von flüssigen und dampfförmigen Kraftstoff, erlaubt aber die Verwendung von konventionellen Dieseldieselkraftstoff. Eine detaillierte Beschreibung der beiden Messverfahren sowie deren Anwendung in Kombination wird in den folgenden Kapiteln gegeben.

Für die Analyse der Verbrennung in Transparentmotoren kommen neben einigen laseroptischen die selbstemittierenden Verfahren zum Einsatz. Die wichtigsten sind hier Analyse der Temperaturstrahlung heißer Rußpartikel (Rußeigenleuchten) und die Untersuchung von Chemilumineszenzerscheinungen. Ersteres ermöglicht Aussagen über zeitliches und

örtliches Auftreten von Rußpartikeln während der Verbrennung sowie mithilfe der Zweifarbenmesstechnik über deren Temperatur. Die Flammenemissionsspektroskopie ermöglicht die Sichtbarmachung von Chemilumineszenzerscheinungen und so die Analyse der Zünd- und Vorreaktionsprozesse sowie besonders kalter oder rußarmer Verbrennungen. Beide Messtechniken kommen in dieser Arbeit zur Anwendung und werden in Laufe der folgenden Kapitel beschrieben.

4.2 Messtechniken zur Analyse der Gemischbildung

4.2.1 Mie-Streuung

Lichtstreuung an kleinen Partikeln ist im allgemeinen vom Verhältnis der Brechungsindizes des Partikels und des umgebenden Mediums, der Größe, der Form und der Partikelorientierung sowie der Polarisation des Lichts und des Beobachtungswinkels abhängig [120]. Deshalb unterscheidet man zwischen elastischen und inelastischen Streuprozessen. Bei der inelastischen oder Raman-Streuung (1928 nachgewiesen von Raman) handelt es sich um eine Streustrahlung mit molekulspezifischer Frequenzverschiebung [167]. Die emittierte Wellenlänge kann größer oder kleiner als die Anregungswellenlänge sein (Stokes-/Anti-Stokes-Verschiebung) [151]. Die molekulsensitive Streulichtintensität ist proportional zur Anzahldichte der untersuchten Spezies in einem bestimmten thermodynamischen Zustand und damit als Basis für Konzentrations- und Temperaturmessverfahren einsetzbar [167]. Bei der elastischen Lichtstreuung haben eingestrahktes und gestreutes Licht die gleiche Wellenlänge [108] und es kommt zu einer Schwächung des durchgehenden Lichts sowie zu einer, für die Gestalt und Größe des Teilchens, charakteristischen räumlichen Verteilung des Streulichts [111]. Die Herleitung dieser Intensitätsverteilung erfolgt in Abhängigkeit von der Größe der Streuteilchen über verschiedene Theorien. Sind die Streukörper wesentlich kleiner als die Wellenlänge des eingestrahkten Lichts (z.B. Moleküle, Nanopartikel, Rußpartikel, ... bis ca. 50 nm), so handelt es sich um Rayleigh-Streuung [167], die von einem Streukörper als strahlendem Dipol ausgeht. Sind sie deutlich größer als die Wellenlänge des Anregungslichts, so ist die Beschreibung der Intensitätsverteilung mit gewissen Einschränkungen auf Basis der geometrischen Optik möglich. Umfassend erfolgt die Beschreibung der Streuphänomene mithilfe der Mie-Theorie oder allgemein der Generalisierten-Lorenz-Mie-Theorie (benannt nach dem deutschen Physiker Gustav Mie und dem dänischen Physiker Ludvig Lorenz), basierend auf den dreidimensionalen Maxwellgleichungen der Elektrodynamik [174]. Bei den in der vorliegenden Arbeit betrachteten Dieseltröpfchen kann davon ausgegangen werden, dass die Voraussetzungen für große Partikel und damit Mie-Streuung erfüllt sind [151] (siehe auch Tropfengrößenverteilung im Dieselspray Seite 19, Abbildung 2.6).

Als Beleuchtung für Streulichtuntersuchungen kommen herkömmliche Lichtquellen wie z.B. Blitzlampen sowie Laser in Frage. Die orts aufgelöste Mie-Streuung des in das Kraftstoff-

spray eingestrahlt Lichts stellt einen zuverlässigen Indikator der flüssigen Kraftstoffphase dar [85, 108, 174]. Im folgenden soll daher auf die Art der Streuung von Licht an Tropfen und die damit verbundenen Phänomene eingegangen werden, ohne dabei zu sehr in die Tiefe zu gehen. Detailliert werden die Zusammenhänge z.B. von Bohren et al. [15] oder van de Hulst [73] beschrieben. Die Anwendung der Mie-Theorie zur Beschreibung von Lichtstreuung an kleinen Tropfen ermöglicht die Ermittlung einer Streulichtintensitätsverteilung um den Streupartikel als Funktion der Polarisation des eingestrahlt Lichts, des komplexen Brechungsindex und des Mie-Parameters $\alpha = \frac{\pi d}{\lambda}$. Dieser ist eine Funktion des Teilchendurchmessers d und der Wellenlänge λ des eingestrahlt Lichts [167]. Ist der Mie-Parameter deutlich kleiner als eins, so handelt es sich um Rayleigh-Streuung. Nimmt er Werte im Bereich von eins an, so ist zur Bestimmung der Intensitätsverteilung die Mie'sche Lösung der Maxwell-Gleichungen erforderlich. Für Werte deutlich größer eins, ist die Intensitätsverteilung in gute Näherung mithilfe der geometrischen Strahlenoptik ermittelbar [120, 151, 167].

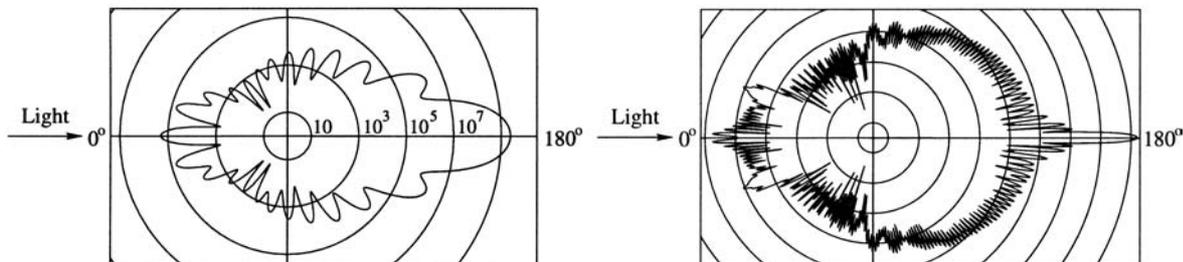


Abbildung 4.1: Polardiagramm der Intensitätsverteilung nach Mie an Öltröpfchen mit $1\ \mu\text{m}$ (links) und $10\ \mu\text{m}$ (rechts) Durchmesser bei Anregung mit $532\ \text{nm}$ [120]

Abbildung 4.1 zeigt exemplarisch die Intensitätsverteilung des Streulichts zweier sphärischer Öltröpfchen unterschiedlicher Größe in Luft bei Anregung mit $532\ \text{nm}$. Aus der Abbildung wird deutlich, dass die größte Signalausbeute mit der Detektion des nach vorne gestreuten Lichts zu erzielen ist [120]. Die Versuchsrandbedingungen bei der Untersuchung der Gemischbildung am Transparentmotor lassen aber nur eine Beobachtung unter 90° zu. Die um einige Größenordnungen geringere Streulichtintensität unter diesem Beobachtungswinkel kann durch eine hohe Einstrahlleistung oder die Verwendung bildverstärkter Kameras ausgeglichen werden [111]. Außerdem erhält man unter Verwendung eines Lichtschnitts bei diesem Beobachtungswinkel eine optimale Tiefenschärfe im Bild.

Eine Quantifizierung der Streulichtintensität nach der Mie-Theorie ist allerdings nur gültig für die Lichtstreuung an kugelförmigen Teilchen, die sich in einem homogenen Medium befinden und deren Abstand im Verhältnis zur Wellenlänge des Lichts groß ist [111]. Wendet man diese Messtechnik auf einen Dieseleinspritzstrahl im Motor an, so werden die Zusammenhänge erheblich komplizierter. Es kann nicht ausschließlich von sphärischen Partikeln ausgegangen werden, so dass die Intensitätsverteilung zusätzlich von der geometrischen Form der Tröpfchen abhängt. Des Weiteren liegen nicht einzelne einigermaßen gleichmäßig verteilte Streupartikel, sondern eine Wolke von Tropfen unterschiedlicher Anzahl, Größe und

Form vor, die auch sehr geringe Abstände zueinander aufweisen [151]. Mehrfachstreuung, Reflexion und teilweise Extinktion des eingestrahnten und gestreuten Lichts beeinflussen die Intensitätsverteilung zusätzlich [174]. Außerdem wirken sich im Motor die Lichtstreuung an Bauteilen und die Verschmutzung von Komponenten auf die Intensität der Anregungswellenlänge und auf das detektierte Signal aus [85]. Diese Umstände haben zur Folge, dass im Transparentmotor eine Auswertung der Intensitätsverteilung und somit Quantifizierung der beleuchteten Kraftstoffmasse, wie von van de Hulst [73] beschrieben, nicht möglich ist. Dazu wären einfachere Randbedingungen notwendig, wie sie z.B. bei Kammerversuchen vorliegen. Im Motor beschränkt sich die Auswertung des Streulichts auf einen zeitlichen und örtlichen Nachweis der Flüssigphase [151]. Ein Versuch, das mit Mie-Streulicht-Messtechnik erzielte Bildmaterial einer rechnergestützten Bildauswertung zuzuführen, um z.B. den genauen Zeitpunkt des Verschwindens der Flüssigphase automatisiert und zuverlässig zu ermitteln, scheiterte trotz zahlreicher flankierender Maßnahmen an dem ungünstigen Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) dieser Messtechnik unter diesen Randbedingungen. Die Aussagen über das Ausbreitungsverhalten der Flüssigphase des Dieselkraftstoffes im Transparentmotor beschränken sich deshalb auf eine rein qualitative Bewertung der optischen Messergebnisse.

4.2.2 Laserinduzierte Fluoreszenz

Der Einsatz der LIF-Messtechnik ist auf unterschiedliche Arten möglich. Regt man einen diskreten Übergang eines Atoms oder Moleküls, z.B. mit einem durchstimmbaren schmalbandigen Laser an, so erhält man als Fluoreszenzsignal molekülspezifische schmale Spektrallinien (Abbildung 4.2 rechts) [151]. Diese Technik ermöglicht einen gezielten Nachweis einzelner Spezies und eignet sich auch für sehr geringe Konzentrationen (< 1000 ppm), wo andere Messtechniken (z.B. Raman) an ihre Grenzen stoßen [34]. Wichtige Spezies bzw. deren Emissionsspektren für Verbrennungsuntersuchungen sind z.B. OH [102, 116, 155], CH₂O [11, 53, 86] und NO [62]. Dieses Verfahren eignet sich in erster Linie für den Nachweis einfacher Moleküle. Komplexe Verbindungen, wie sie z.B. in einer großen Vielfalt in Dieselkraftstoff zu finden sind, können zahlreiche Vibrations- und Rotationszustände einnehmen. Deren Fluoreszenzemissionen sind dann keine schmalen Spektrallinien mehr, sondern überlappen sich zu Banden, die die Zuordnung zu einem bestimmten Molekül deutlich erschweren [151].

Neben der gezielten Anregung bestimmter Übergänge einzelner Spezies besteht noch die Möglichkeit, mithilfe eines breitbandigen Lasers sehr viele unterschiedliche Übergänge anzuregen. Als Ergebnis erhält man dann nicht mehr einzelne Spektrallinien, sondern ein breites Fluoreszenzspektrum (Abbildung 4.2 rechts). Diese Variante der LIF-Messtechnik eignet sich besonders gut für den Nachweis von Kohlenwasserstoffverbindungen in Realkraftstoffen. Dabei erhält man ein ähnliches Emissionsspektrum sowohl vom flüssigen als auch vom dampfförmigen Kraftstoff. Eine Phasenunterscheidung ist somit ebenso wenig möglich wie eine genaue Analyse der enthaltenen Bestandteile [151]. In Kombination mit der

im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Mie-Streulichttechnik lässt sich aber genau sagen, wann und wo im Brennraum flüssiger bzw. dampfförmiger Kraftstoff vorliegt. Zur gezielten bzw. breitbandigen Anregung einzelner oder mehrerer Moleküle werden aufgrund der hohen Pulsenergien in der Regel Laser verwendet [34]. Im Gegensatz zur Streulichttechnik vergeht bei der Laser-Induzierten-Fluoreszenz zwischen Anregungspuls und Fluoreszenzsignal eine gewisse Zeit in der Größenordnung von wenigen Nanosekunden [16, 45].

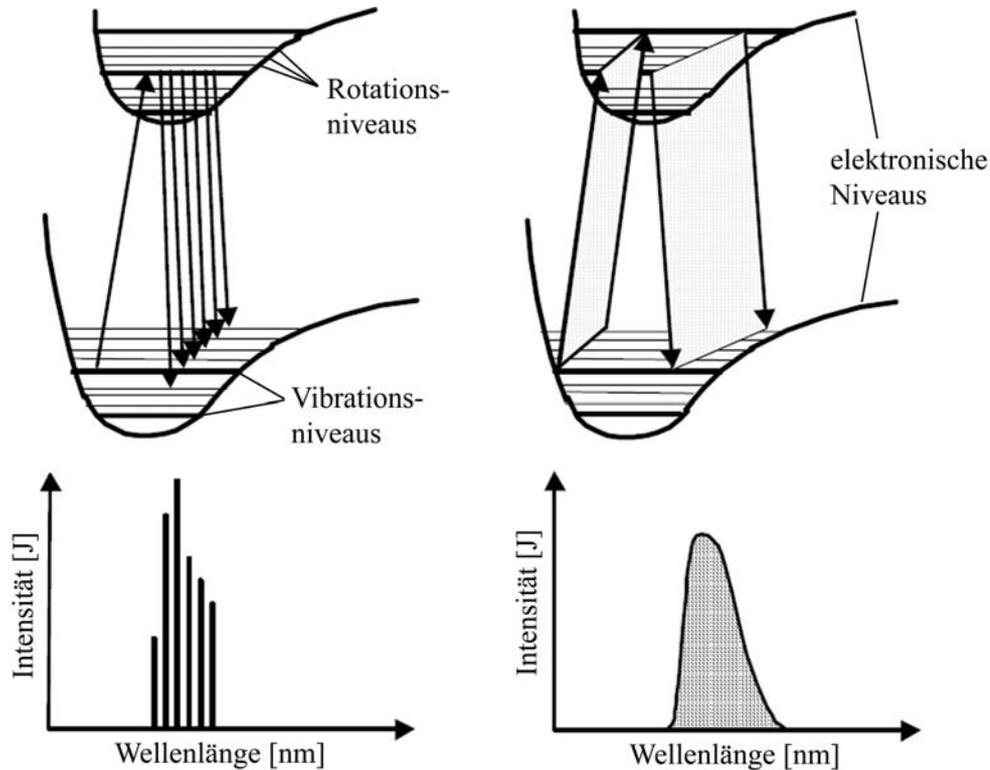


Abbildung 4.2: Arten der Fluoreszenzanregung: Emission einzelner Spektrallinien bei schmalbandiger Anregung (links), Emission eines Spektralbandes bei breitbandiger Anregung (rechts) [34, 45, 151]

Der Mechanismus der Laser-Induzierten-Fluoreszenz lässt sich am besten anhand eines vereinfachten 2-Niveau-Systems erklären (Abbildung 4.3). Das Modell und eine ausführliche Beschreibung dieses Phänomens ist bei Eckbreth [34] zu finden. Im 2-Niveau-System kann das Molekül im Strahlungsfeld eines energiereichen Lasers ein Photon absorbieren (b_{12}) und geht vom Grundniveau (1) auf ein höheres elektronisches Niveau in einen angeregten Zustand (2) über, sofern die Energie des eingestrahlichten Photons der Energiedifferenz ΔE der jeweiligen Zustände des Moleküls entspricht. Das Molekül verharrt in diesem angeregten Zustand für einige Zeit, bevor es seine Energie auf verschiedene Art und Weise wieder abgeben kann und in den Grundzustand (1) zurückfällt. Man unterscheidet zwischen strahlenden und nicht strahlenden Übergängen. Zu den strahlenden Übergängen zählt die Resonanz- [151] oder induzierte Fluoreszenz [167] (b_{21}), bei der die Energien des absorbierten und des emittierten Photons identisch sind. Unter spontaner Emission versteht man den strahlenden Übergang A_{21} , bei dem ein Photon mit geringerer Energie bzw. größerer Wellenlänge als

das Anregungsphoton emittiert wird. Die Energiedifferenz bzw. der Wellenlängenunterschied zwischen Bestrahlung und Fluoreszenz wird durch unterschiedliche Vibrations- und Rotationsniveaus von Ausgangs- und Endzustand des Grundniveaus (1) und durch unterschiedliche Relaxationspfade durch Energietransfer auf Vibrations- und Rotationsebenen verursacht [45].

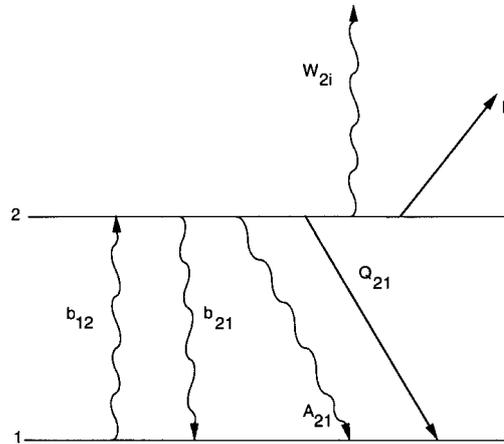


Abbildung 4.3: Übergänge in einem 2-Niveau-System [34]

Neben den strahlenden Übergängen ist die Relaxation angeregter Moleküle auch strahlungslos durch Stoßprozesse Q_{21} (Quenching), Prädissociation P und Photoionisation W_{2i} möglich. Bei der Photoionisation werden durch Einstrahlung von Licht die Elektronen des Moleküls nicht mehr nur angeregt bzw. auf ein höhere Niveau angehoben, sondern ganz aus dem Molekül herausgelöst. Unter Prädissociation oder photochemischer Dissoziation versteht man die Aufspaltung bzw. den Zerfall von Molekülen unter Einwirkung von Licht [34]. Am wichtigsten unter den strahlungslosen Übergängen für die motorische Anwendung ist aber die Stoßlöschung (Quenching). Im Prinzip stellt die spontane Emission ein Maß für die Konzentration der emittierenden Teilchen dar [111]. Allerdings verursacht vor allem das Quenching, wie schon zu Beginn des Kapitels bei der Erklärung der LIEF-Messtechnik beschrieben, eine nicht quantifizierbare Abnahme der Quantenausbeute der Fluoreszenz [151]. Dieser Prozess der Stoßlöschung ist eine Funktion der Temperatur, des Drucks und der molekularen Stoßpartner. Die hohen Drücke und Temperaturen im Brennraum führen zu einem Anstieg der Stoßanzahl bzw. der Quenchrates, so dass eine Quantifizierung bzw. Kalibrierung der Fluoreszenzintensität auf absolute Dichten unter motorischen Randbedingungen nur sehr schwer möglich ist. Durch die Verwendung einer Stickstoffatmosphäre anstatt von Luft für reine Gemischbildungsuntersuchungen, kann die Quenchingrate reduziert bzw. die Signalintensität verbessert werden. Weitere Probleme für die Quantifizierbarkeit sind bei der Verwendung von Excimer-Lasern als Lichtquelle die nicht konstante Laserleistung pro Puls, die örtliche Inhomogenität des Strahlprofils sowie die Verschmutzung der Glaskomponenten während des Experiments, wodurch Anregungspuls und emittiertes Signal in unbekanntem Maß abgeschwächt werden [111, 151, 167]. Eine Möglichkeit zur Quantifizierung mit einfacheren Randbedingungen wird von Eckbreth [34] beschrieben. Aufgrund dieser Umstände beschränkt

sich die Auswertung des Fluoreszenzsignals aus dem Transparentmotor, genau wie die des Mie-Streulichtsignals, auf eine rein qualitative Bewertung der optischen Messergebnisse. Wie man in Kombination mit der Mie-Streulicht-Messtechnik die wichtigsten Informationen bezüglich der Gemischbildung in Form eines zeitlichen und örtlichen Nachweises von Flüssig- und Dampfphase im Transparentmotor erhält, wird im folgendem Kapitel beschrieben.

4.2.3 Kombinierte Mie-/LIF-Aufnahmetechnik - Versuchsaufbau

Um die Vergleichbarkeit der Transparentmotorergebnisse mit den Emissionsmessungen des Abgasmotors sicher zu stellen, ist im Rahmen dieser Arbeit die Verwendung von Dieselmotorkraftstoff für die Gemischbildungsuntersuchungen erforderlich. Damit scheidet die eingangs des Kapitels beschriebene LIEF-Messtechnik, welche einen mit Tracern versetzten Einkomponentenersatzkraftstoff erfordert, aus. Statt dessen kommt man zu den gleichen qualitativen Aussagen durch eine simultane Anwendung der Mie-Streulichttechnik für den Nachweis der Flüssigphase und der Fluoreszenzanregung für den Nachweis der flüssigen und der dampfförmigen Phase des Brennstoffes. Da die Absorptionsbanden der im Dieselmotorkraftstoff anzuregenden Moleküle sehr breit sind, benötigt man keinen schmalbandigen oder verstellbaren Laser für die Fluoreszenzanregung [85]. Am besten eignen sich leistungsstarke UV-Excimer-Laser (Füllgase: KrF für 248 nm oder XeCl für 308 nm Laserwellenlänge), da diese die zahlreich im Kraftstoff vorhandenen aromatischen Verbindungen mit ein oder zwei Ringen (Monoaromate 11 Vol%, Diaromate 1 Vol%) zur Fluoreszenz anregen. Bei Verwendung größerer Wellenlängen (z.B. 355 nm) werden hingegen nur die in Spuren von wenigen ppm vorhandenen Aromaten mit drei und vier Ringen angeregt [16].

Für die hier vorgestellten Gemischbildungsuntersuchungen kommt ein XeCl-Excimer-Laser, Typ Compex 201 Pro von Lambda Physik, mit einer Wellenlänge von 308 nm zum Einsatz. Der Laser verfügt über eine maximale Pulsenergie von ca. 400 mJ und eine maximale Pulsfrequenz von 10 Hz. Für die Gemischbildungsuntersuchungen wurde eine Pulsenergie von ca. 300 mJ gewählt. Die zeitliche Halbwertsbreite des Laserpulses beträgt 25 ± 5 ns. Aufgrund der maximalen Pulsfrequenz des Lasers von 10 Hz und einer Motordrehzahl von 2000 U/min bei allen Messungen, kann nur jedes zweite Arbeitsspiel beleuchtet und jeweils nur eine Aufnahme des Mie-Streulicht- und des Fluoreszenzsignals gemacht werden. Um eine übermäßige Verschmutzung der Glaskomponenten im Transparentmotor zu vermeiden, wird deshalb auch nur in jedem zweiten Arbeitsspiel eingespritzt. Entsprechend müssen mehrere Arbeitsspiele (bis zu 300, je nach Abstand und Anzahl der Einspritzungen) aufgenommen und der Zeitpunkt des Laserpulses sowie der Aufnahmezeitpunkt jeweils um ein bestimmtes Inkrement verschoben werden, um eine zusammenhängende Sequenz des Einspritz- und Gemischbildungsvorgangs zu erhalten. Für die Gemischbildungsuntersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wird ein Bildabstand von $20 \mu\text{s}$ gewählt. Der Einfluss statistischer Schwankungen beim Gemischbildungsvorgang zwischen den verschiedenen Einspritzungen einer

Sequenz wurde anhand eines Vorversuchs ermittelt und ist für eine qualitative Bewertung der Messergebnisse als sehr gering einzustufen. Dazu sind während der Einspritzung und Gemischbildung von verschiedenen Aufnahmezeitpunkten jeweils mehrere Aufnahmen gemacht und hinsichtlich der relevanten Spraygrößen (siehe Kapitel 2.2.1) und dem weiteren Ausbreitungsverhalten des dampfförmigen Kraftstoffes miteinander verglichen worden.

In den Abbildungen 4.4 und 4.5 ist der Versuchsaufbau der kombinierten Mie-/LIF-Messtechnik schematisch dargestellt. Für eine gleichmäßige Ausleuchtung des Brennraums erfolgt bei Betrachtung des Einspritzvorgangs von unten die Einkopplung des Laserstrahls seitlich und integral durch den Glasring aus zwei entgegengesetzten Richtungen entlang des Dachgiebels. Bei dieser Beobachtung bzw. Beleuchtungsrichtung wird das Strahlprofil des Lasers, das in etwa den Abmessungen des zu beleuchtenden Querschnitts im Brennraum entspricht, nicht verändert. Wird der Gemischbildungsvorgang von der Seite betrachtet, erfolgt die Beleuchtung bzw. Einkopplung des Laserstrahls von unten über den 45°-Umlenkspiegel im Langkolben. Das Strahlprofil des Lasers wird in diesem Fall so modifiziert, dass nicht mehr der gesamte, sondern nur die vordere (den Kameras zugewandte) Hälfte des Brennraums vom Laser erfasst wird (siehe Abbildung 4.5). Dadurch lässt sich die Aussagekraft der Messergebnisse im Vergleich zu einer integralen Beleuchtung deutlich steigern. Ein Informationsverlust ist dabei nicht zu befürchten, da sich die Brennraumgeometrie, die Einspritzdüsengeometrie und die Ladungsbewegung in der vorderen und hinteren Brennraumhälfte, ausgehend von der Beobachtungsrichtung entlang des Dachgiebels, nicht unterscheiden.

Das Mie-Streulicht- und das Fluoreszenzsignal aus dem Brennraum werden je nach Beobachtungsrichtung entweder seitlich durch den Glasring bzw. von unten über den 45°-Umlenkspiegel im Langkolben erfasst. Das Fluoreszenzsignal ist gegenüber dem Streulichtsignal, das die gleiche Wellenlänge besitzt wie der anregende Laser, rot verschoben. Mit einem geeigneten optischen Filteraufbau lassen sich beide Signale voneinander trennen bzw. den beiden Kameras gesondert zuführen. Das sehr intensive Mie-Streulicht wird mittels zweier hintereinander geschalteter Spiegel (HR 308 nm HT 330-550 45° mit AR), die 308 nm reflektieren und größere Wellenlängen passieren lassen sowie einem zusätzlichen 308 nm Bandpassfilter aus dem Rohsignal ausgekoppelt. Das Fluoreszenzsignal wird direkt hinter dem ersten Spiegel abgenommen. Eventuell vorhandenes Restsignal der sehr intensiven Mie-Streuung bzw. der Reflektionen des Laserlichts an Motorbauteilen werden mit einem weiteren Spiegel des gleichen Typs vor der Kamera herausgefiltert. Die zeitgleiche Aufnahme beider Signale erfolgt mit zwei UV-sensitiven, bildverstärkten ICCD-Kameras vom Typ Dicom Pro der Firma PCO (Eingangsfenster Quarz, Photokathode S20, 25 mm MCP, Phosphor P43). Diese ermöglichen Belichtungszeiten von 3 bis 1000 ns sowie eine maximale Auflösung von 1280×1024 Pixel. Um bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min eine Bildwiederholfrequenz von 8 Hz zu gewährleisten, muss die Auflösung auf 640×672 Pixel reduziert werden. Beide Kameras sind mit einem UV-Objektiv (UV-Nikkor 105 mm f/4.5)

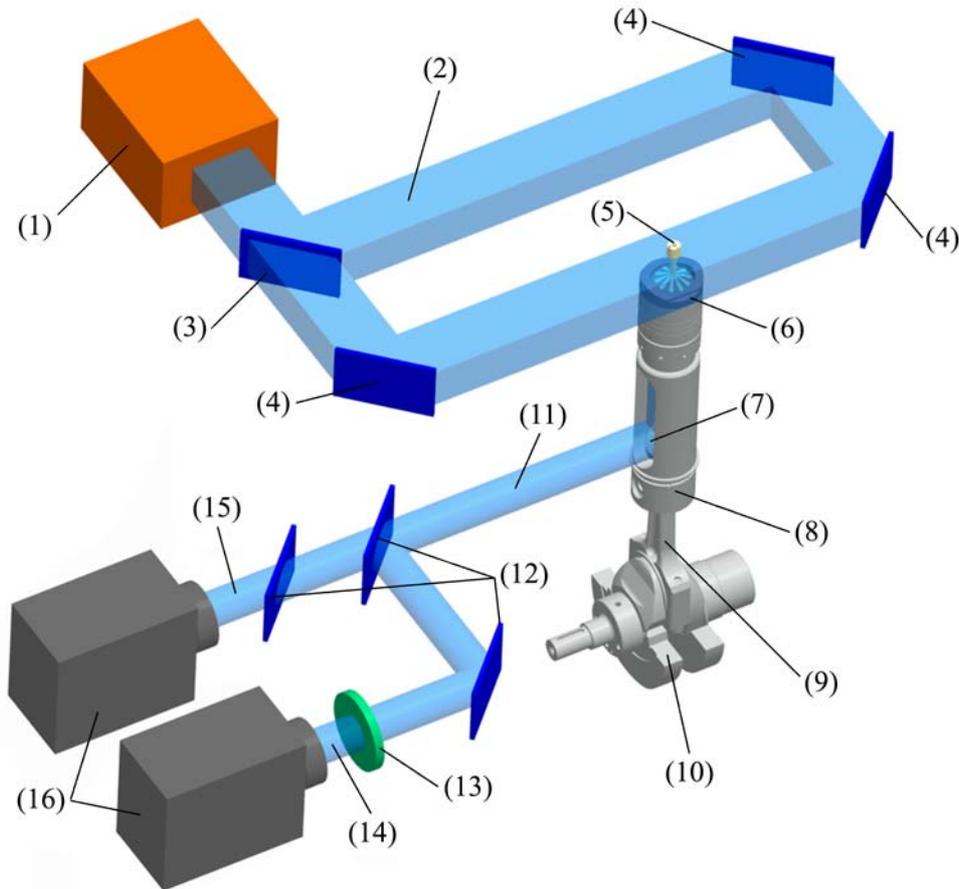


Abbildung 4.4: Versuchsaufbau kombinierte Mie-/LIF-Messtechnik (Aufnahme von unten): Excimer-Laser (XeCl, 308 nm) (1), Laserstrahl (2), 50%-Strahlteiler (3), Umlenkspiegel (4), Einspritzdüse mit Spray (5), Glaskolbenkronne (6), 45°-Umlenkspiegel (7), Langkolben (8), Pleuel (9), Kurbelwelle (10), Mie- und LIF-Signal (11), HR308 nm HT 330-550 nm 45°-Spiegel (12), 308 nm-Bandpassfilter (13), Mie-Signal (14), LIF-Signal (15), UV-sensitive ICCD-Kameras mit UV-Nikkor 105 mm f/4.5 (16)

bestückt. Das leistungsstarke Signal des Excimer-Lasers und die Verwendung bildverstärkter Kameras ermöglicht es, die Blenden beider Kameras vollständig zu schließen und so eine optimale Tiefenschärfe zu erhalten.

Neben der Filterung der beiden Signale mithilfe von entsprechenden Spiegeln und Filtern lassen sich Mie-Streulicht- und Fluoreszenzsignal zu einem gewissen Maß auch noch über eine zeitliche Filterung voneinander trennen. Zwischen Anregungspuls des Lasers bzw. Emission des Streulichtsignals und der Emission des Fluoreszenzsignals vergeht eine gewisse Zeit, typischerweise im Bereich von 1 bis 100 ns [16]. Berücksichtigt man zusätzlich noch den zeitlichen Intensitätsverlauf des Laserpulses, so kann bei entsprechender Ansteuerung der beiden Kameras die Signalqualität nochmals deutlich gesteigert werden. Dazu wurde im ersten Schritt der Intensitätsverlauf eines Pulses des Excimer-Lasers mithilfe einer geeigneten

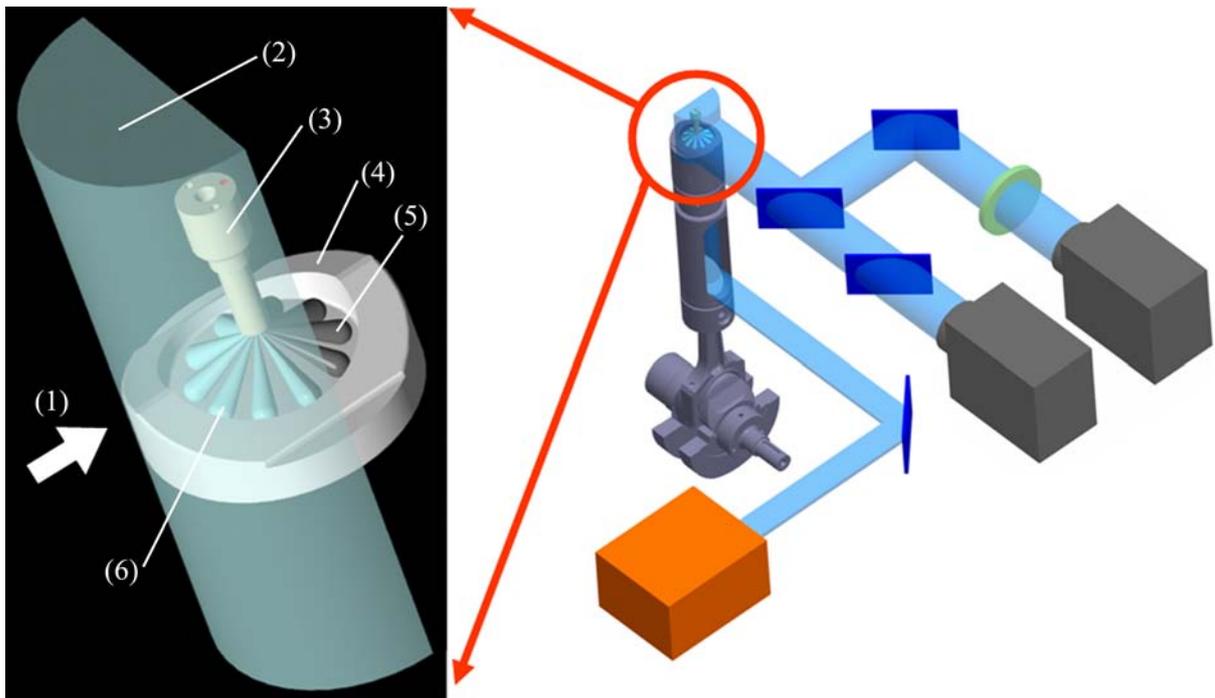


Abbildung 4.5: Versuchsaufbau kombinierte Mie-/LIF-Messtechnik (Aufnahme von der Seite): Blickrichtung (1), Laserstrahl (2), Einspritzdüse (3), Glaskolbenkronen (4), dunkles Spray (5), beleuchtetes Spray (6)

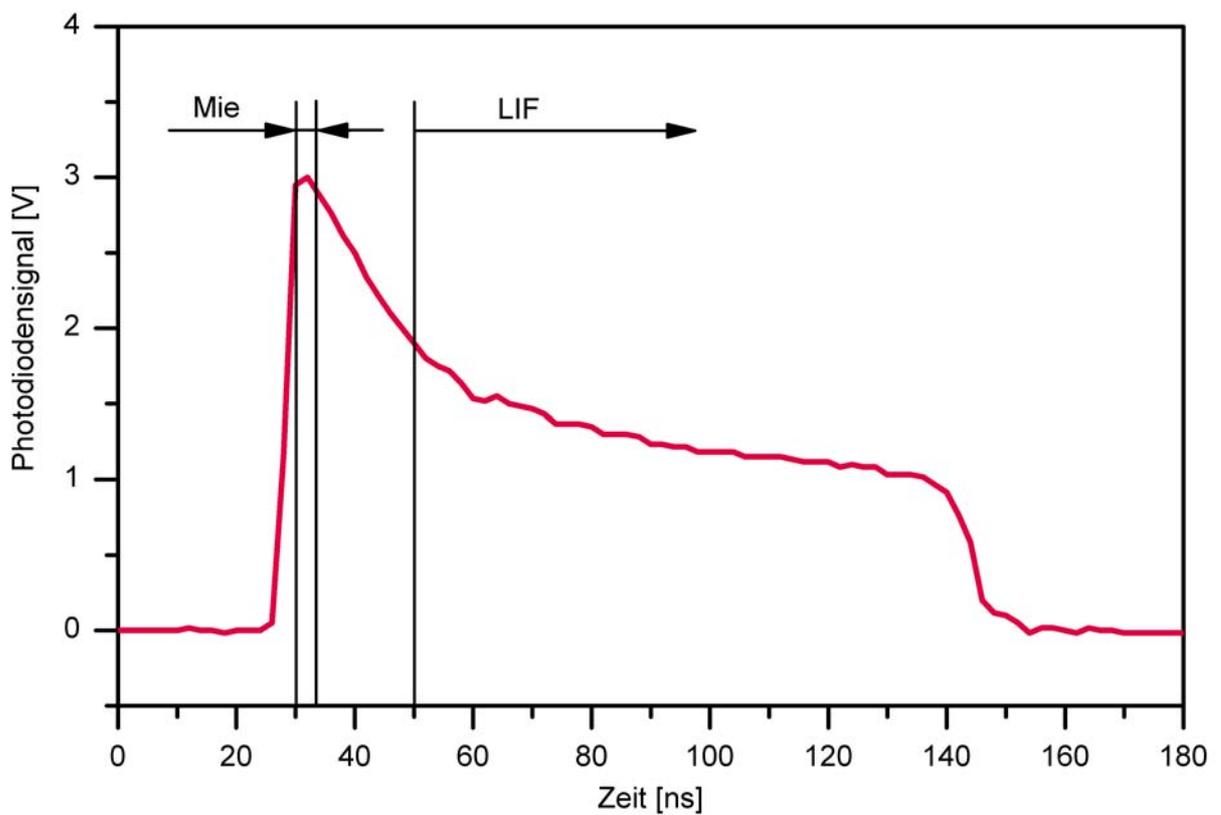


Abbildung 4.6: Intensität des Excimer-Lasers über der Zeit sowie Belichtungszeitpunkte/-dauern für Mie- und LIF-Aufnahmen

Photodiode vermessen (Abbildung 4.6). Durch diese zusätzliche Information lassen sich die Aufnahmezeitpunkte und -dauern optimal festlegen. Die Aufnahme des Mie-Signals erfolgt während des Intensitätsmaximums des Laserpulses bzw. der Mie-Streuung für nur 3 ns, die Aufnahme des LIF-Signals ca. 20 ns später in der abfallenden Flanke des Pulses mit einer Belichtungszeit im zwei- bis dreistelligen Nanosekundenbereich. Auf diese Weise kann bis zu einem gewissen Grad verhindert werden, dass Fluoreszenzsignal in das prinzipbedingt nicht 100%ig filterbare Mie-Streulichtsignal bzw. zuviel Streulicht in das ebenfalls prinzipbedingt nicht 100%ig filterbare Fluoreszenzsignal gelangt. Die Größenordnungen der Ansteuerung und Belichtung im Nanosekundenbereich erfordern eine sehr genaue Triggerung der Kameras und des Lasers. Dazu wurde eigens ein entsprechendes System, bestehend aus LabView FPGA (National Instruments) in Kombination mit hochgenauen Pulsgeneratoren Typ Stanford DG535, entwickelt.

Für die gesamten Gemischbildungsuntersuchungen wird der Transparentmotor nicht mit Luft, sondern mit reinem Stickstoff betrieben. Dies dient zur eingangs des Kapitels beschriebenen Verminderung der Quenchingproblematik, vor allem aber zur Unterdrückung der Verbrennung, die im Laufe des Versuchs zu einer übermäßigen Verschmutzung der Glas-komponenten führen würde. Des Weiteren wäre der Versuchsaufbau deutlich komplizierter und die Signalqualität schlechter, da das zum Teil sehr intensive Rußeigenleuchtensignal bei der Filterung der Signale berücksichtigt werden müsste. Der Stickstoff hat am Einlass die selbe Temperatur wie das Gasgemisch aus Luft und Abgas in den Verbrennungsuntersuchungen. Außerdem wird über eine Anpassung des Ladedrucks der gleiche Verdichtungsdruck bzw. der gleiche Druckverlauf wie in den Verbrennungsuntersuchungen vor dem Einsetzen der Wärmefreisetzung eingestellt. Mit dieser kombinierten Mie-Streulicht/LIF-Messtechnik lassen sich so Informationen bezüglich des zeitlichen und örtlichen Ausbreitungsverhaltens des Kraftstoffes im Brennraum gewinnen. Das Mie-Streulichtsignal gibt allein über die Flüssigphase Auskunft. Das Verhalten der Dampfphase kann mit dem Fluoreszenzsignal unter Zuhilfenahme der Mie-Streulichtaufnahmen bewertet werden.

4.3 Messtechniken zur Analyse der Flammenstrahlung

Bei der Umsetzung eines Luft-/Kraftstoffgemisches emittieren die Verbrennungsflamme und das verbrannte Restgas eine den momentanen Zustand beschreibende charakteristische Flammenstrahlung. Nach der von Gaydon [48] formulierten Theorie der Farbspektren bei Verbrennungsprozessen unterscheidet man auch bei der instationären dieselmotorischen Verbrennung drei verschiedene Arten von Flammenspektren: Linien-, Banden- und kontinuierliche Spektren. Eine weitere mögliche Beschreibung von Flammenemissionen unterteilt diese nach dem Mechanismus der Energieumwandlung in die Bereiche Lumineszenz- und Temperaturstrahlung [153].

Die Linien- und Bandenspektren fallen in den Bereich der Lumineszenzstrahlung. So emittieren z.B. die in der Verbrennung auftretenden Gaskomponenten als Lumineszenzstrahler Emissionsbanden bei diskreten Wellenlängen. Unter Lumineszenz versteht man allgemein Strahlungsemissionen, die durch eine Anregung auf beliebige Weise hervorgerufen werden. Bei der in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Laserinduzierten Fluoreszenz war dies durch Laserlicht der Fall. Die während einer Verbrennung emittierte Lumineszenzstrahlung wird als Chemilumineszenz bezeichnet. Sie entsteht durch die Energie, die bei den chemischen Reaktionen der Verbrennung frei wird [5, 43]. Bei der Anregung von freien Atomen erhält man Linienspektren. Jede Linie entspricht einem Übergang von einem Zustand der Elektronenkonfiguration auf einen anderen. Regt man Moleküle an, so wird beim Übergang der Elektronen auf ein anderes Energieniveau durch die zusätzlich mögliche Änderung der Vibrations- und Rotationsenergie beim Rückfall des Moleküls in den Grundzustand eine Vielzahl von Linien im Spektrum angeregt, welche als Strahlungsbänder beobachtet werden können [48] (siehe auch Kapitel 4.2.2, Abbildung 4.2).

Kontinuierliche Spektren fallen in den Bereich der Temperaturstrahlung. Sie entstehen hauptsächlich durch Festkörperstrahlung aber auch durch Strahlung von Flüssigkeitstropfen oder durch Dissoziation, Ionisation und Rekombination von Molekülen. Stoffe emittieren unabhängig von ihrem Aggregatzustand aufgrund ihrer inneren Energie, die im thermodynamischen Gleichgewicht proportional zur Temperatur des Stoffes ist, elektromagnetische Strahlung. Bei Festkörpern ist der Emissionsgrad nur in geringem Maße wellenlängenabhängig, weshalb das Spektrum der Temperaturstrahlung kontinuierlich ist [5].

Bei einer Klassifizierung der Spektralbereiche zeigt sich im sichtbaren Wellenlängenbereich (VIS: $380 < \lambda < 780 \text{ nm}$) das Maximum der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel (gelber bis oranger Farbeindruck) aber auch zum Teil die Gasstrahlung thermisch angeregter Moleküle und Chemilumineszenzstrahlung durch Reaktionen während der Zündung und Strahlungsemissionen von Verbrennungszwischenprodukten (schwach bläulicher Farbeindruck). Im ultravioletten Wellenlängenbereich (UV: $\lambda < 380 \text{ nm}$) findet man die Emissionsbanden der an der Verbrennung beteiligten Radikale und der Infrarotbereich (IR: $\lambda > 780 \text{ nm}$) enthält die Wärmestrahlung kälterer Rußpartikel [5]. Für die Analyse der verschiedenen Emissionen stehen verschiedene Messtechniken zur Erfassung der Flammenstrahlung zur Verfügung. Die Rußeigenleuchtenmesstechnik gewährt Einblicke in das zeitliche und örtliche Auftreten der Strahlung heißer Rußpartikel im Brennraum. Die Flammenemissionsspektroskopie ermöglicht eine kurbelwinkelaufgelöste, wellenlängenselektive Analyse sowohl der Rußeigenleuchtenstrahlung als auch der Chemilumineszenzstrahlung der entstehenden Reaktionszwischenprodukte der Verbrennung. Die Strahlungsintensität der Zwischenprodukte auf einer bestimmten Wellenlänge stellt einen Indikator für das Auftreten einer bestimmten Spezies dar [101]. Der zeitgleiche Ablauf einer Vielzahl von Verbrennungsreaktionen führt allerdings zu einer Überlagerung der verschiedenen Spektrallinien und

Banden der unterschiedlichen Verbrennungszwischenprodukte, wodurch die Analyse einer einzelnen Spezies meist erheblich erschwert wird [5]. Darüber hinaus verhindert bei der dieselmotorischen Verbrennung die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel häufig die Identifikation einzelner Moleküle, da deren diskrete Spektren von der deutlich intensiveren Rußstrahlung überlagert werden [69].

4.3.1 Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel (Rußeigenleuchten)

Während der dieselmotorischen Verbrennung entsteht in lokal unterstöchiometrischen Bereichen als Verbrennungszwischenprodukt der Schadstoff Ruß. Dieser liegt zunächst in fein disperser Form vor, wächst jedoch im Laufe der Verbrennung über Koagulations-, Oberflächenwachstums- und Agglomerationsprozesse zu größeren Rußpartikeln heran (siehe auch Kapitel 2.1.2). Ein Teil des gebildeten Rußes wird bereits während der Verbrennung durch reaktive Stoßpartner und Radikale angegriffen und oxidiert. Unterschreitet die Temperatur im Brennraum in der Expansion ein gewisses Niveau, kommen diese Reaktionen zum Stillstand und der noch vorhandene Ruß verlässt als Partikelemissionen den Motor. Der während der heißen Hauptverbrennung vorliegende feindisperse Ruß emittiert eine breitbandige thermische Strahlung - das Rußeigenleuchten [5]. Die Intensität der Strahlung ist abhängig von der Anzahl, dem Durchmesser und der Temperatur der Rußteilchen. Eine Trennung der Einflussparameter hinsichtlich ihres Beitrags zur Intensität und damit eine Quantifizierung ist nicht möglich [111]. Im Transparentmotor repräsentieren sehr heiße, weiß bis gelblich leuchtende Rußpartikel einen Temperaturbereich von 2000-2500 K. Unter 2000 K wechselt die Farbe bei Abkühlung von gelb über orange nach rot. Zuletzt sichtbar sind noch Partikel mit Temperaturen von ca. 1000 K. Kommt die Flamme mit kalten Glasoberflächen in Kontakt, kann es zur Bildung von Rußwolken mit geringerer Transmission kommen. Diese Bereiche erscheinen dann dunkler. Sehr fette Bereiche innerhalb der Verbrennung erscheinen bräunlich. Helle Gebiete auf den Rußeigenleuchtaufnahmen sind immer Gebiete hoher Temperatur [111].

Für ein besseres Verständnis der Rußbildung und Rußoxidation ist es erforderlich, die Temperatur, die Teilchenanzahl und die Konzentration der Partikel zu kennen, was eine Modellierung der optischen Eigenschaften des Rußes notwendig macht. Da die Festkörperstrahlung der heißen Rußpartikel den Grundgesetzen der Wärmestrahlung gehorcht, kann sie zur Temperatur- und Rußkonzentrationsbestimmung im Brennraum während der Verbrennung herangezogen werden [5, 88]. Für die spektrale Strahldichte eines schwarzen Körpers in Abhängigkeit von der Temperatur und der Wellenlänge gilt nach dem Planck'schen Strahlungsgesetz [153]:

$$L_s(\lambda, T) = \frac{c_1}{\Omega_0 \pi \lambda^5} \frac{1}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad (4.1)$$

Für kleine Wellenlängen ($\lambda < 1000$ nm) und Temperaturen unter 3000 K, wie sie im Verbrennungsmotor vorliegen, erweist sich die Wien'sche Näherung als ausreichend genau [153]:

$$L_s(\lambda, T) = \frac{c_1}{\Omega_0 \pi \lambda^5} \frac{1}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right)} \quad (4.2)$$

Den Zusammenhang zwischen der Strahlungsintensität eines schwarzen Strahlers und der eines realen Strahlers liefert das Emissionsverhältnis oder der Emissionsgrad ε . Er berechnet sich aus dem Quotienten der Strahlungsintensität des betrachteten Strahlers und der eines schwarzen Strahlers bei der selben Temperatur und der selben Wellenlänge. Bei einem schwarzen Strahler ist ε immer gleich eins, bei einem realen Strahler immer kleiner eins. Demnach gilt nach dem Kirchhoff'schen Strahlungsgesetz für die effektive Strahldichte [153]:

$$L_e(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) L_s(\lambda, T) \quad (4.3)$$

Für die weiteren Berechnungen wird die Wien'sche Näherung (4.2) in das Kirchhoff'sche Strahlungsgesetz (4.3) eingesetzt und die Temperaturabhängigkeit des Emissionsgrades vernachlässigt [153]. Geht man in grober Näherung davon aus, dass sich Ruß wie ein grauer Strahler verhält, d.h. sein Emissionsgrad ist auch unabhängig von der Wellenlänge und wertet man die sich ergebende Gleichung für zwei diskrete Wellenlängen λ_1 und λ_2 aus, so ergibt sich die Möglichkeit der Temperaturbestimmung nach der Zwei-Farben-Relativmethode. Sie ermöglicht es, ohne Kenntnis der absoluten Strahlungsintensitäten bei zwei diskreten Wellenlängen, die Temperatur der Rußpartikel zu bestimmen, da in die Berechnung nur das Verhältnis, jedoch nicht der Absolutwert der spektralen Strahldichten eingeht. Die Zwei-Farben-Relativmethode zeigt im qualitativen Verlauf der Temperatur gute Übereinstimmung mit der Absolutmethode, aufgrund der fehlenden Kalibrierung ist das Verfahren aber deutlich ungenauer [88].

Bei genauerer Untersuchung stellt sich jedoch eine Wellenlängenabhängigkeit des Emissionsgrades von Rußpartikeln heraus [14]. Die Modellierung der Strahlung leuchtender Rußpartikel während der dieselmotorischen Verbrennung als Strahlung eines Festkörpers mit spektral veränderlichem Emissionsgrad und daraus die Berechnung der Temperatur und Konzentration der Rußpartikel ist nach mehreren Ansätzen möglich (Absolutmethode): Das Beer-Lambert'sche Gesetz unter Zuhilfenahme der Mie-Streutheorie trüber Medien beschreibt das optische Verhalten beim Durchgang von Licht durch ein rußpartikelbeladenes Gas und gibt eine explizite Abhängigkeit des Emissionsverhältnisses von der Rußkonzentration an. Es erfordert die exakte Lösung der Maxwell'schen Gleichungen nach Mie für kugelförmige, homogene Partikel beliebiger Größe [5, 88]. Aufgrund der inhomogenen Rußverteilung im Brennraum wird für die Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung dieser exakte Ansatz meist nicht verwendet, sondern ein empirischer Ansatz von Hottel und Broughton [71]. Weitere Möglichkeiten sind der Ansatz von Pittermann [115] und die Mehrfarbenmethode [14, 153]. Eine detaillierte Beschreibung der verschiedenen Ansätze sowie die konkrete Anwendung in der Praxis erfolgt in [5, 14, 88, 115, 153]. Bei der Anwendung dieser Verfahren

auf die dieselmotorische Verbrennung ergeben sich jedoch prinzipbedingte Probleme, weshalb sie fehlerbehaftet sind: Die dieselmotorische Flamme ist ein inhomogener Volumenstrahler, die beschriebenen Messverfahren basieren aber auf den Gesetzmäßigkeiten einer homogen strahlenden, optisch dünnen Flamme mit einer bekannten Schichtdicke. Die genauen geometrischen Grenzen der Diffusionsverbrennung zum betrachteten Zeitpunkt sind aber nicht bekannt - für sie müssen Annahmen getroffen werden z.B. der Abstand der Sonde bis zur gegenüberliegenden Brennraumwand [153]. Des Weiteren wird die Strahlungsintensität über die gesamte Brennraumtiefe integriert, im Beobachtungsbereich können sich aber Gebiete unterschiedlicher Temperaturen befinden, so dass Strahlung von heißen Zonen in anderen Bereichen wieder absorbiert wird [151, 153]. Darüber hinaus werden empirische Konstanten verwendet, die von den optischen und physikalischen Eigenschaften der Rußpartikel abhängen [153]. Im Rahmen dieser Arbeit beschränkt sich die Auswertung des Rußeigenleuchtens auf die qualitative Analyse des zeitlichen und örtlichen Auftretens und mittels rechnergestützter Bildverarbeitung auf die Auswertung der über den gesamten Brennraum aufsummierten Intensität und der projizierten Flammenfläche.

4.3.2 Chemilumineszenzstrahlung

Die während einer Verbrennung emittierte Lumineszenzstrahlung wird als Chemilumineszenz bezeichnet. Sie entsteht, wenn an der Verbrennung beteiligte gasförmige Zwischenprodukte aus dem angeregten Zustand in den Grundzustand zurückkehren. Die Wellenlänge der ausgesendeten Strahlung ist charakteristisch für das Molekül und den Übergang. Die Stärke der Strahlung bei einer bestimmten Wellenlänge ist direkt proportional zur Konzentration des zugehörigen angeregten Moleküls, so dass die gemessene Strahlungsintensität Rückschlüsse auf dessen Konzentration erlaubt [43].

Der Mechanismus der Chemilumineszenz entspricht dem der Laserinduzierten Fluoreszenz (Kapitel 4.2.2) mit dem Unterschied, dass das anregende Photon nicht aus dem Strahlungsfeld eines energiereichen Lasers stammt. Die Anregung erfolgt vielmehr aufgrund der Energie, die bei den chemischen Reaktionen der Verbrennung frei wird [5, 43]. Größere Moleküle haben wegen ihres Aufbaus mehr mögliche Quantenzustände als einatomige Gase (siehe auch Abbildung 4.2), abhängig von ihrer Elektronenanregung (elektronische Niveaus), der Schwingung der Kerne um ihre Ruhelage in Richtung ihrer Verbindungslinie (Vibrationsniveau) und der Rotation der Kerne um ihren gemeinsamen Schwerpunkt (Rotationsniveau). Die Gesamtenergie eines Strahlungsübergangs bei der Relaxation des angeregten Moleküls setzt sich aus allen drei Komponenten zusammen, d.h. es treten in der Regel zeitgleich Änderungen des elektronischen, des Vibrations- und des Rotationszustandes auf. Das Emissionsspektrum eines Moleküls bildet somit ein Bandensystem. Im Spektrum ist jedem Elektronenübergang ein Bandensystem mit mehreren Banden zugeordnet (Bande = Änderung des Vibrationszustandes, Linie = Änderung der Rotationsenergie) [153]. Einfache,

zweiatomige Moleküle erzeugen beim Rückfall aus dem angeregten in den Grundzustand ein Spektrum mit einem Hauptmaximum und einigen schwachen Nebenmaxima (z.B. $\text{OH}\bullet$, $\text{CH}\bullet$, $\text{C}_2\bullet$). Spektren komplexerer Moleküle erscheinen aufgrund der größeren Zahl von möglichen Übergängen oft kontinuierlich (z.B. $\text{CO}_2\bullet$) [43]. In Abbildung 4.7 sind beispielhaft die verschiedenen wellenlängenabhängigen, molekilspezifischen Strahlungsbanden einer stöchiometrischen Kohlenwasserstoffflamme dargestellt. Das Spektrum ermöglicht die Zuordnung der Emissionsbanden zu den emittierenden Molekülen. Die Messung beinhaltet allerdings nur qualitative Informationen über das Auftreten der einzelnen strahlenden Spezies. Quantitative Informationen zur Strahlungsintensität sind ohne weitere Messtechniken nicht ableitbar [5].

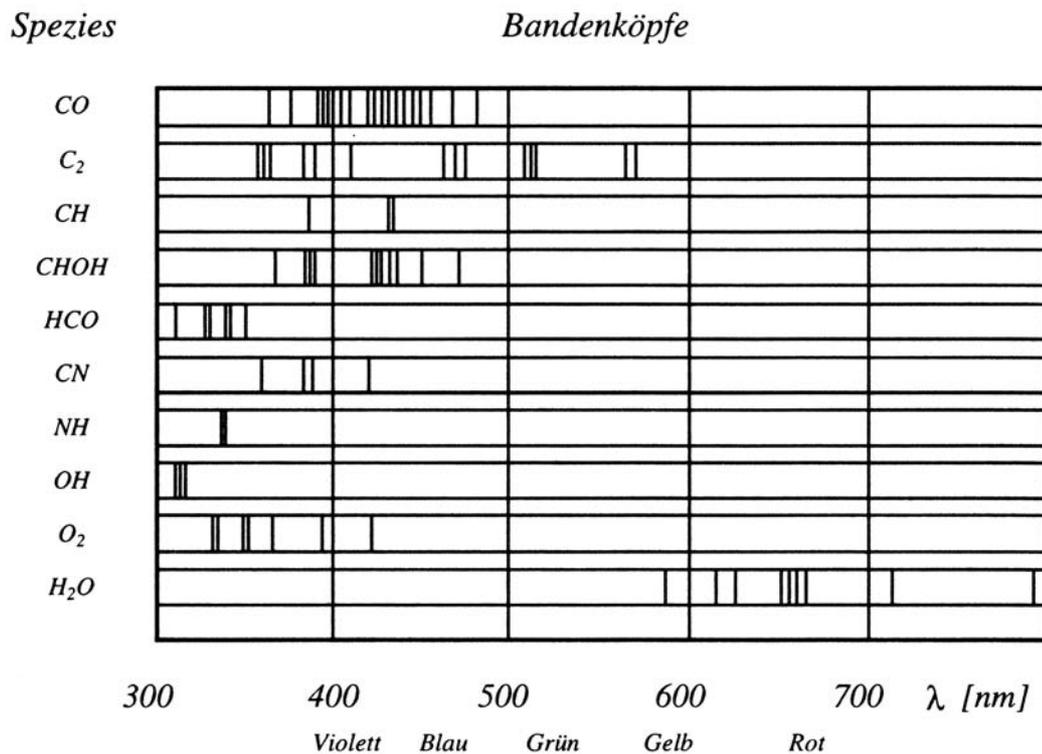


Abbildung 4.7: Molekülspezifische Strahlungsbanden einer Methan-Vormischflamme [5]

Die Grundlagen der Molekülspektren von Verbrennungsreaktionen wurden mithilfe von atom-sphärischen Laborflammen u.a. von Gaydon, Wolfhard, Pearse [48, 49, 112] und Herzberg [64, 65, 66] erforscht. Zur Analyse von Chemilumineszenzphänomenen der dieselmotorischen Verbrennung gibt es in der Literatur zahlreiche Quellen, z.B. [4, 5, 31, 124, 153]. Darin werden die wichtigsten an der Reaktion beteiligten Spezies bzw. Radikale und deren Emissionen beschrieben ($\text{OH}\bullet$, $\text{CH}\bullet$, $\text{C}_2\bullet$, $\text{CN}\bullet$, $\text{CH}_2\text{O}\bullet$, $\text{HCO}\bullet$, $\text{CO}_2\bullet$). Vor allem das Hydroxyl- oder OH-Radikal spielt eine wesentliche Rolle in technischen Verbrennungsprozessen, da es wesentlich an der Energieumsatzreaktion beteiligt ist [3, 88]. Die OH-Strahlung weist mehrere charakteristische Emissionsbanden auf, die mithilfe eines Gitterspektrographen und einer bildverstärkten, UV-sensitiven Hochgeschwindigkeitskamera auch während der dieselmotorischen Verbrennung sichtbar gemacht werden können. Das emissionsstärkste Band der OH-Strahlung tritt im UV-Bereich bei ca. 310 nm auf. Das Verhältnis der Signalintensitäten von Chemilumineszenzsignal und kontinuierlicher Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel ist

in diesem Wellenlängenbereich in etwa ausgewogen, so dass sich aus dem Signalverlauf der OH-Strahlung ein optischer Brennverlauf ermitteln lässt [5, 88, 153].

4.3.3 Rußeigenleuchten - Versuchsaufbau und Auswertung

Die Aufnahme des Rußeigenleuchtensignals erfolgt dank fortschreitender Technik nicht mehr mit Nassfilmtechnik, sondern mit einer CCD-Hochgeschwindigkeitsfarbkamera Typ Phantom v7.1 der Firma Vision Research. Diese ermöglicht eine deutlich einfachere zyklusaufgelöste Analyse der Verbrennung im sichtbaren Bereich bei einer höheren Aufnahmefrequenz und besserer Bildqualität. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Verbrennungsvorgang der untersuchten Betriebspunkte von zwei synchron laufenden Kameras aufgezeichnet: einmal von der Seite durch den Glasring sowie von unten über den 45°-Umlenkspiegel (Abbildung 4.8). Die Aufnahmefrequenz für alle gezeigten Messungen beträgt 25000 fps, was einem Bildabstand von 40 μ s entspricht. Diese Aufnahmegeschwindigkeit lässt eine Bildauflösung von 256 \times 256 Pixel zu. Die Belichtungszeit beträgt 10 μ s bei voll geöffneter Blende des Objektivs (UV-Nikkor 105 mm f/4.5). Diese Einstellungen werden für alle Betriebspunkte beibehalten und sind so gewählt, dass der jeweils Signal-intensivste Betriebspunkt der beiden vorgestellten Lastbereiche den Intensitätsbereich des CCD-Chips der Hochgeschwindigkeitskamera gerade voll ausnutzt. Von jedem Betriebspunkt werden 30 aufeinander folgende Zyklen mit je 100 bis 150 Bildern aufgenommen. Für den Ergebnisteil in Kapitel 5 werden aus den 30 gemessenen Zyklen die vier besten hinsichtlich der Übereinstimmung von Druck- und Brennverlauf mit denen des Abgasmotors ausgewählt. Für die weiter unten beschriebene rechnergestützte Analyse werden alle vier Zyklen (nur Ansicht von unten) gemittelt und ausgewertet, für die Darstellung in der Arbeit wird ein repräsentativer gezeigt und diskutiert. Da die Intensität der Rußstrahlung bei den meisten Betriebspunkten sehr gering ist, wird für die Darstellung in der Arbeit durch eine nachträgliche Tonwertkorrektur der γ -Wert aller gezeigten Rußeigenleuchtenbilder einheitlich auf vier erhöht.

Die Auswertung der Aufnahmen erfolgt sowohl qualitativ visuell als auch mithilfe einer rechnergestützten Bildauswertung (DaVis von LaVision). Im Rahmen der rechnergestützten Analyse werden die Signalintensität des sichtbaren Verbrennungssignals und eine schwellwertabhängige Flammenfläche bestimmt. Für die Auswertung der Intensität des Verbrennungssignals summiert man die gesamten Pixelwerte jedes einzelnen Bildes auf, so dass jedem Bild bzw. Zeitpunkt der Verbrennung ein integraler Intensitätswert zugeordnet werden kann. Hieraus läßt sich dann eine Darstellung des Intensitätsverlaufs des sichtbaren Verbrennungssignals über die Zeit bzw. über °KW erzeugen. Für die Berechnung der auf die Bohrung bezogenen prozentualen Flammenfläche werden die Verbrennungsaufnahmen abhängig von einem vorher festgelegten Schwellwert binarisiert und anschließend die Fläche mit Signal aufintegriert. Dieser Schritt erfolgt zweimal, mit zwei verschiedenen, zuvor empirisch ermittelten Schwellwerten. Ein geringer Schwellwert erlaubt es, die gesamte

von der Reaktion erfasste Fläche im Brennraum zu bestimmen. In der so errechneten Flammenfläche sind dann neben dem intensiven Rußeigenleuchtensignal auch die auf den Aufnahmen erkennbaren, bläulich schimmernden Bereiche zu Beginn der Reaktion und in in den Randbereichen der Verbrennung enthalten. Die Berechnung der Flammenfläche mit einem hohen Schwellwert für die Binarisierung erfasst nur die hellgelb leuchtenden Bereiche mit fetter, rußender Verbrennung. Ein Vergleich der mit zwei verschiedenen Schwellwerten ermittelten Flammenflächen sowie deren Verläufe stellt zusammen mit der Intensitätsauswertung eine weitere Informationsquelle für die Interpretation der Verbrennungsuntersuchungen im sichtbaren Bereich dar.

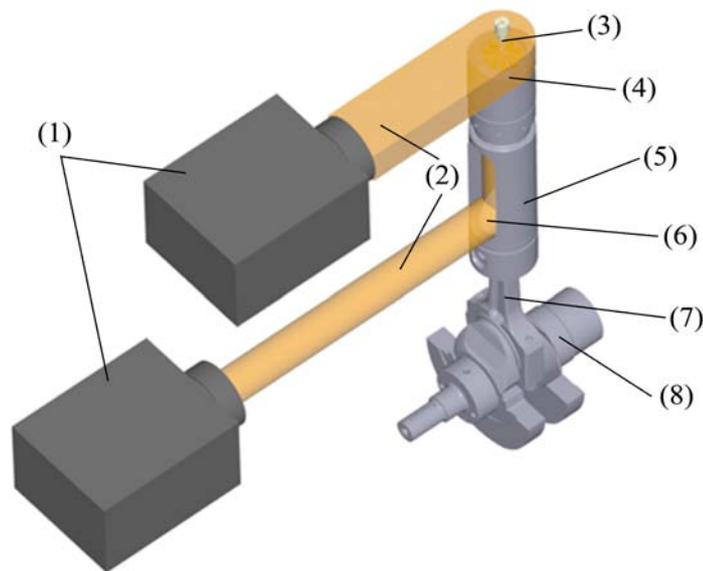


Abbildung 4.8: Versuchsaufbau Rußeigenleuchtenmesstechnik: Hochgeschwindigkeitsfarb-CCD-Kamera (1), Rußeigenleuchtensignal (2), Einspritzdüse mit Verbrennung (3), Glaskolbenkronenring (4), Langkolben (5), 45°-Umlenkspiegel (6), Pleuel (7), Pleuellager (8)

4.3.4 Flammenemissionsspektroskopie - Versuchsaufbau und Auswertung

Die im vorangegangenen Kapitel vorgestellte Rußeigenleuchtenmesstechnik, mit der hauptsächlich die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel erfasst wird, ist ein etabliertes und bewährtes Messverfahren zur Analyse der konventionellen Dieselverbrennung. Bei der (teil-)homogenen Dieselverbrennung hingegen entsteht nur noch wenig bis gar kein Rußeigenleuchtensignal mehr, so dass diese Messtechnik keine ausreichenden Informationen über die Verbrennung liefert. Für eine Charakterisierung des Verbrennungsablaufs bedarf es folglich einer weiteren Messtechnik, die Signale nicht nur aus dem sichtbaren, sondern aus dem gesamten Spektralbereich detektieren kann. Ein hierfür geeignetes Verfahren ist die Flammenemissionsspektroskopie. Dank neuester Entwicklungen im Bereich der bildverstärkten Hochgeschwindigkeitskameras ermöglicht sie eine zyklus aufgelöste Erfassung auch sehr schwacher Signale aus dem gesamten Spektralbereich. Die Erweiterung und Intensivierung des Messbereichs, vor allem hin zu kürzeren Wellenlängen (UV), macht eine Messung von Molekülspektren bzw. Chemilumineszenzstrahlung möglich. Diese entsteht hauptsächlich zu Beginn der Verbrennung durch die chemischen Reaktionen der beteiligten Zwischenprodukte (z.B. OH, CH, CH₂O, ...) des reagierenden Kraftstoffes. Mithilfe der Flammenemissionsspektroskopie erhält man zyklus aufgelöste Informationen über die spektrale, zeitliche und örtliche Verteilung der Intensität der Flammenemissionen. Diese beinhalten sowohl die kontinuierliche Festkörperstrahlung der heißen Rußpartikel als auch die Emissionslinien und -banden der Chemilumineszenzstrahlung. Des Weiteren ermöglicht diese Messtechnik eine Bewertung, in welchem Verhältnis diese Signale zueinander stehen und sich eventuell gegenseitig beeinflussen.

Aus der hohen Signalsensitivität dieses Verfahrens ergeben sich bei der Anwendung auf die dieselmotorische Verbrennungen allerdings einige Probleme bzw. Herausforderungen. Die Intensität der Lichtemissionen der verschiedenen untersuchten Betriebspunkte variiert aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen für die Verbrennung erheblich. Darüber hinaus verursacht das Verhalten der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel zusätzliche Schwierigkeiten. Zum einen ist die Intensität des Signals um ein vielfaches höher als die Intensität der Chemilumineszenzstrahlung, die zum Teil sehr schwach ist, zum anderen ist das Rußeigenleuchtensignal sehr breitbandig. Sobald es auftritt, überlagert es die meisten anderen Signale bis weit in den UV-Bereich hinein (bis ca. 360 nm). Hieraus ergeben sich Probleme bei der Anpassung des Bildverstärkers und der Auswahl eines geeigneten Versuchsaufbaus.

Für die Lösung dieser Probleme gibt es mehrere Möglichkeiten. Die erste und nahe liegendste Variante wäre eine entsprechende Filterkonfiguration, die sämtliche Signale größer 360 nm blockt. Das Rußeigenleuchtensignal stört die Messung dann nicht mehr so stark, und der Bildverstärker lässt sich optimal auf die Intensität der Chemilumineszenzstrahlung

in diesem Spektralbereich einstellen. Allerdings beschränkt man sich mit dieser Methode im wesentlichen auf den Nachweis der Strahlung des OH-Radikals im Bereich von 310 nm. Dieses Signal ist aber bei kalten Betriebspunkten mit hoher Abgasrückföhrtrate sehr schwach. Andere wichtige Zwischenprodukte der Verbrennung wie z.B. CH im Bereich von 430 nm können alternativ nicht gemessen werden, so dass man mit diesem Versuchsaufbau dann keinen zusätzlichen Informationsgewinn über die Verbrennung erzielen kann. Aus diesem Grund wurde dieser Versuchsaufbau für die vorliegenden Untersuchungen nicht gewählt.

Als weitere Möglichkeit könnte man Signale größer 450 nm durch einen entsprechenden Filteraufbau blocken. Diese Variante wurde in einem Vorversuch getestet und ebenfalls für ungeeignet befunden, da das Rußeigenleuchtensignal unter 450 nm bereits so intensiv ist, dass diese Maßnahme praktisch wirkungslos ist. Eine Anpassung des Bildverstärkers an die Festkörperstrahlung führt dazu, dass die Chemilumineszenzstrahlung nicht mehr erfasst wird. Passt man den Bildverstärker auf die Molekülspektren an, übersteuert dieser in den Bereichen mit sehr intensiven Rußeigenleuchtensignal.

Die letztendlich verwendete Konfiguration des Versuchsaufbaus sieht vor, das Verbrennungssignal ungefiltert zu verarbeiten und den Bildverstärker einmal hinsichtlich der geringsten Intensität der Molekülspektren zu optimieren bzw. zu maximieren. Auf diese Weise wird eine Beschränkung auf bestimmte Wellenlängenbereiche bzw. Spezies vermieden und stattdessen eine optimale Erfassung der Chemilumineszenzstrahlung im gesamten Wellenlängenbereich ermöglicht, solange kein oder nur sehr schwaches Rußeigenleuchtensignal vorhanden ist. Als Nachteil muss man in Kauf nehmen, dass der Bildverstärker bei manchen Betriebspunkten mit sehr intensiven Rußeigenleuchtensignal in den entsprechenden Wellenlängenbereichen zeitweise übersteuert und dann quantitative Rückschlüsse auf das Rußeigenleuchtensignal nicht mehr möglich sind. Diese Information liegt aber bereits aus den Untersuchungen mit der Rußeigenleuchtenmesstechnik vor und kann bei Bedarf zur Analyse herangezogen werden. Die Identifikation, Quantifizierung sowie Beschreibung der Entstehungsorte der Chemilumineszenzstrahlung von Verbrennungszwischenprodukten ist somit in Spektralbereichen, in denen keine Rußstrahlung auftritt bzw. schwach ist und zu Zeitpunkten an denen keine Rußstrahlung vorhanden ist, möglich. Außerdem kann das Verhältnis bzw. der Einfluss der Rußeigenleuchtenstrahlung zur bzw. auf die Chemilumineszenzstrahlung bewertet werden. Die Tatsache, dass der Bildverstärker bis an seine Grenzen betrieben wird, erfordert eine sorgsame Versuchsföhrung, die eine Überlastung dieses Bauteils vermeidet.

In Abbildung 4.9 ist der Versuchsaufbau und die verwendeten Komponenten schematisch dargestellt. Als Spektrograph kommt ein 250IS Imaging Spectrograph der Firma Chromex zum Einsatz. Das verwendete Gitter hat eine Auflösung von 450 Linien/mm und eine Blazewellenlänge von 450 nm. Die für die Messungen verwendete Zentralwellenlänge beträgt 510 nm und die Spaltbreite 40 μm . Das Signal wird über ein UV-Objektiv (UV-

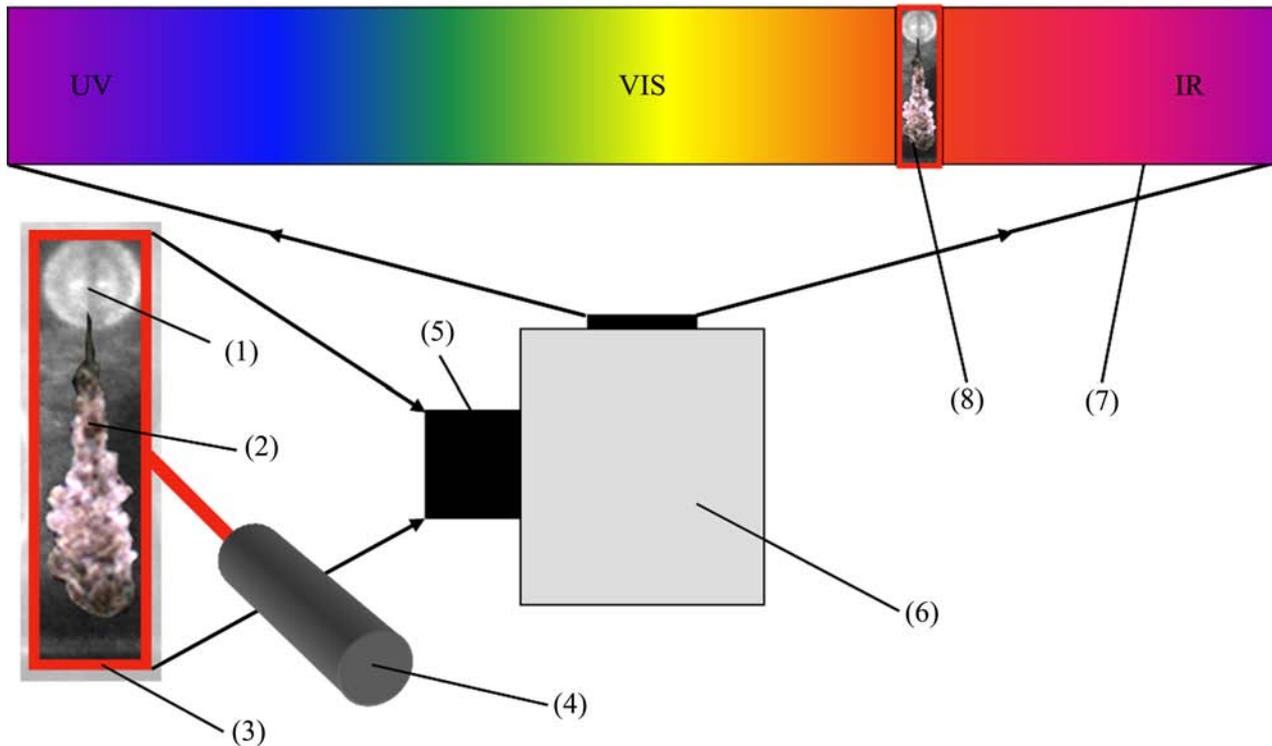


Abbildung 4.9: Justage des Messbereichs für Flammenemissionsspektroskopie: Einspritzdüse (1), Einspritzstrahl (2), Messbereich bei maximal geöffnetem Spektrometerspalt ($2000\ \mu\text{m}$) (3), HeNe-Laser ($632\ \text{nm}$) (4), UV-Nikkor $105\ \text{mm}\ f/4.5$ (5), Spektrograph (6), Bildausschnitt (1024×128 Pixel) der bildverstärkten UV-sensitiven Hochgeschwindigkeitskamera (7), Abbildung des Messbereichs für Justage auf ICCD-Chip der Kamera (8)

Nikkor $105\ \text{mm}\ f/4.5$) mit vollständig geöffneter Blende in den Spektrographen eingekoppelt. Dieser bildet den Messbereich wellenlängenselektiv auf den CCD-Chip der bildverstärkten, UV-sensitiven Hochgeschwindigkeitskamera ultima APX I² der Firma Photron ab (Spektralbereich $180 < \lambda < 800\ \text{nm}$, Photokathode S20, $25\ \text{mm}$ MCP, Phosphor FS). Die für die Messungen gewählte Auflösung des CCD-Chips der Kamera beträgt 1024×128 Pixel bei einer Bildwiederholfrequenz von $15000\ \text{fps}$. Die Belichtungszeit beträgt $66\ \mu\text{s}$ bzw. $0,8^\circ\text{KW}$ bei $2000\ \text{U}/\text{min}$, so dass mit der gewählten Bildwiederholfrequenz der Verbrennungsvorgang praktisch lückenlos erfasst wird. Es werden von jedem Betriebspunkt 30 aufeinander folgende Zyklen mit jeweils ca. 120 Bildern aufgenommen. Für den Ergebnisteil in Kapitel 5 werden aus den 30 gemessenen Zyklen jedes Betriebspunktes die vier besten hinsichtlich der Übereinstimmung von Druck- und Heizverlauf mit denen des Abgasmotors ausgewählt. Aus diesen vier Zyklen wird dann ein repräsentativer im Rahmen dieser Arbeit gezeigt und diskutiert. Die gewählte Konfiguration von Spektrograph und Kamera ermöglicht eine spektrale Bandbreite von $515\ \text{nm}$ und eine Auflösung von $0,5\ \frac{\text{nm}}{\text{Pixel}}$ auf dem CCD-Chip der Kamera.

Für die Justage des Messbereichs muss der Spektrometerspalt maximal geöffnet ($2000\ \mu\text{m}$) und der Brennraum mit einer diskreten Wellenlänge ausgeleuchtet werden. Als Lichtquelle für die Justage dient ein einfacher HeNe-Laser mit einer Wellenlänge von $632\ \text{nm}$. Die Aufnahme

des Messsignals aus dem Brennraum erfolgt von unten über den 45°-Umlenkspiegel. Als Messbereich selbst dient der Einspritzstrahl, welcher mit der verwendeten 10-Loch Düse genau zwischen den beiden Auslassventilen zu liegen kommt und beinhaltet daneben noch die Einspritzdüse und einen Teil der Kolbenmuldenwand. Durch die vollständige Öffnung des Spektrographenspalts und die Beleuchtung des Messbereichs mit einer diskreten Wellenlänge kann dieser auf dem CCD-Chip der Kamera sichtbar gemacht und korrekt einjustiert werden. Für die Messungen wird die Spaltbreite des Spektrographen dann auf 40 μm verkleinert, so dass sich der Messbereich genau auf die Mittelachse des Einspritzstrahls zwischen Düsenpitze und Kolbenmuldenwand reduziert. Die gewählte Spaltbreite ermöglicht die gewünschte spektrale Auflösung bei ausreichender Signalintensität auf dem CCD-Chip der Kamera.

Die Kalibrierung des Systems erfolgt mithilfe einer Quecksilberdampfampe mit bekannten Emissionslinien (Abbildung 4.11). Auf diese Weise kann jeder Pixelspalte auf dem CCD-Chip ein Wellenlängenwert zugeordnet werden. Abbildung 4.12 zeigt exemplarisch das orts- und wellenlängenaufgelöste Signal eines bestimmten Zeitpunktes einer beginnenden Verbrennung entlang der Strahlachse von der Düsenpitze (obere rote Linie) bis zur Kolbenmuldenwand (untere rote Linie). Die Darstellung der Intensität erfolgt in Falschfarben. Die entsprechende Farbpalette ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Dieser Farbpalette können unterschiedliche Maximalwerte der Intensität zugeordnet werden. Im Rohbild (Abbildung 4.12) kann jedes Pixel einen Wert zwischen 0 und 255 annehmen. Die Bereiche, in denen der Bildverstärker übersteuert, erscheinen weiß. In Abbildung 4.13 ist die Intensität der Lichtemissionen aus dem gesamten Messbereich über der Wellenlänge zu einem bestimmten Zeitpunkt aufgetragen. Diese Darstellung erhält man, indem man die Spaltensummen der Pixelintensitätswerte aus Abbildung 4.12 bildet. Die über den Messbereich aufintegrierte Intensität bei einer bestimmten Wellenlänge in diesem Diagramm kann folglich Werte zwischen 0 und $128 \text{ (Pixel)} \times 255 \text{ (Intensität)} = 32640$ annehmen. In Abbildung 4.14 ist die zeitliche Entwicklung der Signale aus dem gesamten Messbereich über der Wellenlänge dargestellt. Diese Darstellung erhält man, wenn man die Spaltensummen des Rohbildes jedes einzelnen Zeitpunktes zeilenweise in die Abbildung einträgt.

Abbildung 4.10: Intensitätsskala für Falschfarbendarstellung

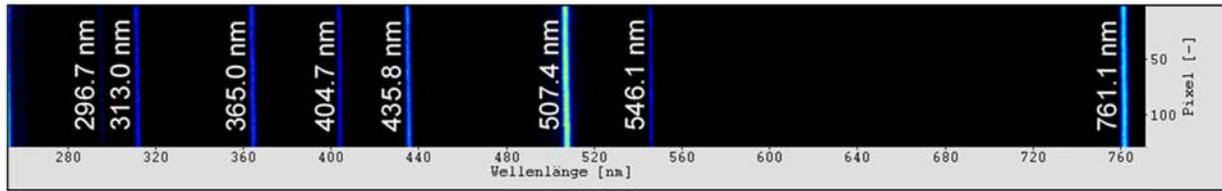


Abbildung 4.11: Kalibrierung der Wellenlänge der Flammenemissionsspektroskopiemessungen mit einer Quecksilberdampfampe

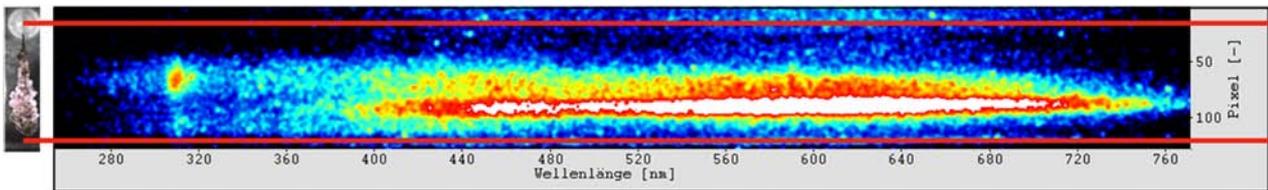


Abbildung 4.12: Beispiel für die entlang des Messbereichs (links) örtlich aufgelöste spektrale Verteilung der Lichtemissionen zum Zeitpunkt 8,5°KW v. OT - die roten Linien kennzeichnen die Düsenspitze und den Kolbenmuldenrand

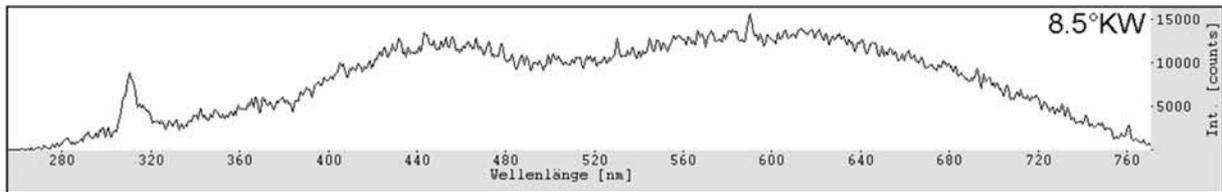


Abbildung 4.13: Intensität der Lichtemissionen aus dem gesamten Messbereich (Spaltensummen) über der Wellenlänge aus Abbildung 4.12 zum Zeitpunkt 8,5°KW v. OT

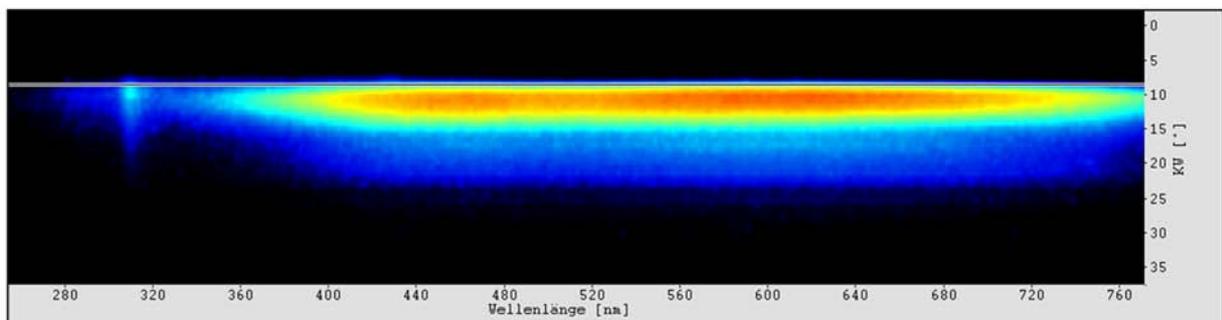


Abbildung 4.14: Zeitliche Entwicklung der Intensität und spektralen Verteilung der Lichtemissionen aus dem gesamten Messbereich

5 Untersuchung homogener Betriebsstrategien am Transparentmotor

5.1 Vorbereitende Arbeiten

Zu Beginn der Arbeit wurden eine Variation der Einspritzdüsenkonfiguration bei einem konventionellen Betriebspunkt sowie ein teilhomogener Betrieb mit Mehrfacheinspritzung untersucht. Die wichtigsten Erkenntnisse werden als Einleitung für den Ergebnisteil im folgenden kurz erläutert. Aus Gründen des Umfangs dieser Arbeit wird auf die Darstellung des Bildmaterials aus dem Transparentmotor verzichtet. Die Ergebnisse des teilhomogenen Betriebs sind in [61] ausführlich beschrieben.

5.1.1 Untersuchung eines konventionellen Betriebspunktes mit einer Variation der Düsenkonfiguration

In Kapitel 2.3.3 wurde gezeigt, dass homogene Dieselmotoren nur im unteren und mittleren Last-/Drehzahlbereich erfolgreich anwendbar sind. Deshalb muss ein Dieselmotor, auf dem diese Brennverfahren zur Anwendung kommen sollen, auch den konventionellen Betrieb im Rest des Kennfeldes ohne Nachteile beherrschen. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit auch der konventionelle Betrieb an beiden Versuchsmotoren untersucht, um das Verhalten auch unter diesen Randbedingungen beschreiben und bewerten zu können. Gleichzeitig wird die Düsenlochzahl variiert, um diesbezüglich die optimale Konfiguration, sowohl für den konventionellen, als auch für den homogenen Betrieb zu ermitteln. Da dieses Motorkonzept im Vergleich zu konventionellen Dieselmotorkonzepten über eine nur geringe Ladungsbewegung verfügt, vollzieht sich die Gemischbildung vor allem durch die hohe kinetische Energie der Einspritzung. Die Auswahl einer optimalen Einspritzdüsenkonfiguration spielt deshalb eine zentrale Rolle. Untersucht werden fünf verschiedene Düsen mit 6, 8, 10, 14 und 24 Löchern bei einem mittleren Lastpunkt mit 8 bar indiziertem Mitteldruck (Tabelle 5.1) in der Motorkonfiguration mit einem Verdichtungsverhältnis von 16 (Tabelle 3.1). Die Düsen haben einen Höhenwinkel von 120° , ein Q_{hyd} von $250 \text{ cm}^3/30 \text{ s}$ bei 100 bar und Düsenlochaustrittsdurchmesser von 65 bis $116 \mu\text{m}$. Bis auf die 24-Loch Düse, die keinen k-Faktor hat, handelt es sich bei den restlichen um ks-Düsen (konisches Spritzloch und starke HE-Verrundung der Spritzlocheinlaufkanten - siehe auch Kapitel 2.2, Seite 15). Um den geforderten Lastpunkt von 8 bar indiziertem Mitteldruck für jede Düse einzustellen, werden die Ansteuerdauern der Einspritzungen entsprechend angepasst. Das Verhältnis zwischen Vor- und Haupteinspritzung wird nicht verändert. Die resultierenden Einspritzmengen wurden mithilfe eines Einspritzmengenindikators (EMI) ermittelt. Die AGR-Rate wird für jede Düse so gewählt, dass sich bei den Ruß- und NO_x -Emissionen ein Verhältnis von 1:10 einstellt. Für die 6-, 8- und 10-Loch Düse ist dies bei ca. 27% und bei der 14-Loch Düse bei 17% rückgeführtem Abgas der Fall. Bei der 24-Loch Düse führt die Rückführung von Abgas

zu einer generellen Verschlechterung der Emissionen. Aufgrund der unterschiedlich gewählten AGR-Raten für die einzelnen Düsen, stellen sich unterschiedliche Einlasslufttemperaturen ein. Die Emissionsergebnisse des Abgasmotors werden mithilfe von Gemischbildungsuntersuchungen mit kombinierter Mie-/LIF-Messtechnik und Verbrennungsuntersuchungen mit Rußeigenleuchtenmesstechnik am Transparentmotor analysiert und bewertet.

Drehzahl	2000 U/min
Verdichtungsverhältnis	16
indizierter Mitteldruck	8 bar
Raildruck	1000 bar
Ladedruck	1450 mbar
Abgasgegendruck	1550 mbar
AGR-Rate (NSP=6/8/10/14/24)	27/26/27/17/0 %
Einlasslufttemperatur (NSP=6/8/10/14/24)	59/57/62/58/39 °C
ABVE	-30 °KW
ADVE (NSP=6/8/10/14/24)	152/148/149/151/154 μ s
Q _{E,VE} (NSP=6/8/10/14/24)	1,8/1,9/1,6/1,5/1,3 mm ³
ABHE	2 °KW
ADHE (NSP=6/8/10/14/24)	482/473/493/501/510 μ s
Q _{E,HE} (NSP=6/8/10/14/24)	17,0/16,5/17,3/18,1/19,2 mm ³
Luftverhältnis λ (NSP=6/8/10/14/24)	1,5/1,5/1,5/1,7/2,2

Tabelle 5.1: Motorbetriebsparameter $p_{mi}=8 \text{ bar}/\varepsilon=16$ -NSP-Variation (konventionell)

Die Messergebnisse des thermodynamischen Versuchsmotors sind in Tabelle 5.2 aufgeführt. Es zeigt sich, dass bezüglich der Ruß- und NO_x-Emissionen die 6-, 8- und 10-Loch Düse gute, die 14-Loch Düse etwas schlechtere und die 24-Loch Düse deutlich höhere Werte verursachen. Die HC-Emissionen sind bei allen Düsen gering auf etwa gleichem Niveau. Die CO-Emissionen sind in einem akzeptablen Bereich und haben bis auf die 6-Loch Düse auch in etwa den gleichen Wert. Die Indizierung zeigt eine der AGR-Rate entsprechende Abfolge der Zündverzüge. Erst zündet die 24-Loch, dann die 14-Loch und anschließend praktisch zeitgleich die 10- und die 8-Loch Düse. Eine Ausnahme bildet die 6-Loch Düse. Sie zündet gleichzeitig mit der 14-Loch Düse, obwohl sie deutlich AGR-verträglicher ist. Eine Erklärung speziell hierfür sowie für das Emissionsverhalten der fünf Düsen insgesamt liefern die optischen Messergebnisse des Transparentmotors.

Die Gemischbildung der einzelnen Düsen wurde hinsichtlich der Zielgröße optimaler Ausmischung und Lufterfassung des Kraftstoffes im Brennraum bis zum Auftreten des ersten Rußeigenleuchtensignals bewertet. Bei einer Variation der Spritzlochzahl bzw. des Spritzlochdurchmessers ändert sich bei sonst gleichen Randbedingungen die Ausmischstrecke und Oberfläche über unterschiedliche Luftausnutzung der Einspritzstrahlen vor Wandkontakt und unterschiedliche Spray-Wand-Wechselwirkung. Erstere beinhaltet das Luft-Entrainment.

Die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Einspritzstrahl und Umgebung entscheidet, wieviel Umgebungsluft zur Gemischaufbereitung in den Strahl hinein transportiert wird. Bevor Spray-Wand-Wechselwirkung stattfindet, kann außerdem die Erfassung des Brennraums durch die Einspritzstrahlen bzw. das Verhältnis von Kraftstoffmenge pro Einspritzstrahl zu Brennraumvolumen bewertet werden. Bezüglich der Spray-Wand-Wechselwirkung wird die tangentielle Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Kolbenmuldenwand, die vertikale Interaktion mit dem Kolbenmuldenboden, der Muldenwand und dem Brennraumdach sowie die Menge der Flüssigphase auf dem Kolbenboden bei Brennbeginn analysiert.

NSP =	6	8	10	14	24
PM [g/kg Diesel]	0,22	0,19	0,20	0,49	1,57
NO _x [g/kg Diesel]	2,72	1,97	2,00	4,42	11,32
HC [g/kg Diesel]	2,00	2,95	3,00	2,48	1,34
CO [g/kg Diesel]	12,0	28,6	30,4	28,7	31,1

Tabelle 5.2: Emissionswerte des thermodynamischen Versuchsmotors

Ein Vergleich der Luftausnutzung der Einspritzstrahlen vor Wandkontakt der einzelnen Düsen ergibt für die 6-Loch Düse aufgrund des größten Strahlimpulses zwar die größte Strahleindringgeschwindigkeit, die Strahlen sind für eine optimale Luftausnutzung aber zu weit auseinander. Die 8- und 10-Loch Düse haben eine etwas geringere Eindringgeschwindigkeit, erfassen dafür aber das Brennraumvolumen optimal. Bei der 14- und 24-Loch Düse ist der Abstand der Einspritzstrahlen zu gering bzw. sie überlappen sogar, und der Strahlimpuls sowie die Eindringgeschwindigkeit sind zu gering für eine optimale Gemischbildung.

Eine Auswertung der tangentialen Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Kolbenmuldenwand zeigt für die 6-Loch Düse, dass sich die Kraftstoffdampf Wolken der einzelnen Strahlen an der Muldenwand bis zum Beginn der Verbrennung nicht treffen und der Wandbereich nicht optimal ausgenutzt wird. Die Strahlen der 8- und 10-Loch Düse treffen sich nach Auftreffen auf die Muldenwand ebenfalls nicht, nutzen den Bereich aber deutlich besser aus. Bei der 14-Loch Düse führt der geringe Abstand zwischen den Strahlen dazu, dass sie nach Auftreffen auf die Kolbenmuldenwand deutlich ineinander laufen. Die Strahlen der 24-Loch Düse erreichen aufgrund ihres geringen Impulses die Kolbenmuldenwand vor Beginn der Verbrennung nicht. Hier erfolgt die Zündung sogar noch bevor die Einspritzstrahlen den Kolbenboden erreichen.

Eine Analyse der vertikalen Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Kolbengeometrie und dem Brennraumdach zeigt für die 6-Loch Düse im Vergleich eine lange Ausmischstrecke, aber sehr viel flüssige Kraftstoffphase auf dem Kolbenboden bei Brennbeginn. Durch die frühe Zündung ist in den Einspritzstrahlen noch viel Restimpuls vorhanden, um die Verbrennung zu durchmischen. Die 8- und 10-Loch Düse haben trotz geringerem Strahlimpuls durch den längeren Zündverzug eine deutlich größere Ausmischstrecke bei geringerer Kolbenbo-

denbenetzung. Der geringere Strahlimpuls selbst und der längere Zündverzug hat weniger Restimpuls in den Strahlen zur Durchmischung der Verbrennung zur Folge. Bei der 14-Loch Düse hat das Kraftstoff-Luft-Gemisch seinen Impuls mit Auftreffen auf die Kolbenmuldenwand verbraucht und konzentriert sich dort ringförmig in einem schmalen Bereich. Außerdem zeigen die Mie-Streulicht Aufnahmen einen deutlichen Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf den Kolbenboden. Die Einspritzstrahlen der 24-Loch Düse zünden noch bevor sie den Kolbenboden erreichen. Betrachtet man die Gemischbildung hier unabhängig vom Beginn der Verbrennung, so zeigt sich, dass der Kraftstoff noch vor Erreichen des Kolbenbodens verdampft und das Gemisch anschließend aufgrund des geringen Strahlimpulses buchstäblich in die Kolbenmulde abgelegt wird.

Die Analyse der Verbrennung mit Rußeigenleuchtenmesstechnik ergibt für die 6-Loch Düse fast im gesamten Brennraum ein sehr intensives Signal. Es zeigt sich unter Zuhilfenahme der Gemischbildungsuntersuchungen auch, warum die 6-Loch Düse sich so deutlich in ihrem Zündverhalten von der 8- und 10-Loch Düse mit gleicher AGR-Rate unterscheidet. Sie zündet deshalb so viel früher, weil die Voreinspritzung aufgrund des hohen Strahlimpulses am weitesten von allen Düsen in den Brennraum bis zur Kolbenmuldenwand vordringt. Bis auf die 24-Loch Düse beginnt bei allen anderen Düsen die im sichtbaren Bereich detektierbare Verbrennung in der Nähe der Muldenwand. Nur die Voreinspritzung der 6-Loch Düse erreicht diese Zone und sorgt so für bessere Zündbedingungen in diesem Bereich. Durch die frühere Zündung ist die Ausmischung des Kraftstoffes mit der Luft bei Verbrennungsbeginn nicht optimal. Im Vergleich mit der 8- und 10-Loch Düse hat die 6-Loch Düse dadurch einen deutlich geringeren Vormischanteil bzw. einen deutlich höheren Diffusionsanteil der Verbrennung. Man sieht auch die am Kolbenboden befindliche Flüssigphase des Kraftstoffes abbrennen. Bei den Rußemissionen ist die 6-Loch Düse aber nur geringfügig schlechter als die 8- und 10-Loch Düse. Sie kann den Nachteil mehr fetter Bereiche mit Rußbildung offensichtlich durch den höheren Restimpuls in den Einspritzstrahlen bei Verbrennungsbeginn kompensieren. Es erfolgt eine intensivere Durchmischung der Verbrennung, wodurch der Rußabbrand gefördert wird, was in den Rußeigenleuchtaufnahmen deutlich zu sehen ist.

Die 8- und die 10-Loch Düse zeigen die geringste Rußeigenleuchtenintensität verteilt auf eine große Flammenfläche im Brennraum, was auf eine gute Ausmischung von Kraftstoff und Luft folglich auf eine magere, rußarme Verbrennung schließen lässt. Bei der 14-Loch Düse konzentriert sich die Verbrennung, wie aus den Gemischbildungsuntersuchungen zu erwarten, in einem schmalen Ring mit intensiven Rußeigenleuchtsignal an der Kolbenmuldenwand. Diese lokal fette Verbrennung bzw. die schlechte Luftausnutzung während der Verbrennung mangels Restimpuls im Gemisch, ist für die höheren Partikelemissionen verantwortlich. Bei der 24-Loch Düse beginnt die sichtbare Verbrennung mit Auftreffen der Einspritzstrahlen auf den Kolbenboden. Der Kraftstoff brennt anschließend mit sehr intensivem Rußeigenleuchtsignal konzentriert im gesamten Kolbenmuldenbereich ab. Die Intensität wird zeitweise

durch tiefbraune Bereiche abgeschwächt, welche nach Heywood [67] ein Indiz für besonders fette Verbrennungszonen mit intensiver Rußbildung sind.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung eines konventionellen Betriebspunktes bei gleichzeitiger Variation der Düsenkonfiguration können wie folgt zusammengefasst werden: Aus den Gemischbildungsuntersuchungen geht hervor, dass der Einfluss der vertikalen Wand-Interaktion der Einspritzstrahlen auf die Qualität der Gemischbildung am größten ist, da über sie die längste Ausmischstrecke und Oberfläche bzw. größte Raumerfassung des Kraftstoffes zu erzielen ist. Eine hohe Spritzlochanzahl macht nur dann Sinn, wenn gleichzeitig die Raumerfassung bzw. die Eindringtiefe und der Impuls der Einspritzstrahlen zur Durchmischung der Verbrennung nicht signifikant geringer wird. Dies kann durch eine Steigerung des Einspritzdruckes erreicht werden. Die Obergrenze der Spritzlochanzahl wird erreicht, wenn eine Überlappung der Einspritzstrahlen bzw. eine zu starke Interaktion untereinander auftritt. In den Gemischbildungsuntersuchungen stellen die 8- und die 10-Loch Düse das Optimum bezüglich Luftausnutzung vor Wandkontakt, tangentialer Wandinteraktion und vertikaler Wandinteraktion bei dem gewählten Einspritzdruckniveau dar. Die Ausmischstrecke und Oberfläche des Kraftstoffes bzw. die Luftefassung ist bei diesen beiden Düsen ideal. Trotzdem ist die Lochanzahl noch nicht zu groß, so dass der verbleibende Restimpuls in den Einspritzstrahlen die Verbrennung noch ausreichend zu durchmischen vermag. Die Qualität der Gemischbildung bzw. der Grad der Luftausnutzung der einzelnen Düsen findet sich auch in den möglichen AGR-Raten wieder. So vertragen die 6-, 8-, und 10-Loch Düse ca. 27 %, die 14-Loch Düse 17 % und die 24-Loch Düse gar keine Abgasrückführung. Die Verknappung von Sauerstoff durch Abgasrückführung stellt höhere Ansprüche an die Durchmischung von Kraftstoff und Luft bzw. lokale Turbulenz [128]. Die schlechte Ausmischung bei der 14- und 24-Loch Düse zeigen sich so auch in den geringeren möglichen AGR-Raten.

5.1.2 Untersuchung einer teilhomogenen Betriebsweise mit Mehrfacheinspritzung

Diese Messkampagne hatte zum Ziel, eine teilhomogene Verbrennung mit einer früh beginnenden Mehrfacheinspritzung darzustellen. In der anfänglichen Konfiguration (siehe auch Tabelle 3.1) hatte der Motor ein dieseltypisches Verdichtungsverhältnis von 18. Untersucht wurden drei Betriebspunkte (BP) mit bis zu vier Einspritzungen. Die Motorbetriebsparameter sowie die Anzahl, Zeitpunkte und Mengen der einzelnen Einspritzungen sind in den Tabellen 5.3 und 5.4 aufgeführt. Die Betriebspunkte wurden zuerst am Abgasmotor untersucht und die Emissionen mit Standard-Abgasmesstechnik bestimmt. Anschließend erfolgten die Gemischbildungsuntersuchungen mit kombinierter Mie-Streulicht/LIF-Messtechnik und die Verbrennungsuntersuchungen mit Rußeigenleuchtenmesstechnik am Transparentmotor.

Drehzahl	2000 U/min
Verdichtungsverhältnis	18
indizierter Mitteldruck	6 bar
Raildruck	1000 bar
Ladedruck	1450 mbar
Abgasgegendruck	1550 mbar
AGR-Rate	52 %
Einlasslufttemperatur	60 °C
Luftverhältnis λ (BP1-3)	1,6/1,5/1,5

Tabelle 5.3: Motorbetriebsparameter $p_{mi}=6$ bar/ $\varepsilon=18$ -Betriebsstrategie (teilhomogen)

	BP 1	BP 2	BP 3
ABVE2 [°KW]	-	-	-50
$Q_{E,VE1}$ [mm ³]	-	-	2,6
ABVE1 [°KW]	-35	-35	-40
$Q_{E,VE2}$ [mm ³]	4,4	4,4	2,6
ABHE [°KW]	-10	-12	-13
$Q_{E,HE}$ [mm ³]	13,9	12,6	12,8
ABNE [°KW]	-	10	10
$Q_{E,NE}$ [mm ³]	-	4,2	3,8

Tabelle 5.4: Einspritzparameter der drei Betriebspunkte

Der frühe Einspritzzeitpunkt bei Betriebspunkt 3 erlaubt es, den Einfluss der Ladungsbewegung auf die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung zu bewerten. Die sich ausbildende Tumble-Strömung ist erwartungsgemäß schwach, da der Zylinderkopf auf eine optimale Füllung und nicht hinsichtlich bestimmter Eigenschaften der Ladungsbewegung ausgelegt ist. Bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten (bis ca. 40 °KW v. OT) wird sowohl die flüssige als auch die dampfförmige Phase der Einspritzstrahlen geringfügig um die Tumble-Achse gedreht. Zu späteren Zeitpunkten und auch während der Verbrennung ist keine Beeinflussung der Vorgänge durch die Tumble-Strömung mehr zu erkennen. Eine 3D-CFD-Ladungswechselrechnung für den Motor [63] bestätigt diese Erkenntnis. Aus ihr geht auch hervor, dass der Einfluss der Quetschspaltströmung im Bereich um den oberen Totpunkt sehr viel größer ist.

Die am thermodynamischen Aggregat gemessenen NO_x-Emissionen befinden sich insgesamt schon auf niedrigem Niveau und gehen von Betriebspunkt 1 nach 3 nochmals geringfügig zurück (0,85 → 0,5 → 0,33 g/kg Diesel). Die Rußemissionen sind zunächst inakzeptabel hoch, fallen dann aber auf ein vertretbares Niveau ab (7,3 → 2,3 → 0,4 g/kg Diesel). Die Erklärung hierfür liefern die optischen Messergebnisse des Transparentmotors. Die frühere Haupteinspritzung beim zweiten und dritten Betriebspunkt sowie die beiden sehr frühen Voreinspritzungen speziell beim dritten Betriebspunkt, führen zu einer immer geringeren Überlappung von Einspritzung und Verbrennung. Der Kraftstoff liegt immer früher im Verlauf der Hauptwärmeabgabe nur noch dampfförmig vor und die Rußstrahlung beginnt von Betriebspunkt zu Betriebspunkt immer später. Während bei Betriebspunkt 1 zu Beginn des Rußeigenleuchtens noch flüssige Kraftstoffphase im Brennraum detektiert werden kann, gelingt es bei den beiden anderen Betriebspunkten, diesen Anteil diffusiver Luftmangelverbrennung mit hoher Rußbildung zu vermeiden und den Vormischanteil schrittweise zu erhöhen. Die entsprechend kleineren Bereiche bzw. kürzeren Zeiträume der Diffusionsverbrennung mit sehr hohen Temperaturen in der Flammenfront sind auch für den

Rückgang der Stickoxidemissionen verantwortlich. Eine weitere Erklärung für den Rückgang der Rußemissionen ist die Nacheinspritzung bei den beiden letzten Betriebspunkten. Die Rußeigenleuchtenuntersuchungen zeigen, dass die Verbrennung in den späteren Phasen dazu tendiert, sich unter dem Brennraumdach zu konzentrieren und die Luft im unteren Bereich, vor allem in der Kolbenmulde, nicht optimal auszunutzen. Wie oben gezeigt, gibt es in diesem Motor keine wirksame übergeordnete Ladungsbewegung, die die laufende Verbrennung durchmischt, wie es z.B. bei Drallkonzepten der Fall ist [87]. Stattdessen wird die sich ausbildende Ladungsbewegung hauptsächlich durch den Impulseintrag der Einspritzung und zu späteren Zeitpunkten durch die Quetschströmung induziert. Beide transportieren das Gemisch bzw. die Verbrennung in ihrem Verlauf unter das Brennraumdach und fördern so die Konzentration der Flammen in diesem Bereich. Der Impulseintrag der Nacheinspritzung bewirkt eine erneute Durchmischung von Kraftstoff und Luft bzw. transportiert nochmals gezielt Brennstoff in den unteren Bereich des Brennraums bzw. in die Kolbenmulde. Die so verbesserte Luftausnutzung führt zu einer lokal magereren Verbrennung sowie einem besseren Rußausbrand und infolge zu geringeren Rußemissionen.

Bezüglich der HC- Emissionen ergeben die Messungen am Abgasmotor akzeptable Werte bei den beiden ersten, jedoch einen starken Anstieg beim dritten Betriebspunkt ($3,7 \rightarrow 5,9 \rightarrow 12,2$ g/kg Diesel). Die CO-Emissionen befinden sich wegen der hohen AGR-Rate zu Beginn bereits auf hohem Niveau und steigen beim dritten Betriebspunkt ebenfalls deutlich an ($102,2 \rightarrow 97,5 \rightarrow 150,4$ g/kg Diesel). Die Erklärung für dieses Verhalten liefern wiederum die optischen Messdaten aus dem Transparentmotor. Da die Randbedingungen bei allen drei Betriebspunkten konstant gehalten werden, muss man die Ursachen in den unterschiedlichen Einspritzstrategien suchen. Aus den Gemischbildungsaufnahmen des Transparentmotors geht hervor, dass die Voreinspritzung der beiden ersten Betriebspunkte noch in die Kolbenmulde trifft, und es nicht zu einem Überspritzen des Kolbens, bzw. sogar zu einem Auftrag von Kraftstoff auf die Zylinderwand kommt. In der weiteren Kompression wird nur wenig Gemisch in den Quetschspalt und den Feuersteg transportiert. Beim dritten Betriebspunkt hingegen überspritzen die beiden sehr frühen Voreinspritzungen den Kolben deutlich, und flüssiges sowie dampfförmiges Spray gelangt bis an die Zylinderwand. Auf diese Weise werden große Mengen Kraftstoff in kalten, wandnahen Bereichen im Quetschspalt und im Feuersteg platziert. Diese Gemischanteile nehmen aufgrund von Flammenlöschung (Quenching) an der Verbrennung nur noch unvollständig teil und sind für die hohen HC- und CO-Emissionen verantwortlich. Es wird auch deutlich, dass der Anstieg der CO-Emissionen bei Betriebspunkt 3 ausschließlich durch die frühen Einspritzzeitpunkte der Voreinspritzungen und nicht durch die bereits bei Betriebspunkt 2 vorhandene Nacheinspritzung verursacht wird. Diese liefert offensichtlich nur einen Beitrag zu den ansteigenden HC-Emissionen.

Dieser erste Versuch auf diesem ungewöhnlichen Dieselmotorkonzept teilhomogenen Dieselbetrieb darzustellen, liefert wichtige Erkenntnisse über den Motor selbst, über das

Brennverfahren im Allgemeinen sowie für diesen Motor im Speziellen. Die Untersuchungen zeigen auf, an welcher Stelle Verbesserungs Potenzial für die weitere Arbeit besteht und welche Maßnahmen dazu getroffen werden müssen. So gelangt man zu der Erkenntnis, dass mit der gewählten Konfiguration und Betriebsweise die Überlappung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung reduziert werden kann, die Zündverzüge aber trotz hoher AGR-Rate für eine komplett vorgemischte Verbrennung noch zu kurz sind. Des Weiteren wird deutlich, dass für geringe Emissionen eine Betriebsstrategie mit sehr früh beginnender Mehrfacheinspritzung nicht zielführend ist, da die auch für Vollast und konventionellen Dieselbetrieb ausgelegte Düsenkonfiguration bei zu früher Einspritzung nicht zur Brennraumgeometrie passt und zu hohen HC- und CO-Emissionen führt. Die Untersuchungen zeigen außerdem, dass sich der Transparentmotor sehr gut eignet, Brennverfahren und die daraus entstehenden Emissionen zu analysieren und zu bewerten. Das Bildmaterial der Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen gibt hier eindeutige Hinweise auf die Ursachen von Veränderungen in den Partikel-, HC- und CO-Emissionen am Abgasmotor.

5.1.3 Schlussfolgerungen für die weitere Arbeit

Bezüglich der Lochanzahl der Einspritzdüse konnte im Rahmen der Untersuchung des konventionellen Betriebs in Kapitel 5.1.1 gezeigt werden, dass sich bei gemäßigttem Einspritzdruckniveau hinsichtlich der Gemischbildung ein Optimum bei 8 bis 10 Spritzlöchern einstellt. Aus diesem Grund wird für die weiteren Untersuchungen die in Tabelle 3.1 beschriebene 10-Loch Düse verwendet.

In der Untersuchung des teilhomogenen Betriebs mit Mehrfacheinspritzung (Kapitel 5.1.2) wurde herausgearbeitet, dass der Zündverzug trotz hoher AGR-Rate mit der Startkonfiguration des Motors für eine ausreichende Gemischhomogenisierung zu kurz ist, was zu hohen Partikelemissionen führt. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass bei zu früher Einspritzung die Brennraum- bzw. Kolbenmuldengeometrie und die Auslegung des Einspritzsystems nicht zusammenpassen, was zu hohen HC- und CO-Emissionen führt. Eine mögliche Abhilfe schafft die Anpassung der Düsenkonfiguration. Ein kleinerer Höhenwinkel zwischen den Einspritzstrahlen macht frühe Einspritzzeitpunkte ohne einen so starken Anstieg der HC- und CO-Emissionen möglich, da die Gemischbildung gezielter im Bereich der Kolbenmulde stattfindet. Diese Auslegung führt aber unweigerlich zu Nachteilen im konventionellen Dieselbetrieb mit Einspritzzeitpunkten im Bereich des oberen Totpunktes. Die Modifikationen an der Startkonfiguration und der Betriebsweise des Motors, welche die gefundenen Probleme im homogenen Betrieb abschwächen bzw. beseitigen sollen, dürfen also nicht zu Nachteilen im konventionellen Betrieb führen. Deshalb wird für die weitere Arbeit der folgende Ansatz gewählt: Der Höhenwinkel der Düse wird nicht verändert, stattdessen erfolgt eine Anpassung der Einspritzstrategie. Der Kraftstoff wird nicht mehr durch eine sehr früh beginnende Mehrfacheinspritzung im Verlauf der gesamten Kompression, sondern

in Form einer Blockeinspritzung ab dem frühestmöglichen Zeitpunkt, bei dem das Gemisch noch zuverlässig in der Kolbenmulde platziert wird, in den Brennraum eingebracht. Dies ist in diesem Motor für Einspritzzeitpunkte ab ca. -30° KW der Fall und entspricht der im Kapitel 2.13 beschriebenen HCLI-Strategie. Die Gemischbildung und -homogenisierung findet in der Zeit bis Zündbedingungen vorliegen und während des Zündverzuges selbst statt. Zur Verlängerung des Zündverzuges wird das Verdichtungsverhältnis von 18 auf 16 reduziert.

5.2 Variation der Einspritzung und Abgasrückführung bei 4 bar indiziertem Mitteldruck

Im folgenden Kapitel wird die erste der beiden ausführlich präsentierten Messkampagnen dargestellt. Zu Beginn werden die Messergebnisse des Abgasmotors gezeigt und die Emissionen der untersuchten Betriebspunkte beschrieben. Anschließend werden die Messergebnisse der Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen am optisch zugänglichen Motor dargestellt und erläutert. Erst im letzten Unterkapitel erfolgt die Zusammenfassung aller emissionsrelevanten Beobachtungen der drei angewendeten Messtechniken für jeden Betriebspunkt und es wird versucht, daraus eine Erklärung für die Höhe und den Verlauf der einzelnen Emissionswerte abzuleiten.

5.2.1 Darstellung der Betriebspunkte und Emissionen

Die Emissionen am thermodynamischen Versuchsmotor werden mit konventioneller Abgasmesstechnik ermittelt und sind in Abbildung 5.2 zu finden. Die untersuchten Betriebspunkte sind der unteren Teillast zuzuordnen. Die entsprechenden Motorbetriebsparameter sind in Tabelle 5.5 abgebildet. Es erfolgt eine Variation des Einspritzbeginns innerhalb der zuvor ermittelten Grenzen zusammen mit einer Variation der AGR-Rate. Diese wird bis zum maximal möglichen Wert (vollständig geöffnetes AGR-Ventil) bei gegebenen Abgasgegenruckniveau gesteigert. Aufgrund der zunehmenden Abgasrückführung erhöht sich auch die Einlasslufttemperatur der Ladeluft. Der Verlauf der Betriebspunkte bzw. die vorgenommenen Veränderungen an den Motorbetriebsparametern entsprechen einer Annäherung an eine für diesen Motor bei der gegebenen Last optimierten HCLI-Strategie.

Drehzahl	2000 U/min
Verdichtungsverhältnis	16
indizierter Mitteldruck	4 bar
Raildruck	600 bar
Ladedruck	1150 mbar
Abgasgegendruck	1230 mbar
AGR-Rate (BP1-5)	0/30/51/56/65 %
Einlasslufttemperatur (BP1-5)	41/46/56/59/65 °C
ABHE (BP1-5)	-6/-6/-17/-20/-25 °KW
$Q_{E,HE}$	9,7 mm ³
Luftverhältnis λ (BP1-5)	3,7/2,6/1,8/1,6/1,2
Kraftstoff	Diesel (EN590)

Tabelle 5.5: Motorbetriebsparameter der $p_{mi}=4$ bar/ $\varepsilon=16$ -Betriebspunkte (homogen)

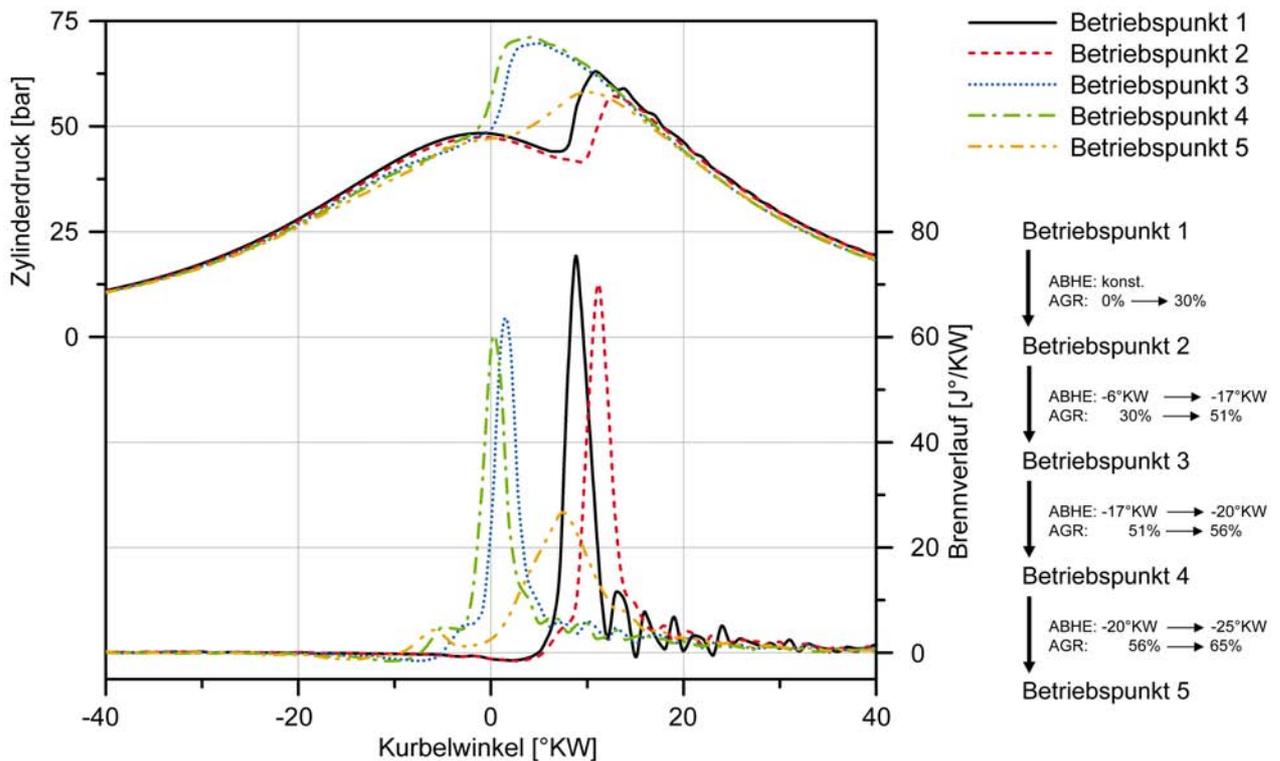


Abbildung 5.1: Druck- und Brennverläufe des thermodynamischen Motors bei Variation der Einspritzung und Abgasrückführung mit 4 bar indiziertem Mitteldruck

In Abbildung 5.1 sind die Druck und Brennverläufe der fünf Betriebspunkte dargestellt. Bei Betriebspunkt 1 beginnt die Verbrennung (Nulldurchgang des Heizverlaufs [89]) nach OT bei $5,3^{\circ}\text{KW}$. Die Zündung erfolgt einstufig und der Brennverlauf unterscheidet sich schon deutlich von dem in Abbildung 2.7 dargestellten Brennverlauf einer konventionellen Dieselverbrennung. Die Charakteristik deutet auf einen großen Anteil vorgemischter Verbrennung mit sehr schneller Energieumsetzung und einem geringen Diffusionsanteil hin. Bei Betriebspunkt 2 erfolgt der Beginn der Wärmefreisetzung mit $5,8^{\circ}\text{KW}$ etwas später. Der Brennverlauf steigt zu Beginn etwas flacher an und es ist ansatzweise eine zweistufige Zündung erkennbar. Wie schon bei Betriebspunkt 1 dominiert der Anteil der vorgemischten Verbrennung, der Diffusionsanteil spielt nur eine untergeordnete Rolle. Bei Betriebspunkt 3 beginnt die Wärmefreisetzung bei $-5,0^{\circ}\text{KW}$ vor dem oberen Totpunkt. Es ist schon eine deutlich ausgeprägte zweistufige Zündung zu erkennen. Der Gradient im Brennverlauf der anschließenden Hauptverbrennung entspricht dem der Betriebspunkte 1 und 2, die maximale Umsatzrate fällt allerdings geringer aus. Auch bei diesem Betriebspunkt zeigt der Brennverlauf einen hohen Vormisch- und nur geringen Diffusionsanteil. Nochmals etwas früher, bei $-7,3^{\circ}\text{KW}$ ebenfalls deutlich vor OT, erfolgt der Beginn der Energiefreisetzung bei Betriebspunkt 4. Die Charakteristik der Umsetzung ist praktisch identisch mit der von Betriebspunkt 3, sie beginnt lediglich etwas früher und die maximale Umsetzungsgeschwindigkeit ist etwas geringer. Bei Betriebspunkt 5 lässt der Brennverlauf eine deutliche Veränderung im Ablauf der Verbrennung schließen. Der Beginn der Energieumsetzung erfolgt

abermals früher bei $-9,5^\circ\text{KW}$ und es ist eine ausgeprägte zweistufige Reaktion mit kalter Vorverbrennung und einer deutlich verschleppten Hauptwärmeabgabe zu erkennen. Der Anstieg im Brennverlauf erfolgt langsamer und der Maximalwert ist geringer als bei den vorherigen Betriebspunkten. Der Brennverlauf entspricht in seiner Charakteristik dem in Abbildung 2.12 exemplarisch dargestellten Verlauf einer HCLI-Verbrennung.

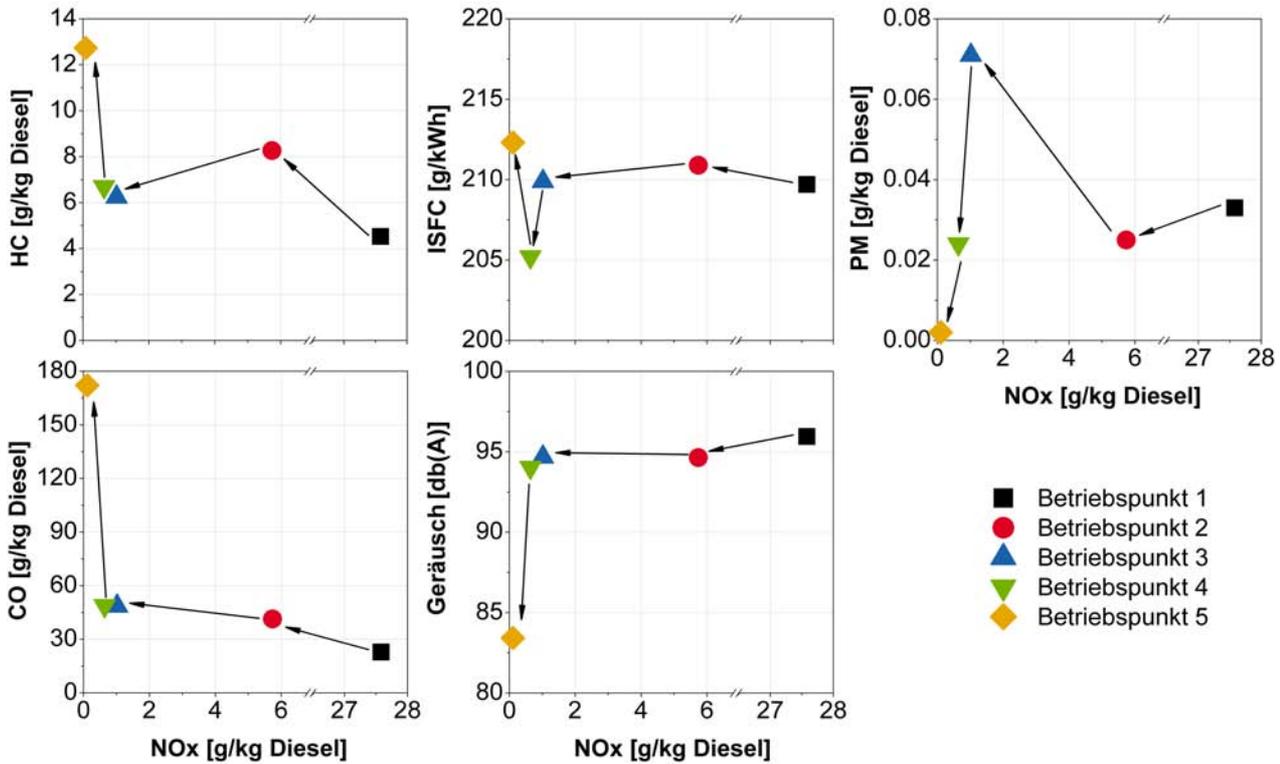


Abbildung 5.2: Emissionen des thermodynamischen Motors bei Variation der Einspritzung und Abgasrückführung mit 4 bar indiziertem Mitteldruck

In Abbildung 5.2 sind die Emissionen der fünf Betriebspunkte jeweils über NO_x aufgetragen. Bei den Stickoxidemissionen erfolgt ein Rückgang von einem hohen Ausgangswert bis an die Nachweisgrenze. Der Verlauf der Partikelemissionen entspricht bis Betriebspunkt 3 in etwa dem klassischen Ruß- NO_x -Trade-Off bei kontinuierlicher Erhöhung der AGR-Rate, unbeeinflusst von der deutlichen Verschiebung des Einspritzbeginns bei Betriebspunkt 3. Bei Betriebspunkt 4 knickt dieser Verlauf abrupt ab und die Partikelemissionen gehen bis an die Nachweisgrenze bei Betriebspunkt 5 zurück. Welche Mechanismen besonders für diesen plötzlichen Übergang verantwortlich sind, soll durch die optische Analyse der Betriebspunkte am Transparentmotor geklärt werden. Die HC-Emissionen verdoppeln sich ausgehend von einem akzeptablen Ausgangsniveau von Betriebspunkt 1 nach Betriebspunkt 2 und gehen dann hin zu Betriebspunkt 3 und 4 wieder etwas zurück. Anschließend erfolgt ein steiler Anstieg auf ein hohes Niveau bei Betriebspunkt 5. Die CO-Emissionen beginnen mit einem hohen Ausgangswert und nehmen von Betriebspunkt 1 hin zu Betriebspunkt 3 kontinuierlich zu. Wie schon bei den HC-Emissionen stellen sich praktisch identische Werte für die Betriebspunkte 3 und 4 ein, bevor sich die Emissionen bei Betriebspunkt 5 mehr als verdreifachen.

Der indizierte spezifische Verbrauch (ISFC) liegt bei allen fünf Betriebspunkten in etwa auf gleichem Niveau, lediglich Betriebspunkt 4 kann geringfügig bessere Werte erzielen. Das Geräusch bleibt von Betriebspunkt 1 bis 4 praktisch unverändert und fällt dann bei Betriebspunkt 5 steil ab. Das ähnliche Geräuschniveau der ersten vier Betriebspunkte ergibt sich aus den gleichen Gradienten im Druckverlauf zu Beginn der Verbrennung. Der plötzliche starke Rückgang des Verbrennungsgeräusches zwischen Betriebspunkt 4 und 5 wird durch eine erhebliche Veränderung der Verbrennungscharakteristik zwischen den beiden Betriebspunkten hervorgerufen. Betrachtet man sämtliche Emissionen, stellt Betriebspunkt 4 das Optimum der fünf Testpunkte dar. Er verursacht nur geringe Ruß- und NO_x -Emissionen bei akzeptablen HC- und CO-Werten. In den folgenden Kapiteln wird die Analyse der Gemischbildung und Verbrennung der einzelnen Betriebspunkte mit den beschriebenen Messtechniken am Transparentmotor dargestellt. Es gilt die Wirkzusammenhänge aufzuzeigen, die für die Höhe und den Verlauf der am Abgasmotor gemessenen Emissionen verantwortlich sind.

5.2.2 Untersuchung der Gemischbildung der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte mit kombinierter Mie-/LIF-Messtechnik

Im folgenden Unterkapitel werden die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen aus dem Transparentmotor mit kombinierter Mie-/LIF-Messtechnik gezeigt. Es wird der gesamte Verlauf der Einspritzung und Gemischbildung für jeden Betriebspunkt erläutert. Aus Platzgründen kann aber nicht der gesamte Vorgang, sondern nur die relevanten Zeitpunkte für die später dargestellten Verbrennungsuntersuchungen abgebildet werden. Das Bildmaterial zeigt die seitliche Ansicht in den Brennraum sowie die Perspektive von unten sowohl für die Mie-Bilder (nur flüssige Phase des Brennstoffes) als auch für die LIF-Aufnahmen (flüssige und dampfförmige Phase des Brennstoffes). Für die Gemischbildungsuntersuchungen wird der Motor wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben mit Stickstoff betrieben, es findet also keine Verbrennung statt. Bei den gezeigten Zeitpunkten, bei denen im normalen Motorbetrieb bereits eine Wärmefreisetzung stattfindet, muss deshalb von einer höheren Temperatur im Brennraum ausgegangen werden, als es in den Gemischbildungsuntersuchungen unter inerten Bedingungen der Fall ist. Dies ist insbesondere bei der Analyse der flüssigen Brennstoffphase bzw. dem Verdampfungsverhalten zu beachten. Trotzdem sind bei der Betrachtung des flüssigen Kraftstoffes grundsätzliche Tendenzen hinsichtlich des Verdampfungsverhaltens ableitbar. Außerdem lassen sich aus der Verteilung und Bewegungsrichtung des dampfförmigen Kraftstoffes auch für Zeitpunkte nach dem Beginn der Verbrennung noch wichtige Schlüsse ziehen. Die Verteilung des Kraftstoffdampfes in den LIF-Aufnahmen findet sich z.B. in der Signalverteilung der Rußeigenleuchtenuntersuchungen in Kapitel 5.2.4 wieder.

Betriebspunkt 1

Beim ersten Betriebspunkt (Abbildung 5.3) wird die Einspritzung 6°KW vor dem oberen Totpunkt angesteuert. Etwa $3,5^\circ\text{KW}$ später bei $-2,3^\circ\text{KW}$ beginnt die Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum. Die OT-nahe Einspritzlage hat eine geringe freie Strahlänge zur Folge und die Einspritzstrahlen treffen bereits nach $2,8^\circ\text{KW}$ zum Zeitpunkt $0,5^\circ\text{KW}$ auf den Kolbenboden. Durch die Wechselwirkung mit der Kolbenmuldenoberfläche breitet sich der Kraftstoff flächig rund um die Auftreffstelle aus und es bildet sich eine deutlich sichtbare Schicht flüssigen Kraftstoffes. Die weiter andauernde Einspritzung schiebt den flüssigen und dabei verdampfenden Kraftstoff auf dem Kolbenboden in Richtung Muldenwand vor sich her. Der Brennstoff breitet sich dabei eher flächig aus, als dass er durch die Spray-Wand-Wechselwirkung signifikant aufgewirbelt werden würde. Kurz nachdem der Kraftstoff bei $4,4^\circ\text{KW}$ die Kolbenmuldenwand erreicht hat, erfolgt in den Verbrennungsuntersuchungen zum Zeitpunkt $5,3^\circ\text{KW}$ der Beginn der Wärmefreisetzung. Die Einspritzung ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen. Es liegt flüssiger Kraftstoff in den Einspritzstrahlen sowie auf dem Kolbenboden vor und wird durch die laufende Einspritzung auch weiter in die beginnenden Verbrennungsreaktionen nachgeliefert. Im nun folgenden Zeitraum schließt sich

die Düsenadel langsam. Die vorher stabil ausgeprägten Einspritzstrahlen werden durch die zunehmende Drosselung im Nadelsitzbereich bzw. am Spritzlocheintritt in ihrem Verhalten instabiler und buschiger. Im Kolbenmuldenrandbereich beginnt sich der fast ausschließlich dampfförmige Kraftstoff tangential entlang der Muldenwand auszubreiten bzw. vertikal an dieser in Richtung Brennraumdach aufzusteigen. Zum Zeitpunkt $6,1^\circ\text{KW}$ erreicht der Kraftstoffdampf an den Stellen mit geringster Muldentiefe (im Bild auf der linken und rechten Seite der Kolbenmulde), die obere Kante. Etwas später, $6,9^\circ\text{KW}$ nach OT, erfolgt in den Verbrennungsuntersuchungen mit Flammenemissionsspektroskopie (Kapitel 5.2.3, ab Seite 98) der Beginn der messbaren Flammenemissionen. Die Einspritzung ist mittlerweile komplett abgeschlossen und die aufgrund der Nadeldrosselung impulsarmen Einspritzstrahlen des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes sind noch deutlich sowohl im Mie- als auch im LIF-Signal sichtbar. Auch auf dem Kolbenboden ist noch Mie-Signal und damit flüssiger Brennstoff zu sehen. Im Kolbenmuldenrandbereich hat sich der fast ausschließlich dampfförmige Kraftstoff tangential entlang der Muldenwand ausgebreitet, aber noch keinen geschlossenen Ring gebildet. Zum Zeitpunkt $7,7^\circ\text{KW}$ beginnt in den Chemilumineszenzuntersuchungen die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel. Die Gemischbildungsuntersuchungen zeigen nur noch wenig Mie-Signal bzw. flüssige Kraftstoffphase in Form von Einspritzstrahlresten in der Nähe der Düse, welche aber unter Verbrennungsbedingungen durch die höheren Temperaturen wahrscheinlich nicht mehr vorhanden sind. Das Mie-Signal verschwindet erst bei $10,4^\circ\text{KW}$ vollständig. Am Rand der Kolbenmulde hat der dampfförmige Kraftstoff mittlerweile einen fast geschlossenen Ring gebildet sowie in seiner vertikalen Ausbreitung entlang der Kolbenmuldenwand das Brennraumdach erreicht. Zum Zeitpunkt $8,5^\circ\text{KW}$ sind in den LIF-Aufnahmen die Einspritzstrahlen in der Mitte des Brennraums nur noch andeutungsweise zu erkennen. Der Kraftstoffdampf, der zuvor im Randbereich der Kolbenmulde das Brennraumdach erreicht hat, wird dort umgelenkt und beginnt sich wieder in Richtung Einspritzdüse zurückzubewegen. Diese Bewegung wird allerdings durch die umgekehrte Quetschströmung in der Expansion (siehe Abbildung 5.4) gebremst bzw. es wird Gemisch in den Quetschspalt gesaugt. Dies ist ab dem Zeitpunkt $8,5^\circ\text{KW}$ in der seitlichen Ansicht der LIF-Aufnahmen auf der linken Brennraumseite zu erkennen. In der Ansicht von unten ist das entsprechende Signal im Bereich der Quetschflächen nur schwach zu erkennen. Erst zu späteren Zeitpunkten, ab ca. 12°KW , wird es auch aus dieser Perspektive deutlich sichtbar. Zum Zeitpunkt $8,8^\circ\text{KW}$ findet bei diesem Betriebspunkt mit Verbrennung die maximale Wärmefreisetzung statt. Mittlerweile ist mit Sicherheit nur noch dampfförmiger Kraftstoff vorhanden, der sich sowohl ringförmig breiter werdend im äußeren Bereich der Kolbenmulde konzentriert als auch durch den zuletzt eingespritzten Kraftstoff im Zentrum des Brennraums aufhält. Bei $10,1^\circ\text{KW}$ ist die Struktur der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum praktisch nicht mehr erkennbar und der ringförmige Bereich mit intensiven LIF-Signal am Kolbenmuldenrand wird durch die Umlenkung des Gemisches und den Einfluss der Quetschströmung zusehends breiter. Zu diesem Zeitpunkt ist in den Chemilumineszenzuntersuchungen das Maximum der Flammenemissionen im UV-Bereich

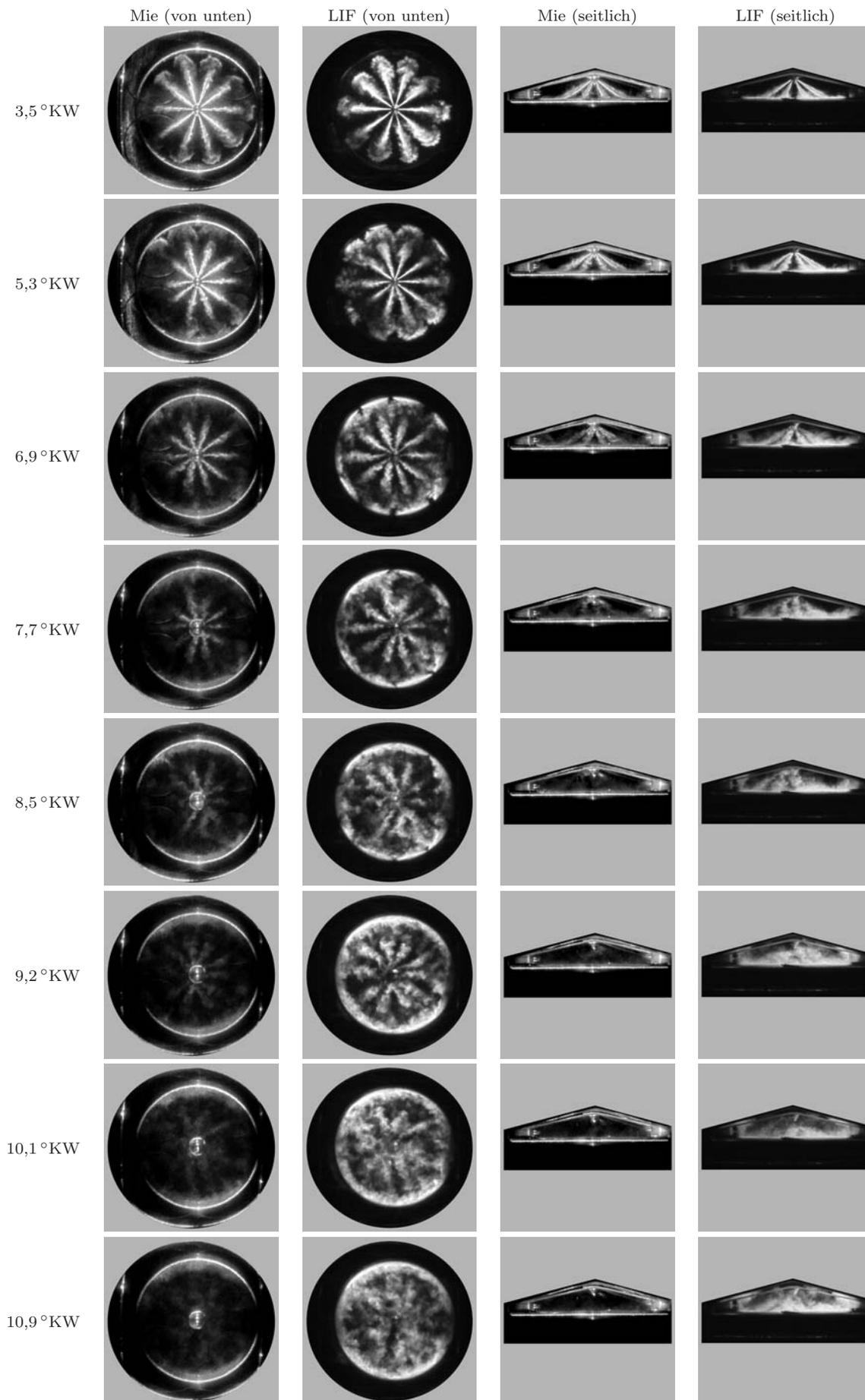


Abbildung 5.3: Betriebspunkt 1 - Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

sowie die maximale OH-Strahlungsintensität messbar. Der Zeitpunkt $10,9^\circ\text{KW}$ stellt in den Verbrennungsuntersuchungen den Moment maximaler Rußeigenleuchtenintensität dar. Der Kraftstoff konzentriert sich unverändert ringförmig breiter werdend im Randbereich des Brennraums und etwas weniger stark im Brennraumzentrum.

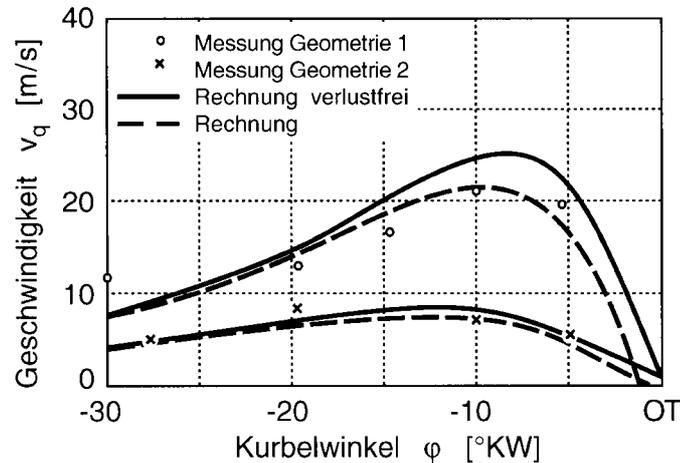


Abbildung 5.4: Quetschströmungsgeschwindigkeiten mit Maximum bei ca. -10°KW und Richtungsumkehr ab dem oberen Totpunkte für zwei beispielhafte Geometrievarianten eines Brennraums (Geometrie 1: annähernd dachförmiger Brennraum und flacher Kolben, Geometrie 2: konventioneller Dieselmotor mit flachem Zylinderkopf und ω -förmiger Kolbenmulde) [114]

Fasst man die Beobachtungen während der Gemischbildung für diesen Betriebspunkte zusammen, so kann man festhalten, dass der Zündverzug für eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft vor Beginn der Verbrennung insgesamt zu kurz ist. Zu Zeitpunkten (siehe Tabelle 5.6, Seite 121) sowohl nach dem thermodynamischen Brennbeginn (Nulldurchgang Heizverlauf) als auch nach dem optischen Brennbeginn (erstes messbares Verbrennungssignal) ist noch flüssiger Kraftstoff im Brennraum vorhanden. Dieser verschwindet erst relativ spät ungefähr zu dem Zeitpunkt, ab dem in den Verbrennungsuntersuchungen das Rußeigenleuchten beginnt. Da die übergeordnete Ladungsbewegung (Tumble) die Gemischbildung kaum beeinflusst, wird diese ausschließlich durch die Einspritzung selbst und in geringem Maße durch die Quetschströmung bestimmt. Der Einfluss der Quetschströmung ist bei diesem Betriebspunkt hinsichtlich der Durchmischung von Kraftstoff und Luft vor und nach dem Beginn der Verbrennung nachteilig. Der Kraftstoffdampf wird in seiner Ausbreitung zurück in Richtung Einspritzdüse nach Erreichen des Brennraumdaches durch die umgekehrte Quetschströmung der beginnenden Expansion behindert und konzentriert sich deshalb zu verbrennungsrelevanten Zeitpunkten ringförmig im Kolbenmuldenrandbereich.

Betriebspunkt 2

Für die Gemischbildung von Betriebspunkt 2 (Abbildung 5.5) gelten aufgrund der gleichen Einspritzung im Prinzip die gleichen Randbedingungen wie für Betriebspunkt 1, nur die Einlasslufttemperatur ist 5°C höher, um den Einfluss der Abgasrückführung zu berücksichtigen. Auf dem Bildmaterial der kombinierten Mie-/LIF-Messung ist dementsprechend kein Unterschied im Verlauf der Gemischbildung zwischen den beiden Betriebspunkten erkennbar. Allerdings verlängert sich durch die Abgasrückführung in den Verbrennungsuntersuchungen der Zündverzug, so dass jetzt andere Zeitpunkte des im Prinzip gleichen Verlaufes der Gemischbildung interessant sind.

Zum Zeitpunkt des Brennbeginns bei $5,8^{\circ}\text{KW}$ ist im Gegensatz zu Betriebspunkt 1 die Einspritzung bzw. Gemischbildung aufgrund des längeren Zündverzuges weiter fortgeschritten. Die Einspritzung wird gerade beendet und der Kraftstoff hat die Kolbenmuldenwand bereits erreicht und ist im Begriff, sich vertikal an dieser entlang in Richtung Brennraumdach zu bewegen. Das Gemisch hat die obere Kante der Kolbenmulde noch nicht erreicht, dies ist erst bei $6,1^{\circ}\text{KW}$ der Fall. Im folgenden verschwindet die Flüssigphase des Brennstoffes allmählich. Zum Zeitpunkt $8,5^{\circ}\text{KW}$, dem optischen Brennbeginn in den Verbrennungsuntersuchungen, ist die Einspritzung vollständig abgeschlossen und kaum noch Mie-Signal bzw. flüssiger Kraftstoff sichtbar. Im LIF-Signal sind im Brennraumzentrum wieder die Einspritzstrahlen des impulsarmen, zuletzt eingespritzten Kraftstoffes zu erkennen. Am Kolbenmuldenrand konzentriert sich der Brennstoff wie schon zuvor ringförmig und wird durch Umlenkung am Brennraumdach in Richtung Einspritzdüse sowie durch die Quetschströmung in den Bereich der Quetschflächen transportiert. Im Zeitraum $9,2^{\circ}\text{KW}$ bis $11,7^{\circ}\text{KW}$ verschwinden die Strukturen der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum langsam und der Ring mit intensivem LIF-Signal bzw. hoher Kraftstoffkonzentration im Randbereich des Brennraumes wird zusehends breiter. In diesem Zeitraum finden in den Verbrennungsuntersuchungen bei $10,9^{\circ}\text{KW}$ der Beginn der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel und bei $11,1^{\circ}\text{KW}$ der Zeitpunkt maximaler Wärmefreisetzung sowie bei $11,7^{\circ}\text{KW}$ die maximale Intensität der Flammenemissionen im UV-Bereich und das Maximum der OH-Strahlung statt. Der letzte dargestellte Zeitpunkt zeigt den Moment des maximalen Rußeigenleuchtersignals bei $13,9^{\circ}\text{KW}$ in den Verbrennungsuntersuchungen. Es ist eine relativ gleichmäßige Gemischverteilung im Brennraum zu erkennen, weiterhin aber schwerpunktmäßig im Bereich des Kolbenmuldenrandes.

Fasst man die Beobachtungen während der Gemischbildung bei diesem Betriebspunkt zusammen, so bleibt festzuhalten, dass der verlängerte Zündverzug die verbrennungsrelevanten Zeitpunkte während der Gemischbildung nach hinten verschiebt, so dass diese insgesamt etwas weiter fortgeschritten ist als bei Betriebspunkt 1. Trotzdem ist auch hier wieder flüssiger Kraftstoff zu Zeitpunkten nach dem Beginn der Verbrennung deutlich sichtbar. Der

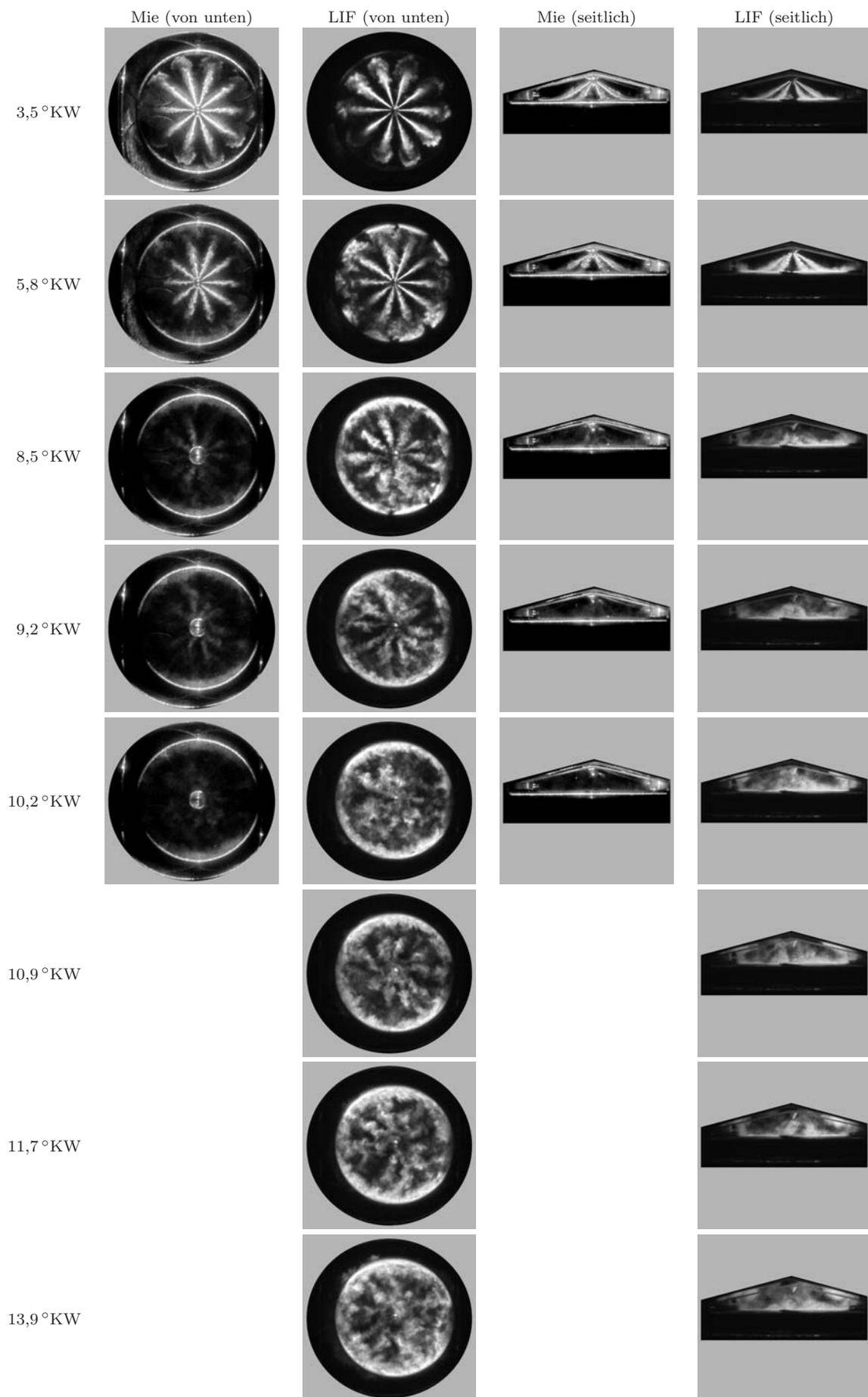


Abbildung 5.5: Betriebspunkt 2 - Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

Einfluss der Quetschströmung auf die Gemischbildung ist wie schon bei Betriebspunkt 1 nicht optimal, da sie den Kraftstoffdampf in seiner Ausbreitung zurück in Richtung Einspritzdüse nach Erreichen des Brennraumdaches behindert bzw. durch die Expansion in die Randbereich des Brennraums transportiert. Dies hat zur Folge, dass sich der Kraftstoff unverändert die meiste Zeit während der Verbrennung ringförmig im Kolbenmuldenrandbereich konzentriert.

Betriebspunkt 3

Bei Betriebspunkt 3 (Abbildung 5.6) beginnt die Einspritzung bei $-13,3^{\circ}\text{KW}$. Durch die frühere Ansteuerung der Einspritzung bei -17°KW im Gegensatz zu den beiden ersten Betriebspunkten bei -6°KW ergibt sich ein größerer Abstand zwischen Einspritzdüse und Kolbenboden und somit eine größere freie Strahllänge. Dies schafft zu Beginn etwas bessere Randbedingungen für eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft. Die Einspritzstrahlen erreichen den Kolbenboden nach 3°KW bei $-10,4^{\circ}\text{KW}$ und breiten sich daraufhin wieder flächig auf dem Kolbenboden in Richtung Muldenwand aus und werden dabei geringfügig aufgewirbelt. Es wird deutlich sichtbar flüssiger Kraftstoff auf den Kolbenboden aufgetragen. Im Gegensatz zu den beiden vorherigen Betriebspunkten ist durch die größere freie Strahllänge der Durchmesser der Strahlkeulen beim Auftreffen etwas größer und der Auftreffpunkt liegt weiter außen. Dadurch fällt die flächige Ausbreitung des Kraftstoffes auf dem Kolbenboden etwas größer aus und findet weiter außen in der Kolbenmulde statt. Die laufende Einspritzung schiebt den flüssigen und dabei verdampfenden Kraftstoff vor sich her, bis dieser bei ca. $-7,1^{\circ}\text{KW}$ die Kolbenmuldenwand erreicht. Danach breitet sich der Kraftstoffdampf wieder radial entlang der Kolbenmuldenwand aus und beginnt vertikal an dieser in Richtung Brennraumdach aufzusteigen. Ab $-5,9^{\circ}\text{KW}$ ist das Schließen der Düsennadel durch die instabil werdenden Einspritzstrahlen erkennbar. Zum Zeitpunkt $-5,0^{\circ}\text{KW}$, dem Beginn der Wärmefreisetzung in den Verbrennungsuntersuchungen, wird die Einspritzung gerade beendet und es ist noch flüssiger Kraftstoff in Form von Einspritzstrahlen, aber auch auf dem Kolbenboden vorhanden. Der dampfförmige Kraftstoff hat sich radial entlang der Kolbenmuldenwand ausgebreitet, aber noch keinen geschlossenen Ring gebildet. In seiner vertikalen Ausbreitung entlang der Muldenwand in Richtung Brennraumdach haben die Bereiche mit LIF-Signal links und rechts, wo die Kolbenmulde die geringste Tiefe aufweist, gerade den oberen Rand erreicht und werden im folgenden umgelenkt und durch die noch vorhandene nach innen gerichtete Quetschströmung wieder in Richtung Brennraumzentrum transportiert. Ab $-3,9^{\circ}\text{KW}$ beginnt die flüssige Phase des Brennstoffes allmählich zu verschwinden. Zum Zeitpunkt $-1,5^{\circ}\text{KW}$ befindet sich nur noch dampfförmiger Kraftstoff im Brennraum, sowohl im Brennraumzentrum in Form von sich auflösenden Resten der Einspritzstrahlen des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes als auch ringförmig im Bereich des Kolbenmuldenrandes. Die nach innen gerichtete Quetschströmung kommt zu diesem Zeitpunkt allmählich zum Erliegen und kann den Transport von Gemisch wieder zurück in Richtung Brennraumzentrum entlang des Daches nicht mehr weiter unterstützen. Bei

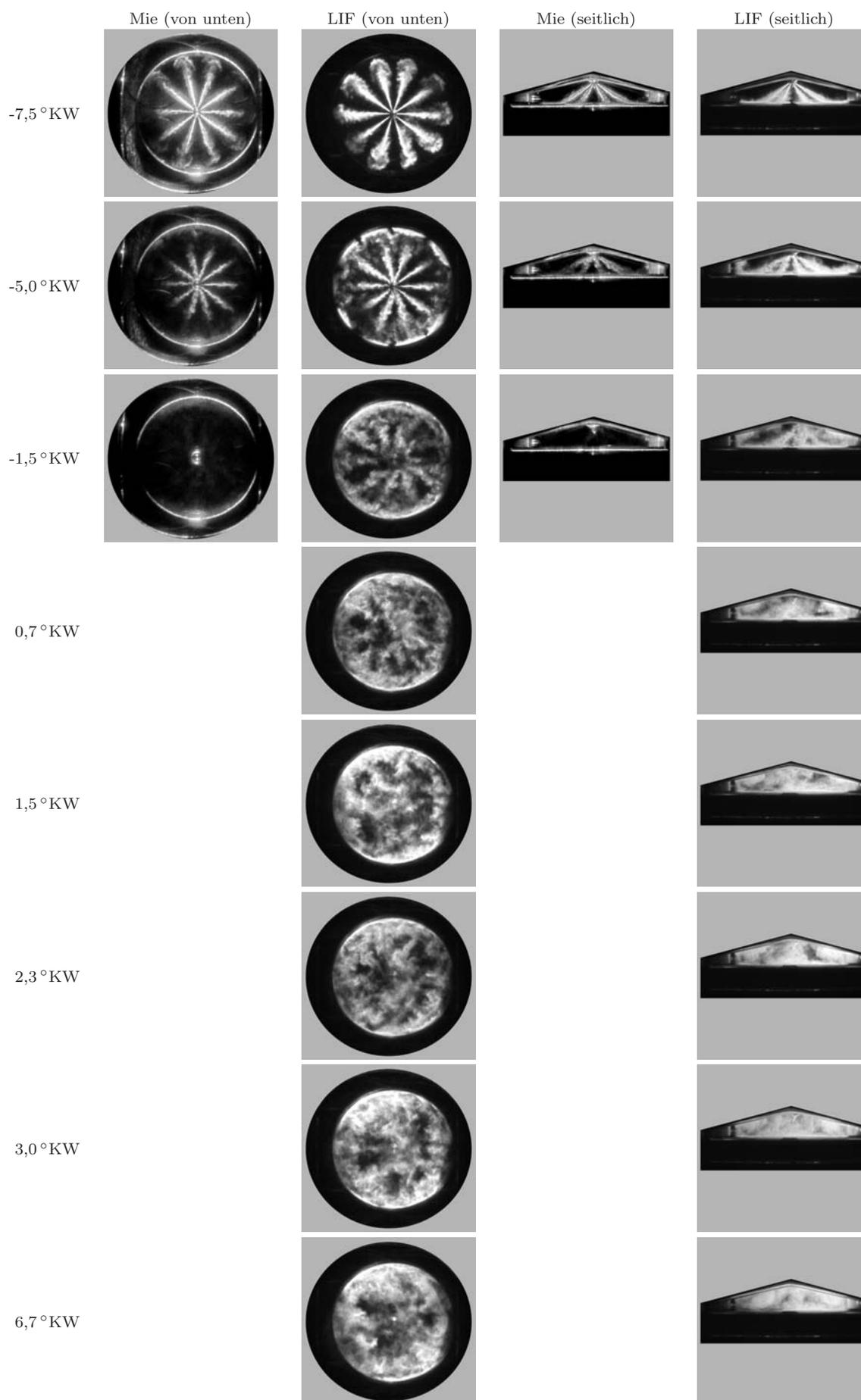


Abbildung 5.6: Betriebspunkt 3 - Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

0,7°KW, dem optischen Brennbeginn, findet man schon eine relativ gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum vor, wobei dieser immer noch schwerpunktmäßig im Muldenrandbereich zu finden ist. Die Struktur der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum ist im LIF-Signal nicht mehr erkennbar. Zum Zeitpunkt 1,5°KW haben die Flammenemissionen im UV-Bereich sowie die Wärmefreisetzung in den Verbrennungsuntersuchungen ihr Maximum erreicht und es ist zum ersten Mal die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel messbar. Die Gemischbildungsuntersuchung in diesem Zeitraum zeigt bis einschließlich 6,7°KW eine immer gleichmäßiger werdende Gemischverteilung, wobei ein dünner Bereich mit etwas höherer Kraftstoffkonzentration unmittelbar an der Kolbenmuldenwand erhalten bleibt. Bei 6,7°KW ist in den Verbrennungsuntersuchungen der Zeitpunkt mit maximalem Rußeigenleuchten feststellbar.

Für die Zusammenfassung der Beobachtungen aus der Gemischbildung dieses Betriebspunktes ist es zunächst wieder hilfreich, sich die verbrennungsrelevanten Zeitpunkte in Tabelle 5.6 auf Seite 121 anzusehen. Aus ihr geht hervor, dass sich trotz des deutlich früheren Einspritzbeginns in Verbindung mit einer nochmals gesteigerten AGR-Rate der Zündverzug ab ABHE und damit die Zeit für eine gute Durchmischung von Luft und Kraftstoff nur geringfügig verlängert. Deshalb ist auch hier noch flüssiger Kraftstoff nach dem thermodynamischen Brennbeginn deutlich sichtbar. Er verdampft im Gegensatz zu Betriebspunkt 1 und 2 aber noch vor dem optischen Brennbeginn. Durch die frühe Einspritzung hat sich der thermodynamische Brennbeginn aber in die Phase der Kompression verlagert, so dass die Quetschströmung die Gemischbildung und die Durchmischung der laufenden Verbrennung zumindest in den frühen Phasen der Verbrennung stärker positiv beeinflussen kann. Die verbrennungsrelevanten Zeitpunkte liegen aber nach wie vor nicht optimal. Zu Beginn der Wärmefreisetzung befindet sich der gesamte Kraftstoff noch in der Kolbenmulde. Das Gemisch erreicht den Einflussbereich der Quetschströmung bzw. die Kolbenmuldenoberkante zeitgleich mit dem thermodynamischen Brennbeginn und schon relativ spät in der Kompression nach dem Maximum der Quetschströmung. Diese kann dann bei der beginnenden Verbrennung nur in der Anfangsphase zusätzlich zur Durchmischung von Kraftstoffdampf und Luft beitragen. Der Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung befindet sich kurz nach OT mit nur geringer Turbulenz, induziert durch die Kolbenbewegung.

Betriebspunkt 4

Bei Betriebspunkt 4 (Abbildung 5.7) wird die Einspritzung nochmals 3°KW früher angesteuert als bei Betriebspunkt 3, so dass der sichtbare Einspritzbeginn schon bei $-16,3^\circ\text{KW}$ erfolgt. Durch den folglich größeren Abstand zwischen Injektor und Kolbenboden verfügen die Einspritzstrahlen wieder über etwas mehr freie Strahllänge, bevor sie nach $3,6^\circ\text{KW}$ zum Zeitpunkt $-12,7^\circ\text{KW}$ wiederum etwas weiter außen in der Mulde auf den Kolbenboden treffen. Wie schon bei den Betriebspunkten zuvor breitet sich der flüssige und dabei verdampfende Kraftstoff auf dem Kolbenboden flächig in Richtung Muldenwand aus und wird dabei geringfügig aufgewirbelt. Zum Zeitpunkt $-10,3^\circ\text{KW}$ erreicht der Kraftstoff die Muldenwand und breitet sich daraufhin tangential an der Wand und vertikal in Richtung Brennraumdach aus. Der Kraftstoff gelangt in seiner vertikalen Bewegung zum Zeitpunkt $-8,9^\circ\text{KW}$ links und rechts, wo die Kolbenmulde die geringste Tiefe aufweist, an den oberen Rand. Das Gemisch erreicht diese Bereiche im Brennraum, wo die Quetschflächen am größten und die Quetschströmung somit am stärksten ist, ca. 3°KW früher in der Kompression als dies bei Betriebspunkt 3 der Fall ist. Die weitere Gemischbildung kann also mehr von der zusätzlichen Durchmischung von Kraftstoff und Luft durch die Quetschströmung profitieren. Die tangentiale Ausbreitung des Gemisches entlang der Kolbenmuldenwand ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht so weit fortgeschritten, dass sich ein geschlossener Ring überlappender Gemischbereiche mit hoher Kraftstoffkonzentration ausgebildet hat. In den unruhiger werdenden Einspritzstrahlen ist der beginnende Schließvorgang der Düsennadel und die daraus folgende Drosselung der Kraftstoffzufuhr zu erkennen. Zum Zeitpunkt $-7,3^\circ\text{KW}$, dem Beginn der Wärmefreisetzung in den Verbrennungsuntersuchungen, ist die Einspritzung vollständig abgeschlossen und in den Mie- und LIF-Aufnahmen sind im Brennraumzentrum nur noch die Einspritzstrahlen des impulsarmen, zuletzt eingespritzten Kraftstoffes zu sehen. Im äußeren Bereich der Kolbenmulde zeigt das LIF-Signal wie sich der noch relativ dünne ringförmige Bereich hoher Kraftstoffkonzentration gerade zu schließen beginnt. Im folgenden Zeitraum verschwindet das Mie-Signal bzw. die flüssige Phase des Brennstoffes, so dass ab $-4,8^\circ\text{KW}$ nur noch dampfförmiger Kraftstoff im Brennraum vorliegt. Dieser wird im Muldenrandbereich nach seiner Umlenkung am Brennraumdach durch die noch anhaltende nach innen gerichtete Quetschströmung in seiner Bewegung zurück in Richtung Einspritzdüse unterstützt und im Brennraumzentrum beginnen sich die Strukturen der Einspritzstrahlen des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes langsam aufzulösen. Zum Zeitpunkt $-1,5^\circ\text{KW}$, dem optischen Brennbeginn in den Verbrennungsuntersuchungen im nächsten Unterkapitel, findet man eine relativ gleichmäßige Gemischverteilung, tendenziell etwas mehr im Kolbenmuldenrandbereich, vor. Diese Homogenisierung des LIF-Signals bzw. der Gemischverteilung setzt sich in den weiteren dargestellten Zeitpunkten fort. Im Bereich des oberen Totpunktes befindet sich bei diesem Betriebspunkt das Maximum der Lichtemissionen im UV ($0,1^\circ\text{KW}$) und das Maximum der Wärmefreisetzung ($0,3^\circ\text{KW}$).

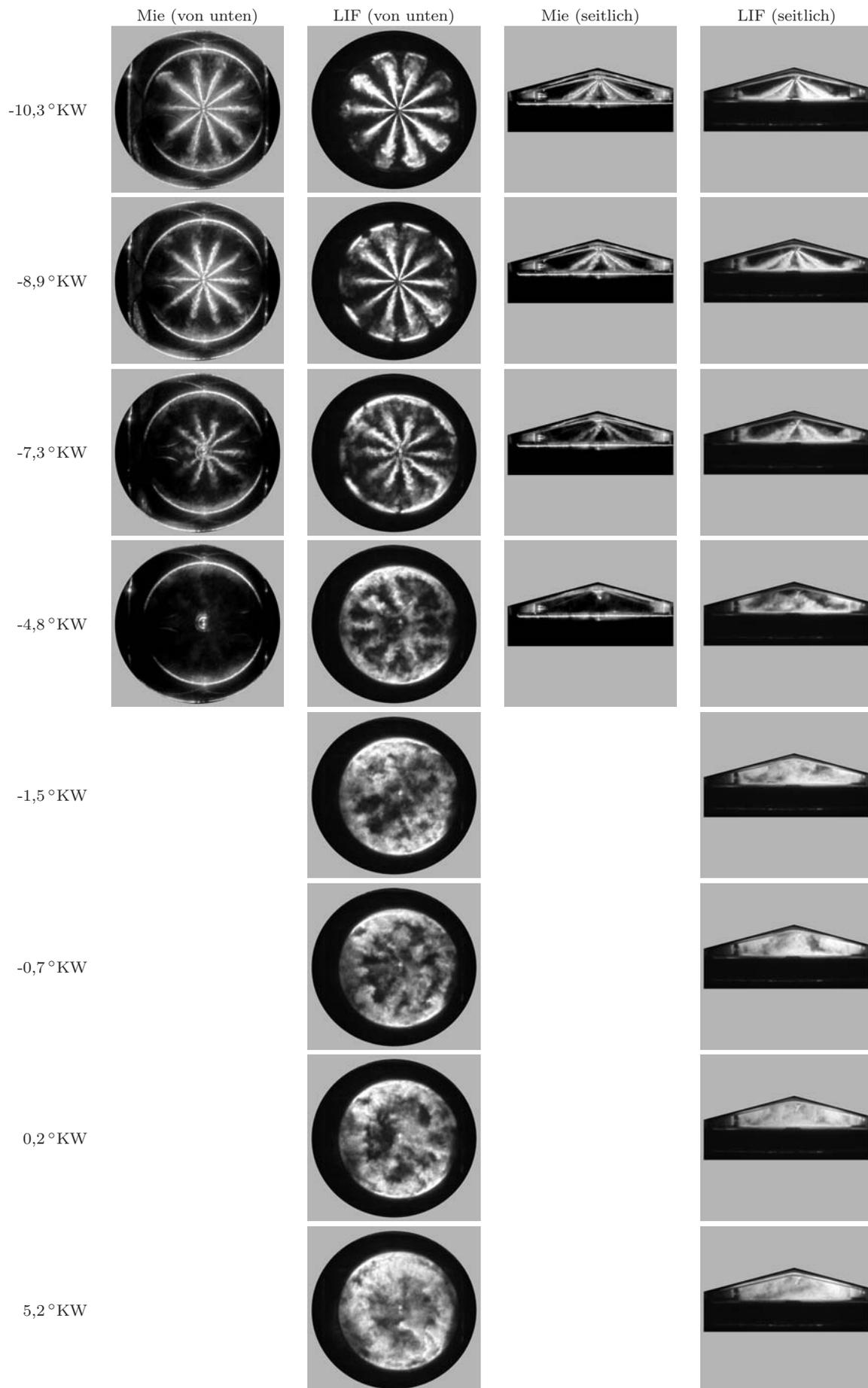


Abbildung 5.7: Betriebspunkt 4 - Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

Ein Blick auf die Tabelle 5.6 auf Seite 121 für die Zusammenfassung der Beobachtungen der Gemischbildung für diesen Betriebspunkt zeigt, dass die nochmalige Verschiebung der Einspritzung in Kombination mit einer weiteren Anhebung der AGR-Rate den Zündverzug nochmals, und diesmal wieder etwas deutlicher als zwischen Betriebspunkt 2 und 3, verlängert. Dieser Zeitgewinn für die Gemischbildung führt dazu, dass die flüssige Phase des Kraftstoffes früher nach dem Brennbeginn verschwindet als bei Betriebspunkt 3. Genauso hat sich der zeitliche Abstand zwischen der vollständigen Verdampfung des Kraftstoffes und dem optischen Brennbeginn ein weiteres Mal vergrößert. Durch die 3°KW frühere Einspritzung hat die Quetschströmung mehr Einfluss auf die Gemischbildung und die Durchmischung der Verbrennung. Das Kraftstoff-/Luftgemisch erreicht den Einflussbereich der Quetschströmung, die Kolbenmuldenoberkante, praktisch zum Zeitpunkt ihrer maximalen Intensität und noch deutlich vor dem thermodynamischen Brennbeginn. Dies führt zu einer größeren zusätzlichen Durchmischung der beginnenden Verbrennung.

Betriebspunkt 5

Der sichtbare Einspritzbeginn erfolgt bei Betriebspunkt 5 (Abbildung 5.8) bei -21,3°KW. Die nochmals frühere Aktivierung der Einspritzung bei -25°KW hat zur Folge, dass bei diesem Betriebspunkt die größte freie Strahllänge vorliegt. Die Einspritzstrahlen treffen erst nach 4°KW zum Zeitpunkt -17,2°KW im äußeren Bereich der Kolbenmulde auf den Boden auf und breiten sich flächig mit geringer Aufwirbelung nach außen hin aus. Sie erreichen bei -15,8°KW die Kolbenmuldenwand und folgen dieser anschließend wieder tangential und vertikal. Zum Zeitpunkt -13,9°KW erreicht das Gemisch in seiner vertikalen Ausbreitung die Oberkante der Kolbenmulde und bei -12,4°KW das Brennraumdach. In diesem Zeitraum schließt sich auch der Ring aus Kraftstoffdampf am Kolbenmuldenrand. Ab ca. -13,1°KW ist das Schließen der Düsennadel in den instabil werdenden Einspritzstrahlen zu erkennen. Bei ca. -12,4°KW ist die Nadel geschlossen und die Einspritzung abgeschlossen. Im folgenden wird der Kraftstoff im Kolbenmuldenrandbereich durch die Umlenkung am Brennraumdach und unterstützt durch die maximale Quetschströmung wieder in Richtung Brennraumzentrum transportiert, wodurch der ringförmige Bereich mit intensiven LIF-Signal bzw. hoher Kraftstoffkonzentration deutlich breiter wird. Die Struktur der Einspritzstrahlen des zuletzt eingespritzten Kraftstoffes beginnt sich allmählich aufzulösen. Zum Zeitpunkt -9,8°KW ist kein Mie-Signal und somit kein flüssiger Brennstoff mehr vorhanden. Erst danach bei -9,5°KW erfolgt der Beginn der Wärmefreisetzung in den Verbrennungsuntersuchungen. Im folgenden Zeitraum homogenisiert sich die Gemischverteilung zunehmend bis bei 3,2°KW, dem optischen Brennbeginn, eine relativ gleichförmige Verteilung des Kraftstoffdampfes im Brennraum vorliegt. An dieser Verteilung des Gemisches ändert sich von nun an nichts mehr.

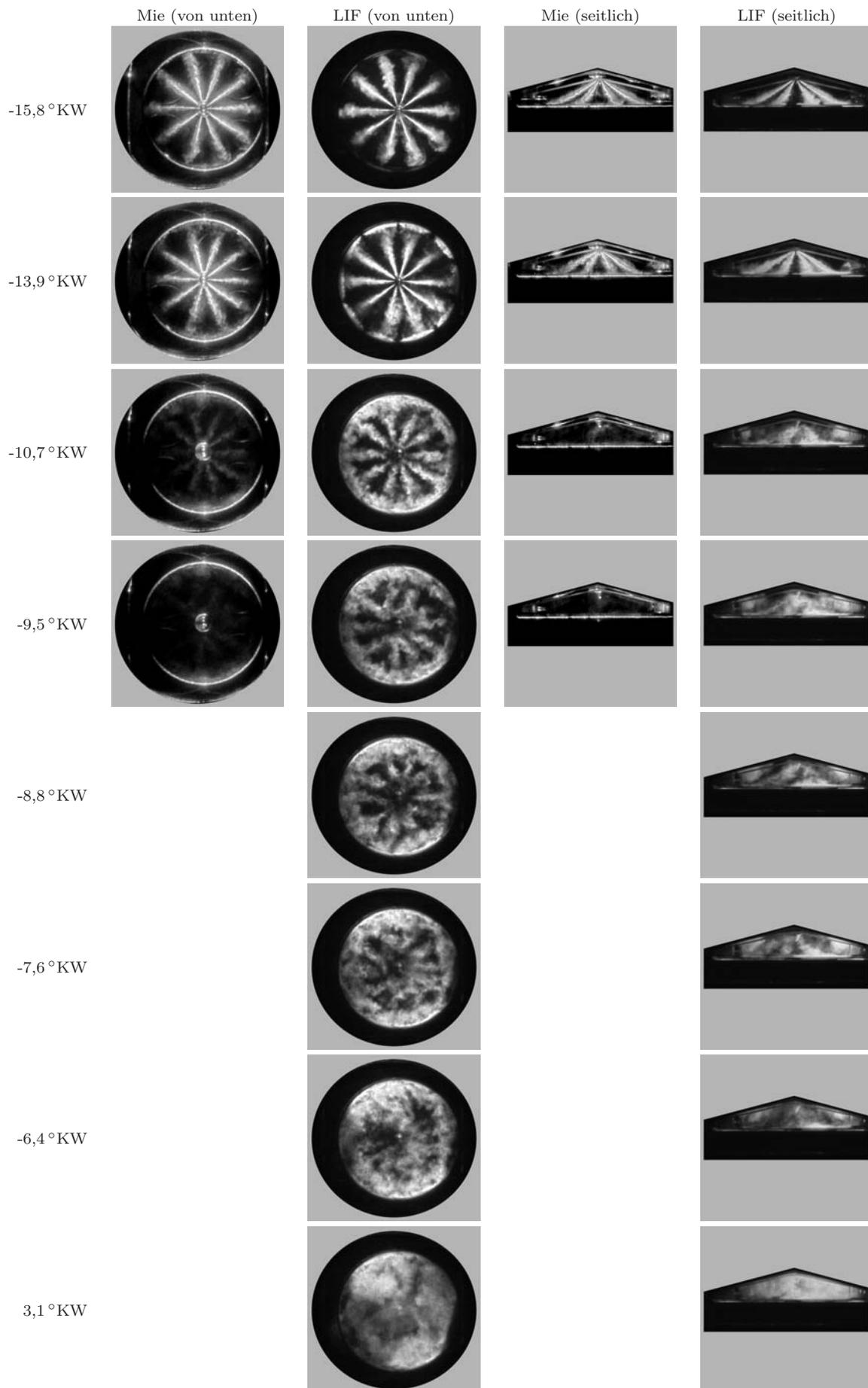


Abbildung 5.8: Betriebspunkt 5 - Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

Fasst man die Ergebnisse der Gemischnbildung unter Zuhilfenahme der verbrennungsrelevanten Zeitpunkte in Tabelle 5.6 auf Seite 121 für diesen Betriebspunkt zusammen, so ergibt sich, dass sich früheste Einspritzzeitpunkt und der längste Zündverzug positiv hinsichtlich einer möglichst gleichmäßigen Gemischverteilung vor der Verbrennung auswirken. Bereits vor dem Beginn der Wärmefreisetzung und noch weit vor dem optischen Brennbeginn liegt der Kraftstoff nur noch dampfförmig vor. Der Beginn der Wärmefreisetzung fällt ungefähr mit dem Zeitpunkt der maximalen Quetschströmung zusammen. Zu diesem Zeitpunkt hat das Gemisch das Brennraumdach bereits erreicht und wurde von diesem zusammen mit der Quetschströmung schon wieder ein kleines Stück zurück in Richtung Brennraumzentrum umgelenkt. Die gerade beginnende Verbrennung wird nach einem langen Zündverzug und somit schon guten Durchmischung von Kraftstoff und Luft noch zusätzlich von der maximal möglichen Quetschströmung erfasst.

5.2.3 Untersuchung der Verbrennung der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte mit zyklusaufgelöster Flammenemissionsspektroskopie

In diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse der zyklusaufgelösten Flammenemissionsspektroskopie der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte gezeigt und diskutiert. Zu jedem Betriebspunkt ist die vollständige zeitliche Entwicklung der Intensität und der spektralen Verteilung der Lichtemissionen aus dem gesamten Messbereich jeweils zweimal wiedergegeben (siehe auch Kapitel 4.3.4 und Abbildung 4.14, Seite 70). In der jeweils oberen Darstellung deckt die in Abbildung 4.10 gezeigte Intensitätsskala für die Falschfarbendarstellung den gesamten in der Messung erfassten Intensitätsbereich ab. Die zugehörigen absoluten maximalen Intensitätswerte sind unter der Abbildung angegeben (z.B. $32\text{ K} = 32000$). In der jeweils unteren Darstellung werden nur die schwachen Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich betrachtet. Dementsprechend wird die Farbskala an das Intensitätsmaximum der Signale in diesem Wellenlängenbereich angepasst. Größere Signalintensitäten, wie sie bei fast allen Betriebspunkten durch die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel verursacht werden, werden abgeschnitten. Diese Bereiche erscheinen in der Darstellung dann weiß. Die zugehörigen absoluten maximalen Intensitätswerte der Emissionen im UV-Bereich sind ebenfalls bei jeder Abbildung mit angegeben. Des Weiteren werden für jeden Betriebspunkt Einzelzeitpunkte der Zündphase bis zum Einsetzen der Rußeigenleuchtenstrahlung dargestellt, beschrieben und diskutiert. Dies erfolgt in Form der beispielhaft in den Abbildungen 4.12 und 4.13 gezeigten und in Kapitel 4.3.4 beschriebenen Darstellungen. In den mit Falschfarben hinterlegten Rohbildern aus dem Brennraum reicht die Farbskala immer von 0 bis 255. Weiße Bereiche kennzeichnen hier den Maximalwert der Intensität, ab welchem der Bildverstärker übersteuert. Bei der Analyse der Messungen werden auch die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen aus dem vorangegangenen Kapitel und der Rußeigenleuchtenuntersuchungen aus Kapitel 5.2.4 (ab Seite 125) mit einbezogen.

Betriebspunkt 1

Im ersten Betriebspunkt (ABHE -6°KW , keine AGR) beginnen die Lichtemissionen $6,9^\circ\text{KW}$ nach OT (Abbildung 5.9 oben), $12,9^\circ\text{KW}$ nach ABHE, punktuell etwa auf halber Länge zwischen Düsen Spitze und Kolbenmuldenwand (siehe auch Abbildung 4.12, Seite 70) mit sehr schwachem Signal in einem Wellenlängenbereich von ca. 280-480 nm. Die Mie-Aufnahmen aus Kapitel 5.2.2 auf Seite 86 zeigen, dass zu diesem Zeitpunkt die Einspritzung bereits beendet ist, aber noch flüssiger Kraftstoff in Form von deutlich sichtbar ausgeprägten Einspritzstrahlen und direkt auf dem Kolbenboden vorhanden ist. Die LIF-Aufnahmen zeigen, dass das Signal aus dem Bereich kommen muss, wo der Kraftstoffstrahl auf den Kolbenboden auftrifft und nicht aus dem Bereich darüber am Brennraumdach. Zu diesem Zeitpunkt ist der Kraftstoffdampf noch nicht so weit über Wand-Wechselwirkung mit dem Kolben und dem Brennraumdach in den Brennraum vorgedrungen. Das Spektrum zeigt zahl-

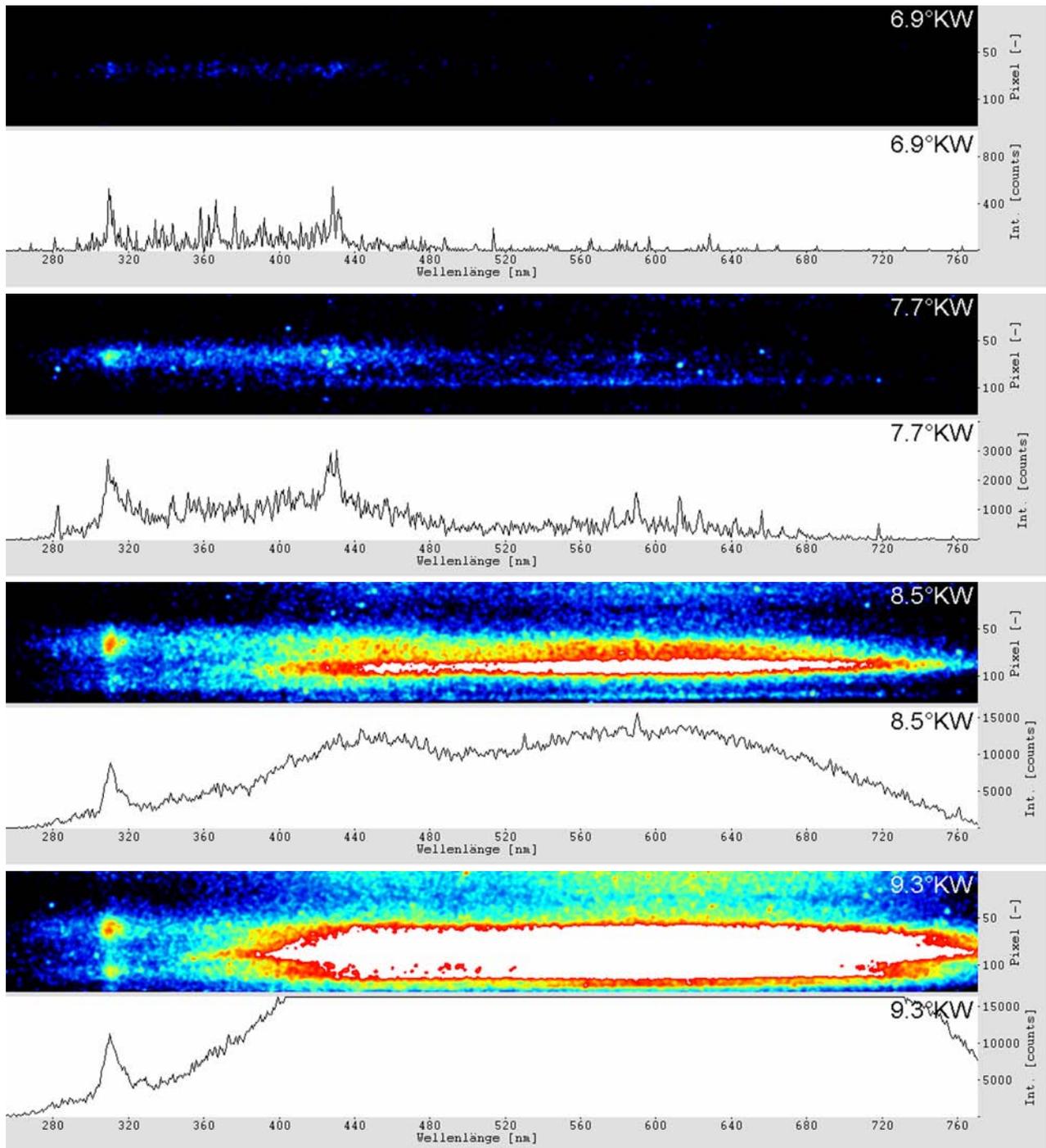


Abbildung 5.9: BP1: Einzelzeitpunkte des Eigenleuchtens der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (jeweils oben: Rohbilder aus dem Brennraum, unten: über den Messbereich aufsummierte Intensität über der Wellenlänge)

reiche signifikante Maxima, die mit Hilfe geeigneter Literatur [49, 64, 65, 66, 112] wichtigen angeregten Zwischenprodukten der Verbrennung wie OH-, HCO-, CH₂O- (Formaldehyd), CH-Radikalen und angeregten O₂-Molekülen zugeordnet werden können. Allerdings sind auch Maxima zu sehen, die nicht auf diese Verbrennungszwischenprodukte, sondern auf Lumineszenz von Kraftstoffverunreinigungen zurückzuführen sind [112]. Eine nachträgliche chemische Analyse des regulär an einer Tankstelle erworbenen Kraftstoffes ergab, dass

Spuren diverser, hauptsächlich metallischer Verunreinigungen darunter z.B. Natrium, im Kraftstoff nachgewiesen werden können. Beim Transport, der Lagerung und vor allem der Druckerzeugung ist es unvermeidlich, dass Verschmutzungen in den Kraftstoff eingetragen werden. Sie können z.B. aus Dichtungsmaterialien oder dem Leitungssystem ausgewaschen werden sowie durch Metallabrieb entstehen. Auch andere Autoren, z.B. Block und Uhl [14, 151], berichten von derartigen Verunreinigungen des Brennstoffes, die ein ausgeprägtes Fluoreszenzverhalten aufweisen und in den Messungen neben der Chemilumineszenz der Verbrennungszwischenprodukte deutlich zu sehen sind. Besonders stark treten die Natrium-D-Linien bei 589 nm in Erscheinung [14]. Sie sind auch im Rahmen dieser Untersuchung bei fast allen Betriebspunkten zu beinahe allen Zeitpunkten sichtbar.

Die Intensität der Lichtemissionen nimmt 7,7°KW nach OT im Wellenlängenbereich von 280-500 nm auf halber Länge zwischen Einspritzdüse und Kolbenmuldenwand zu, wobei sich zwei Zentren bei ca. 310 nm und ca. 430 nm ausprägen, die hauptsächlich der Chemilumineszenz von OH- sowie CH₂O- und CH-Radikalen zuzuschreiben sind. Die entsprechenden Mie-Aufnahmen zeigen, dass nun fast kein Mie-Signal bzw. flüssiger Kraftstoff mehr im Brennraum vorhanden ist. Auf den LIF-Aufnahmen zu diesem Zeitpunkt ist zu sehen, dass sich der Kraftstoff tangential entlang des Kolbenmuldenrandes konzentriert bzw. ausbreitet und schon einen fast geschlossenen Ring gebildet hat. Des Weiteren sind im Brennraumzentrum die mittlerweile hauptsächlich dampfförmigen Einspritzstrahlen des impulsarmen, zuletzt eingespritzten Brennstoffes zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt beginnt auch sehr schwach die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel, sowohl auf Höhe der Emissionen im UV-Bereich als auch punktuell in Regionen hoher Kraftstoffkonzentration kurz vor dem Kolbenmuldenrand in einem Wellenlängenbereich von ca. 400-720 nm. Hier ist zum ersten Mal auch das zuvor erwähnte Maximum der Natrium-D-Linien bei 589 nm zu sehen.

Einen Zeitschritt weiter bei 8.5°KW zeigen die Gemischbildungsuntersuchungen nur noch andeutungsweise erkennbare Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum und nach wie vor einen ringförmigen Bereich hoher Kraftstoffkonzentration im Kolbenmuldenrandbereich. Der Kraftstoff hat hier in seiner vertikalen Bewegung das Brennraumdach erreicht und wird dort wieder in Richtung Einspritzdüse umgelenkt. Durch die Expansion wird diese Bewegung aber behindert bzw. es wird Gemisch in den Quetschspalt gesaugt. Diese Informationen sind bei der Bewertung der Flammenemissionen wieder sehr hilfreich. Es ist zu erkennen, dass die Lichtemissionen im Bereich von 310-320 nm hauptsächlich verursacht von OH- [5, 153], aber auch HCO- und CH-Radikalen [49], an Intensität gewinnen und sich ein zweiter Entstehungsort unmittelbar an der Kolbenmuldenwand ausbildet. Da der Kraftstoffdampf zu diesem Zeitpunkt das Brennraumdach bereits erreicht hat, kann die vertikale Position dieses zweiten Entstehungsortes nicht eindeutig bestimmt werden. Auch das zweite Zentrum bei ca. 440 nm auf halber Strecke zwischen Einspritzdüse und Kolbenmuldenwand wird intensiver und dehnt sich aus. Da der Kraftstoffdampf zu diesem Zeitpunkt am Brennraumdach noch

nicht wieder so weit zurück in Richtung Einspritzdüse vorgedrungen ist, kann das Signal, genau wie das bei 310-320 nm auf gleicher Höhe im Messbereich, ausschließlich aus dem Bereich der Auftreffpunkte der Einspritzstrahlen auf dem Kolbenboden bzw. etwas darüber stammen. Die Rußeigenleuchtenstrahlung aus der Region mit hoher Kraftstoffkonzentration etwas vor der Kolbenmuldenwand in einem Wellenlängenbereich von ca. 400-760 nm ist zu diesem Zeitpunkt bereits so intensiv, dass der Bildverstärker in diesem Bereich übersteuert. Trotzdem sind neben dem OH-Peak zwei übergeordnete Maxima zu erkennen. Das Maximum bei ca. 600 nm entsteht durch die kontinuierliche Festkörperstrahlung der Rußteilchen. Das Maximum bei ca. 460 nm wird durch die überlagerte Bandenstrahlung der Verbrennungszwischenprodukte im UV-Bereich (vor allem CH_2O - und CH -Radikale [31]) sowie dem praktisch kontinuierlichen Spektrum angeregter CO_2 -Moleküle zwischen 391 nm und 534 nm hervorgerufen [124]. Die Lichtemissionen im unmittelbaren Bereich der Einspritzdüse sind Reflexionen des besonders starken Signals zwischen 400 und 700 nm bzw. bei späteren Zeitpunkten mit intensiveren Lichtemissionen aus dem gesamten Wellenlängenbereich.

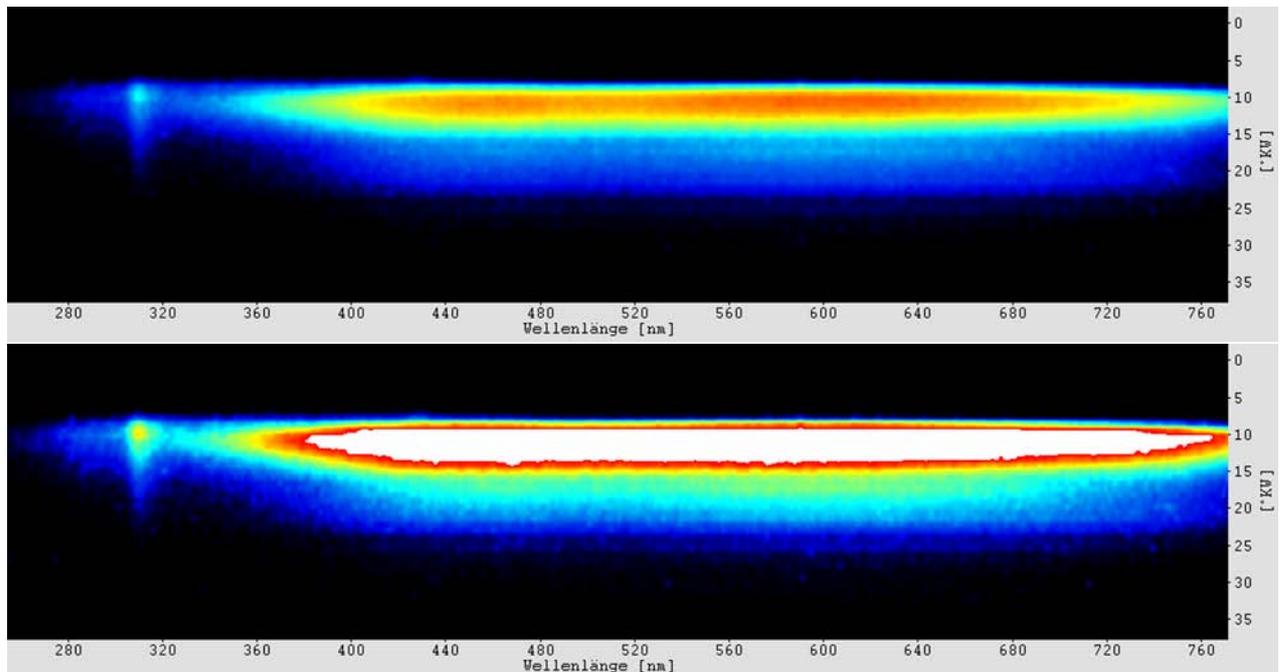


Abbildung 5.10: BP1: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (Farbskala oben: 0-32 K, unten: 0-16 K)

Im Zeitraum von $9,1^\circ\text{KW}$ bis $14,1^\circ\text{KW}$ ist das Rußeigenleuchten ab der Hälfte des Messbereichs bis hin zur Kolbenmuldenwand und darüber hinaus in einem Wellenlängenbereich von ca. 380 bis über 760 nm so kräftig, dass der Bildverstärker übersteuert. Trotzdem kann man aus Abbildung 5.10 das zeitliche Intensitätsmaximum der kontinuierlichen Festkörperstrahlung bei ca. $10,9^\circ\text{KW}$ erkennen. Dieser Wert stimmt auch mit dem der Rußeigenleuchtenuntersuchungen im nächsten Unterkapitel überein. Auch bleiben die beiden übergeordneten spektralen Intensitätsmaxima bei ca. 450-460 nm und 600 nm erkennbar. Die beiden Entstehungsorte der Lichtemissionen des OH-Radikals im Bereich von 310 nm auf

halbem Weg zwischen Düsen Spitze und Muldenwand sowie direkt vor der Kolbenmuldenwand bleiben ebenfalls erhalten. Das Intensitätsmaximum der OH-Chemilumineszenz liegt bei $10,1^\circ\text{KW}$. Ab $14,1^\circ\text{KW}$ liegt die Intensität des Rußeigenleuchtensignals wieder im Messbereich des Bildverstärkers und klingt kontinuierlich ab. Parallel dazu nimmt auch die Intensität der OH-Strahlung bei unveränderten Entstehungsorten ab. Sie verschwindet allerdings etwas vor dem letzten messbaren Rußeigenleuchtensignal. Die Gemischbildungsaufnahmen in diesem Zeitraum zeigen nur noch dampfförmigen Kraftstoff, der sich ringförmig breiter werdend in den äußeren Bereichen der Kolbenmuldenwand sowie im Brennraumzentrum in Form von sich auflösenden Strukturen der Einspritzstrahlen verteilt.

Die Beobachtungen an diesem Betriebspunkt können wie folgt zusammengefasst werden: Zum Zeitpunkt der ersten detektierbaren Lichtemissionen zeigen die Mie-Bilder noch deutlich flüssige Kraftstoffphase in Form von Einspritzstrahlen im Brennraum sowie direkt auf dem Kolbenboden. Der Zeitraum, in dem ausschließlich Lichtemissionen im UV-Bereich zu sehen sind, ist sehr kurz (nur $0,8^\circ\text{KW}$ /ein Bildabstand). Das Rußeigenleuchten setzt fast unmittelbar ein. Vor dem Beginn der kontinuierlichen Festkörperstrahlung im Bereich hoher Kraftstoffkonzentration unmittelbar vor der Kolbenmuldenwand sind zahlreiche Maxima im Spektrum zu erkennen, die wichtigen Verbrennungszwischenprodukten wie OH-, HCO-, CH- und CH_2O -Radikalen zugeordnet werden können. Die Lichtemissionen von Kraftstoffverunreinigungen wie z.B. von Na bei 589 nm sind ebenfalls deutlich im Spektrum sichtbar. Zu Beginn der Verbrennung kann man hauptsächlich die Bandenstrahlung von angeregten Verbrennungszwischenprodukten zwischen 280 und 500 nm erkennen. Zu späteren Zeitpunkten, nach Einsetzen des Rußeigenleuchtens, kommt das intensivere kontinuierliche Spektrum angeregter CO_2 -Moleküle zwischen 391 und 543 nm [49, 124] hinzu. Dies könnte die Erklärung für die Verlagerung des übergeordneten Maximums der Lichtemissionen im UV-Bereich von ca. 430 nm nach 450 bis 460 nm sein. Während des Rußeigenleuchtens, das so intensiv ist, dass es alle Lichtemissionen größer 380 nm überstrahlt, ist signifikante Chemilumineszenz-Strahlung nur im Bereich von ca. 305 bis 320 nm zu erkennen. Als Emittenten kommen OH-, HCO- und CH-Radikale in Frage [49]. Den Hauptanteil trägt aber mit Sicherheit die Strahlung des OH-Radikals bei [5, 153]. Sie entsteht hauptsächlich an Stellen, wo Spray-Wand-Wechselwirkung auftritt (Auftrittspunkt des Einspritzstrahls auf den Kolbenboden und die Muldenwand), also Bereiche in denen sich während der Einspritzung viel Kraftstoff ansammelt bzw. ein intensiver Impulsaustausch zwischen Einspritzstrahl und Kolben stattfindet.

Betriebspunkt 2

Im zweiten Betriebspunkt mit unverändertem Einspritzzeitpunkt bei -6°KW , aber dieses Mal mit 30% AGR, beginnen die Lichtemissionen bei $8,5^\circ\text{KW}$ (nicht abgebildet) wieder punktuell mit sehr schwachem Signal etwa auf halber Länge zwischen Düsen Spitze und

Kolbenmuldenwand in einem Wellenlängenbereich von ca. 280 bis 480 nm. Der Beginn erfolgt $1,6^\circ\text{KW}$ (zwei Bildabstände) später als bei Betriebspunkt 1 bzw. $14,5^\circ\text{KW}$ nach ABHE. Die Gemischbildungsuntersuchungen zu diesem Zeitpunkt zeigen, dass die Einspritzung abgeschlossen und nur noch sehr wenig Mie-Signal bzw. flüssige Kraftstoffphase im Brennraum vorhanden ist. Wie schon beim vorherigen Betriebspunkt lässt sich aus der Verteilung des Kraftstoffdampfes in den LIF-Aufnahmen ableiten, dass das Chemilumineszenzsignal aus dem Bereich kommen muss, wo der Kraftstoffstrahl auf den Kolbenboden trifft bzw. unmittelbar darüber und nicht aus dem Bereich unter dem Brennraumdach. Dieses hat der dampfförmige Brennstoff zwar bereits erreicht, ist nach seiner Umlenkung in Richtung Brennraumzentrum aber noch nicht so weit vorgedrungen. Bis $11,6^\circ\text{KW}$ nach OT zeigen die Gemischbildungsuntersuchungen dieses Betriebspunktes das vollständige Verschwinden der Flüssigphase, sich auflösende Strukturen der mittlerweile dampfförmigen Reste der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum sowie einen breiter werdenden Ring aus Kraftstoffdampf im äußeren Bereich der Kolbenmulde.

Einen Zeitschritt später $9,3^\circ\text{KW}$ nach OT nimmt die Intensität und die vertikale Ausdehnung der Lichtemissionen im Messbereich bei unveränderter spektraler Verteilung zwischen 280 und 500 nm zu. Es ist davon auszugehen, dass dieses Signal nach wie vor aus dem Bereich um den Auftreffpunkt des Einspritzstrahls auf den Kolbenboden bzw. unmittelbar darüber stammt. Wiederum sind zahlreiche signifikante Maxima zu erkennen, die der Chemilumineszenzstrahlung bekannter Verbrennungszwischenprodukte zugeordnet werden können. Sehr deutlich ist die Strahlung von CH_2O - und OH -Radikalen mit mehreren ausgeprägten Peaks sowie HCO - und CH -Chemilumineszenz zu erkennen.

Die Messergebnisse zum Zeitpunkt $10,1^\circ\text{KW}$ nach OT zeigen, dass die Intensität und die vertikale Ausdehnung der Lichtemissionen im Messbereich auf halber Länge zwischen Düsen Spitze und Kolbenmuldenrand weiter zunehmen. Der Wellenlängenbereich der messbaren Strahlung bleibt unverändert zwischen 280 und 500 nm. Neben diesem ersten Entstehungsort kommt im gleichen Wellenlängenbereich ein zweiter unmittelbar vor der Kolbenmuldenwand hinzu, dessen vertikale Position im Brennraum aufgrund der fortgeschrittenen Gemischbildung nicht eindeutig bestimmt werden kann. Wie schon bei Betriebspunkt 1, allerdings nicht mehr ganz so deutlich, bilden sich in dieser Phase zwei große Maxima bei 310 bis 320 nm und bei ca. 430 nm aus, die hauptsächlich von der Chemilumineszenzstrahlung der OH - und HCO -Radikale sowie der CH_2O - und CH -Radikale zugesprochen werden können [49]. Die Lichtemissionen zwischen den beiden Maxima stammen im wesentlichen auch von den oben genannten Emittenten. Wie schon beim vorherigen Zeitpunkt lassen sich einzelne Peaks auch wieder den Lichtemissionen angeregter Sauerstoffmoleküle zuordnen [49, 112]. In der Mitte des Messbereichs sind auch hier wieder sehr deutlich die Lichtemissionen des Natriums bei 589 nm zu sehen.

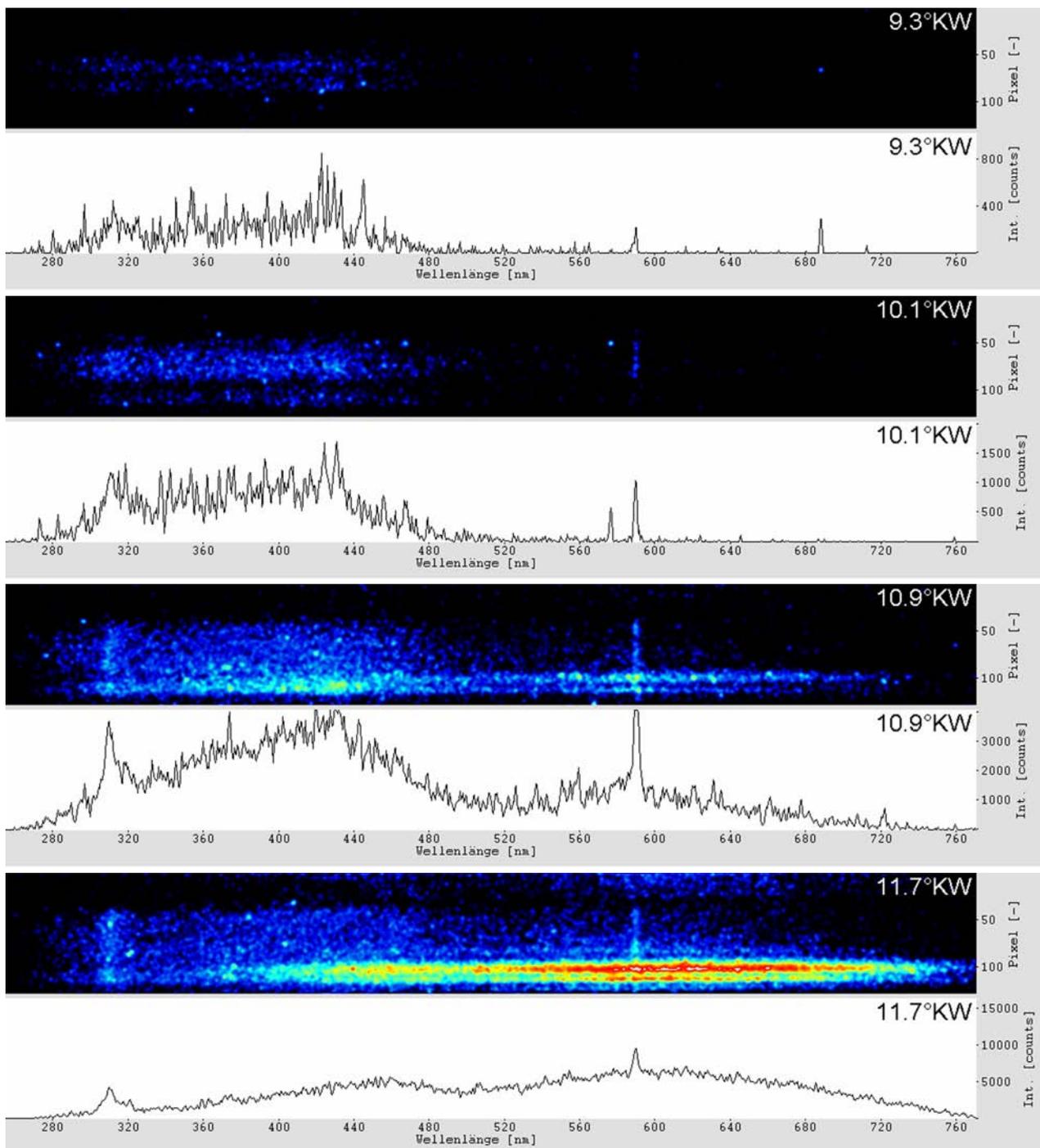


Abbildung 5.11: BP2: Einzelzeitpunkte des Eigenleuchtens der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (jeweils oben: Rohbilder aus dem Brennraum, unten: über den Messbereich aufsummierte Intensität über der Wellenlänge)

Zum Zeitpunkt 10,9°KW erstrecken sich die Lichtemissionen im UV-Bereich fast über das gesamte Messfenster zwischen Einspritzdüse und Kolbenmuldenwand. Die Intensität in der Mitte des Messbereichs nimmt leicht, unmittelbar am Muldenrand stark zu. Das absolute Maximum der Flammenemissionen im UV-nahen Bereich liegt bei ca. 430 nm in der Region der stärksten CH_2O - (370-470 nm) und CH-Bandenstrahlung [31]. Sie entstehen hauptsächlich am Kolbenmuldenrand und deutlich schwächer auch davor. Die Flammene-

missionen, welche das ausgeprägte Maximum bei ca. 305-320 nm hervorrufen, entstehen jetzt nicht mehr punktuell am Auftreffpunkt des Einspritzstrahls auf dem Kolbenboden und an der Muldenwand, sondern gleichmäßig in den unteren zwei Dritteln des Messbereichs. Zu diesem Zeitpunkt setzt auch die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel fast ausschließlich punktuell am Kolbenmuldenrand ein. Links und rechts des Maximums bei 589 nm, hervorgerufen durch die Lichtemissionen des Natriums, sind einzelne Peaks zu sehen, die der Chemilumineszenzstrahlung des C_2 -Radikals (Swan System) zugeordnet werden können [49].

Einen Bildabstand später, $11,7^\circ\text{KW}$ nach OT, setzt das Rußeigenleuchten hauptsächlich im Bereich hoher Kraftstoffkonzentration unmittelbar vor dem Kolbenmuldenrand massiv ein. Das spektrale Maximum der Festkörperstrahlung liegt konstant bei ca. 600 nm, während sich das Maximum der Lichtemissionen im UV-Bereich wie schon beim letzten Betriebspunkt mit einsetzendem Rußeigenleuchten von ca. 430 nm nach 460 nm verschiebt. Als Ursache kann hier wieder das intensive, praktisch kontinuierliche Spektrum angeregter CO_2 -Moleküle in einem Wellenlängenbereich von 391 bis 543 nm genannt werden [49, 124], welches die Bandenstrahlung der stark leuchtenden Radikale CH_2O und CH im Bereich von 430 bis 440 nm überlagert. Die Lichtemissionen bei ca. 310 bis 320 nm, hauptsächlich ausgehend von den OH-Radikalen, nehmen bei fast unveränderter räumlicher Verteilung innerhalb des Messbereichs weiter zu. Die OH-Strahlung ist zu diesem Zeitpunkt am höchsten.

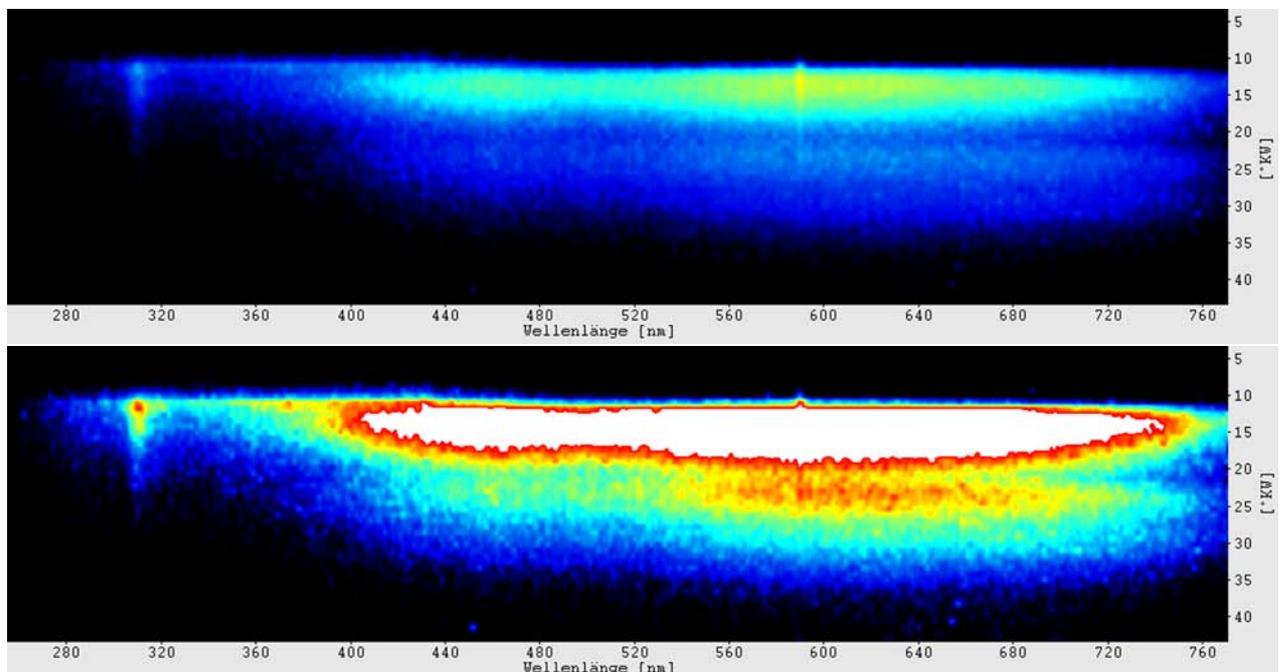


Abbildung 5.12: BP2: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (Farbskala oben: 0-16 K, unten: 0-4 K)

Zu späteren Zeitpunkten verursacht das Rußeigenleuchten ein Übersteuern des Bildverstärkers nur noch punktuell vor der Kolbenmuldenwand im Zeitraum von $12,5$ bis $17,3^\circ\text{KW}$. Das

Signal erreicht sein Maximum bei 13,3-14,1 °KW fällt dann ab um bei 22,9-23,7 °KW auf deutlich geringerem Niveau nochmals kurzzeitig an Intensität zu gewinnen, bevor es ganz verschwindet (Abbildung 5.12). Das Maximum stimmt wiederum mit dem der Rußeigenleuchtenuntersuchungen im nächsten Unterkapitel überein.

Fasst man die Beobachtungen zusammen, so stellt man zuerst fest, dass die Lichtemissionen 1,6 °KW später einsetzen als beim vorherigen Betriebspunkt. Die Dauer der Lichtemissionen im UV-Bereich vor Einsetzen des Rußeigenleuchtens ist mit 2,4 °KW deutlich länger als bei Betriebspunkt 1 mit nur 0,8 °KW. Solange keine kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel vorhanden ist, sind im Spektrum wieder zahlreiche Maxima sichtbar, die unter anderem der Chemilumineszenzstrahlung wichtiger Verbrennungszwischenprodukte wie OH-, HCO-, CH- und CH₂O-Radikalen sowie angeregter Sauerstoffmoleküle zuzuschreiben sind. Mit einsetzendem Rußeigenleuchten wird die Bandenstrahlung dieser Radikale wieder durch das annähernd kontinuierliche und intensivere Spektrum angeregter CO₂-Moleküle überlagert, wodurch sich das Maximum der Strahlung im UV-Bereich von ca. 430 nm nach 460 nm verschiebt. Die Lichtemissionen zwischen 280 und 480 nm entstehen zuerst etwa in der Mitte des Messbereichs zwischen Düse und Muldenwand (10,1 °KW), später auch direkt davor, dort wo unmittelbar im Anschluss das Rußeigenleuchten beginnt. Ab diesem Zeitpunkt (10,9 °KW) entstehen die Signale im UV-Bereich dann vorwiegend am Muldenrand. Lediglich die Strahlung bei ca. 310 nm, die hauptsächlich vom OH-Radikal ausgeht, entsteht gleichmäßig verteilt in den unteren zwei Dritteln des Messbereichs. Die Beobachtung, dass diese Flammenemissionen nicht mehr so signifikant punktuell wie bei Betriebspunkt 1 auftreten, in Kombination mit der Erkenntnis aus den Mie-Streulicht-Aufnahmen, dass der Kraftstoff deutlich früher in der Verbrennung nur noch dampfförmig vorliegt, lässt den Schluss zu, dass der längere Zündverzug eine bessere Durchmischung von Kraftstoff und Luft entlang des Messbereichs bewirkt. Die punktuelle Kraftstoffkonzentration an Stellen mit Spray-Wand-Wechselwirkung wie bei Betriebspunkt 1 liegt hier nicht mehr vor. Die Bereiche und der Zeitraum mit intensiven Rußeigenleuchten sind bei diesem Betriebspunkt deutlich kleiner. Das Signal entsteht hauptsächlich vor der Kolbenmuldenwand, wo die Gemischbildungsuntersuchungen zu diesem Zeitpunkt einen ringförmigen Bereich hoher Kraftstoffkonzentration zeigen. Trotzdem ist das Rußeigenleuchten immer noch so dominant, dass es abgesehen von der Chemilumineszenzstrahlung bei ca. 310 nm alle anderen Lichtemissionen größer 380 nm überlagert.

Betriebspunkt 3

Beim dritten Betriebspunkt erfolgt die Einspritzung deutlich früher als bei den beiden vorangegangenen bei -17 °KW. Die AGR-Rate wird auf 51 % erhöht. Zum Zeitpunkt 0,7 °KW sind die ersten Flammenemissionen messbar. In den Gemischbildungsuntersuchungen ist zu diesem Zeitpunkt seit ca. 2 °KW kein Mie-Signal bzw. flüssiger Brennstoff mehr im Brenn-

raum sichtbar und die LIF-Aufnahmen zeigen bereits eine relativ gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffdampfes im Brennraum, schwerpunktmäßig im Kolbenmuldenrandbereich. Die Struktur der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum ist so gut wie nicht mehr erkennbar. Die ersten Flammenemissionen treten im Gegensatz zu den beiden vorherigen Betriebspunkten unmittelbar vor der Muldenwand in einem Spektralbereich von 280 bis 500 nm auf. Eine vertikale räumliche Zuordnung dieses Signals im Brennraum mit Hilfe der LIF-Aufnahmen ist aufgrund der weiter fortgeschrittenen Gemischbildung nicht möglich. Diese ersten Flammenemissionen setzten deutlich früher innerhalb des Verbrennungszykluses, aber später nach ABHE als bei den beiden letzten Betriebspunkten ein (siehe Tabelle 5.6). Die diversen Maxima im Spektrum können wieder wichtigen Verbrennungszwischenprodukten wie OH-, HCO-, CH₂O- und CH-Radikalen zugeordnet werden.

Einen Zeitschritt später bei 1,5°KW nimmt die Intensität und die räumliche Ausdehnung der Flammenemissionen zwischen 280 und 500 nm im Messbereich zu. Es bildet sich ein Maximum bei ca. 430 nm aus und einzelne Peaks treten nicht mehr so deutlich hervor. Die spektrale Verteilung der Lichtemissionen im UV-Bereich lässt als wesentliche Emittenten wie schon zuvor auf CH₂O-, HCO-, CH-, OH-Radikale, angeregten Sauerstoff und das stärker werdende Kontinuum angeregter CO₂-Moleküle schließen. Das Signal im Bereich von 310 nm, im wesentlichen hervorgerufen durch die Chemilumineszenz der OH-Radikale, ist deutlich geringer ausgebildet als bei den beiden vorherigen Betriebspunkten. Neben den Flammenemissionen im UV ist zum ersten Mal schwaches kontinuierliches Rußeigenleuchten im Spektralbereich von 500 bis 700 nm zwischen Muldenrand und der Mitte des Messbereichs zu sehen.

Zum Zeitpunkt 2,3°KW ist die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel bereits sehr intensiv (noch kein Übersteuern des Bildverstärkers). Sie entsteht hauptsächlich direkt vor der Kolbenmuldenwand und etwas weniger intensiv in zwei Bereichen weiter oben im Messbereich. Das Maximum der Festkörperstrahlung liegt bei ca. 600 nm. Die Intensität der Flammenemissionen im UV nimmt zu und das Maximum verschiebt sich wie schon bei den beiden vorangegangenen Betriebspunkten wieder von ca. 430 nach 460 nm. Die örtliche Verteilung der Signale aus dem UV-Bereich im Messfenster entspricht der kontinuierlichen Rußeigenleuchtenstrahlung. Im Vergleich zu den Betriebspunkten 1 und 2 ist im Bereich von 310 nm praktisch kein Signal von OH-Radikalen mehr messbar.

Im nächsten erfassten Zeitpunkt bei 3,1°KW werden die Flammenemissionen bei gleich bleibender räumlicher und spektraler Verteilung im Messbereich intensiver und es sind wie schon zum Zeitpunkt 3,1°KW keine signifikanten Maxima im Spektrum mehr sichtbar. Im weiteren Verlauf der Verbrennung nimmt die Festkörperstrahlung der Rußpartikel weiter zu bis zum Maximalwert bei ca. 6,7°KW (Zeitpunkt deckt sich mit dem der Rußeigenleuchtenuntersuchungen im Kapitel 5.2.4) und fällt dann kontinuierlich wieder ab. Im Gegensatz zu

den beiden ersten Betriebspunkten ist im Wellenlängenbereich unter 360 nm nur sehr wenig Signal zu sehen.

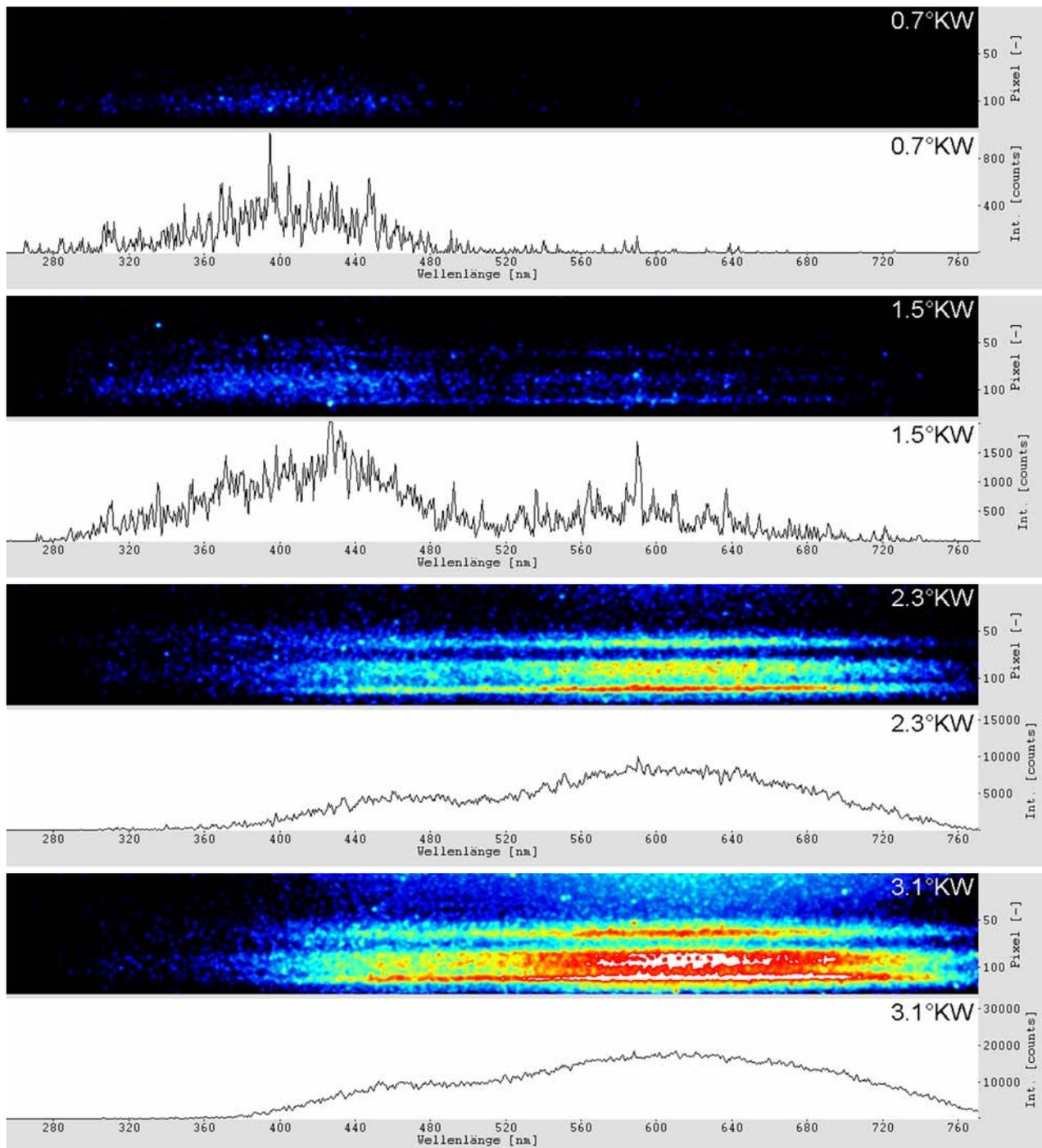


Abbildung 5.13: BP3: Einzelzeitpunkte des Eigenleuchtens der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (jeweils oben: Rohbilder aus dem Brennraum, unten: über den Messbereich aufsummierte Intensität über der Wellenlänge)

Die Beobachtungen der Flammenemissionsspektroskopie für diesen Betriebspunkt lassen sich wie folgt zusammenfassen: Die Lichtemissionen setzten deutlich früher im Verbrennungszyklus, aber später nach ABHE als bei den beiden letzten Betriebspunkten ein. Zum Zeitpunkt der ersten detektierbaren Signale zeigen die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchung

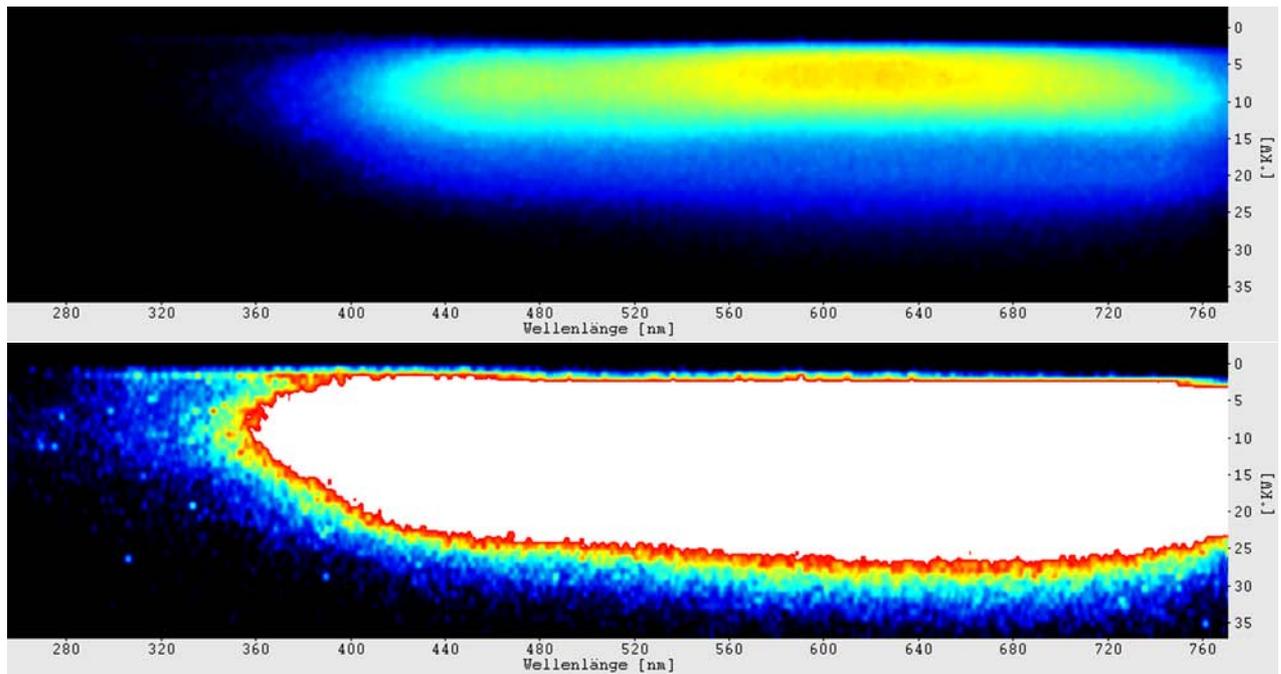


Abbildung 5.14: BP3: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (Farbskala oben: 0-32 K, unten: 0-1 K)

keinen flüssigen Diesel mehr im Brennraum und der dampfförmige Kraftstoff verteilt sich bereits relativ gleichförmig, schwerpunktmäßig aber im Bereich der Kolbenmuldenwand. Die Zeitdauer von Flammenemissionen ausschließlich im UV-Bereich vor dem Einsetzen der kontinuierlichen Rußeigenleuchtenstrahlung ist mit nur $0,8^{\circ}\text{KW}$ wieder deutlich kürzer als bei Betriebspunkt 2 mit $2,4^{\circ}\text{KW}$. Das Rußeigenleuchten setzt wie bei Betriebspunkt 1 praktisch unmittelbar nach Beginn der Flammenemissionen ein. Bevor das intensive Signal der heißen Rußpartikel alles andere weitgehend überlagert, sind wieder zahlreiche Maxima im Spektrum zu sehen, die wichtigen Verbrennungszwischenprodukten wie OH-, HCO-, CH und CH_2O -Radikalen zugeordnet werden können. Diese Signale zwischen 280 und 480 nm beginnen diesmal nicht auf halber Höhe im Messbereich, sondern vor der Kolbenmuldenwand und erst später fast im gesamten Messfenster zwischen Düse und Muldenwand. Zu späteren Zeitpunkten nach Einsetzen des Rußeigenleuchtens kommt zu diesen Molekülspektren der oben genannten Verbrennungszwischenprodukte das intensivere praktisch kontinuierliche Spektrum angeregter CO_2 -Moleküle hinzu, wodurch sich das Maximum der Flammenemissionen im UV-Bereich von ca. 430 nach 460 nm verlagert. Die räumliche Ausdehnung im Messbereich und die Dauer des intensiven Rußeigenleuchtens (Übersteuern von $3,1$ bis $12,7^{\circ}\text{KW}$) ist wieder deutlich größer als bei Betriebspunkt 2. Das zeitliche Maximum stimmt wieder mit den Rußeigenleuchtenuntersuchungen überein. Der größte Unterschied zu den beiden ersten Betriebspunkten besteht darin, dass vor allem zu späteren Zeitpunkten praktisch kein Chemilumineszenzsignal von OH-Radikalen mehr sichtbar ist und die Flammenemissionen im UV-Bereich unter 360 nm deutlich geringer ausfallen. Die Intensität und die räumliche Ausdehnung der Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel über den Messbereich

ist insgesamt größer als bei Betriebspunkt 2, aber kleiner als bei Betriebspunkt 1. Wie schon bei den beiden letzten Betriebspunkten bilden sich im Laufe der Verbrennung wieder zwei große Maxima bei 460 nm (u.a. CH-, CH₂O-Radikale und kont. CO₂-Spektrum) und ca. 600 nm (Rußeigenleuchten) aus.

Betriebspunkt 4

Im vierten der fünf Betriebspunkte wird die Einspritzung nochmals um 3°KW auf -20°KW vorgezogen und die AGR-Rate um weitere 6% auf 56% erhöht. Die Lichtemissionen beginnen extrem schwach zum Zeitpunkt -1,5°KW (nicht abgebildet) und können noch keinen Spezies zugeordnet werden. Die Lichtemissionen setzen früher innerhalb des Verbrennungszyklus, aber wieder später nach ABHE ein als beim letzten Betriebspunkt (siehe auch Tabelle 5.6). Die Gemischbildungsuntersuchung zu diesem Zeitpunkt zeigt, dass schon seit 4°KW kein flüssiger Kraftstoff im Brennraum vorhanden ist und sich das Gemisch schon über den ganzen Brennraum, schwerpunktmäßig im Kolbenmuldenrandbereich, verteilt hat. Dies macht eine vertikale räumliche Zuordnung der Verbrennungssignale (Kolbenboden oder Brennraumdach), wie bei den ersten beiden Betriebspunkten geschehen, hier wieder nicht möglich.

Bei -0,7°KW sind die ersten Flammenemissionen dann intensiv genug, um einige Maxima wiederum der Chemilumineszenz wichtiger Verbrennungszwischenprodukte wie OH-, HCO-, CH₂O-, CH-Radikale und angeregter Sauerstoffmoleküle zuordnen zu können. Sie entstehen relativ gleichmäßig zwischen Kolbenmuldenrand und Einspritzdüse in einem Wellenlängenbereich von ca. 280 bis 500 nm. Das übergeordnete Maximum liegt bei ca. 430 nm.

Einen Bildabstand später bei 0,1°KW werden die Lichtemissionen im UV bei unveränderter Lage im Spektrum intensiver und die Entstehungsorte können nun eindeutig identifiziert werden. Der erste der zwei Bereiche liegt unmittelbar vor dem Kolbenmuldenrand und der zweite in etwa in der Mitte des Messbereichs. Einzelne deutlich hervortretende Maxima können nach wie vor wichtigen Verbrennungszwischenprodukten als Emittenten zugeordnet werden. Wie schon bei Betriebspunkt 3 sind diverse Peaks im Bereich von 310 nm zu sehen, die der Chemilumineszenzstrahlung der OH-Radikale zuzuschreiben sind. Sie sind aber wieder bei weitem nicht so intensiv wie bei den beiden ersten Betriebspunkten. Das übergeordnete Maximum der Flammenemissionen liegt unverändert bei ca. 430 nm.

Zum Zeitpunkt 0,9°KW beginnt sich das Maximum der Signale im UV-Bereich bei unveränderter Intensität langsam hin zu höheren Wellenlängen zu verschieben. Dabei werden die Lichtemissionen am Kolbenmuldenrand intensiver. Die Signale auf halbem Weg zwischen Düsen Spitze und Muldenrand verlieren an Intensität. Die Lage der wenigen noch deutlich

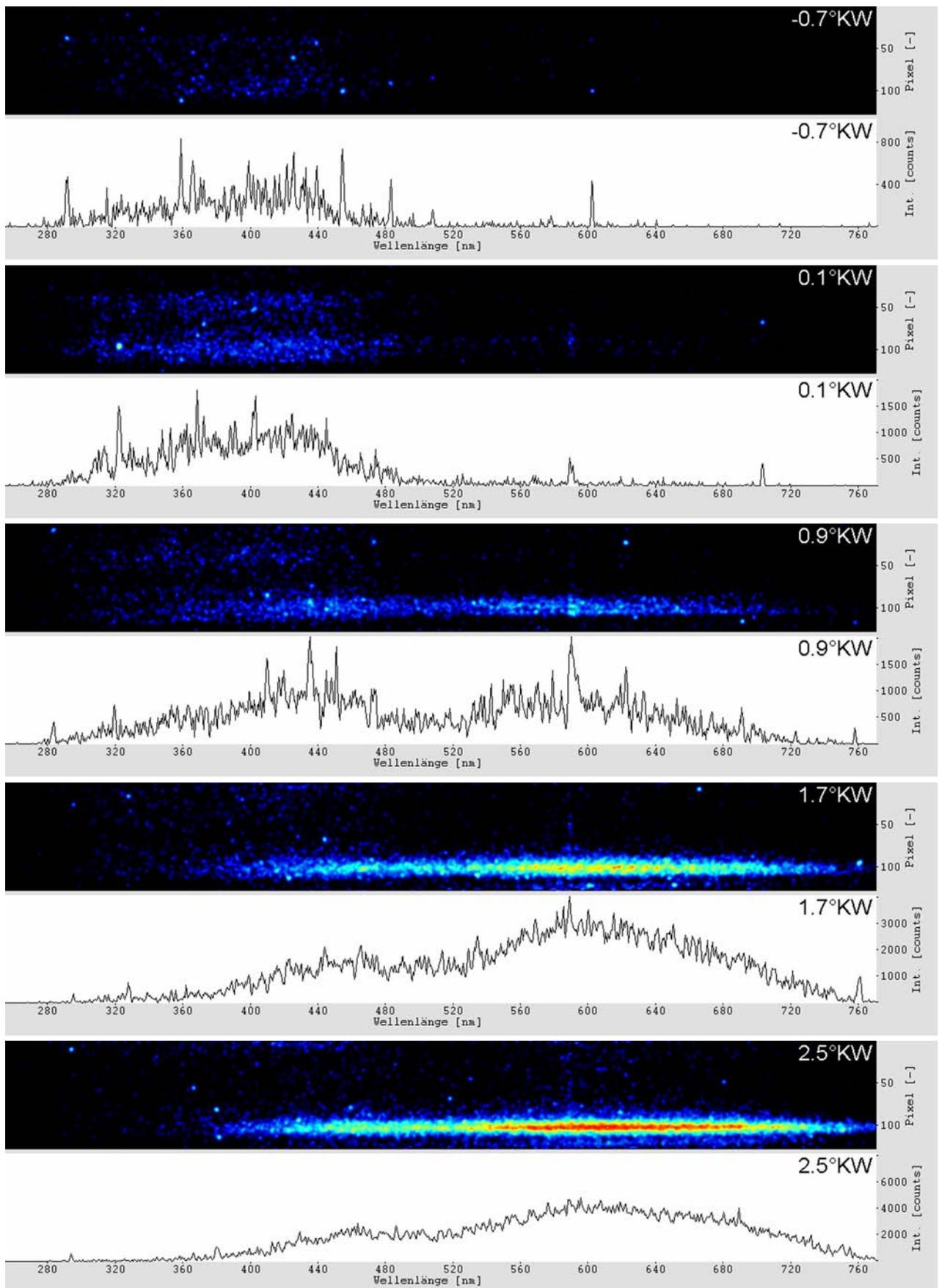


Abbildung 5.15: BP4: Einzelzeitpunkte des Eigenleuchtens der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (jeweils oben: Rohbilder aus dem Brennraum, unten: über den Messbereich aufsummierte Intensität über der Wellenlänge)

hervorstechenden Maxima im UV-Bereich stimmt unverändert mit den Wellenlängen der Lichtemissionen wichtiger angeregter Verbrennungszwischenprodukte überein. Zu diesem Zeitpunkt beginnt auch die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel in einem Wellenlängenbereich von unter 500 bis über 700 nm. Sie entsteht ebenfalls unmittelbar vor der Muldenwand, nicht aber in dem zweiten Bereich in der Mitte des Messfensters, wo auch im UV Signal gemessen werden kann. Einzelne Peaks links und rechts der intensiven Natrium-Emissionen können der Chemilumineszenz des C_2 -Radikals aus dem Swan System [49] zugeordnet werden.

Bei $1,7^\circ KW$ nehmen die Flammenemissionen im UV-Bereich nochmals zu und verlagern ihr Maximum wie schon zuvor weiter zu höheren Wellenlängen nach 460 nm. Das Signal kommt allerdings nur noch aus dem Bereich unmittelbar vor der Kolbenmuldenwand, wo sich auch das ebenfalls intensiver werdende Rußeigenleuchten konzentriert. Dieses Verhalten der Flammenemissionen setzt sich auch bei $2,5^\circ KW$ fort. Zu späteren Zeitpunkten in der Verbrennung ist zu sehen (Abbildung 5.16), dass die kontinuierliche Festkörperstrahlung des Rußes zwei Intensitätsmaxima bei $4,9-5,7^\circ KW$ (dies deckt sich mit dem Maximum aus den Rußeigenleuchtenuntersuchungen im nächsten Unterkapitel) und bei ca. $18,5^\circ KW$ ausbildet. Das zweite Maximum kann wie auch bei Betriebspunkt 2 nicht in den Rußeigenleuchtenuntersuchungen, in denen der gesamte Brennraum betrachtet wird, nachgewiesen werden. Es ergibt sich nicht durch wieder intensiver werdende Strahlung bereits leuchtender Bereiche, sondern entsteht an anderer Stelle des Messbereichs neu. Dies legt den Schluss nahe, dass dieses Phänomen ein Effekt des sehr schmalen Messbereichs durch die Verwendung des Spektrographen sein könnte. Wird ein Bereich mit Rußeigenleuchten aus der unmittelbaren Umgebung des Messfensters zu späteren Zeitpunkten dort hin transportiert, kann ein solcher Signalverlauf zustandekommen. Die Intensität des Rußleuchtens ist bei diesem Betriebspunkt deutlich geringer als bei allen vorangegangenen und der Bildverstärker übersteuert nur noch in einem sehr kleinen Bereich nahe der Kolbenmuldenwand und nur für kurze Zeit ($3,3-7,3^\circ KW$). Im Wellenlängenbereich unter 380 nm bleibt die Signalintensität für den Rest der Verbrennung weiterhin gering.

Fasst man die Erkenntnisse dieses Betriebspunktes zusammen, so ist festzuhalten, dass die ersten Flammenemissionen früher innerhalb des Verbrennungszyklus, aber wieder später nach ABHE als beim letzten Betriebspunkt auftreten. Zum Zeitpunkt des ersten Verbrennungssignals zeigen die Gemischbildungsuntersuchungen schon seit ca. $4^\circ KW$ keine flüssige Kraftstoffphase mehr im Brennraum und die LIF-Aufnahmen eine relativ gleichmäßige Gemischverteilung mit tendenziell höherer Kraftstoffkonzentration im Kolbenmuldenrandbereich. Die Dauer der Signale im UV-Bereich vor Einsetzen des Rußeigenleuchtens ist wieder länger ($2,4^\circ KW$) als beim letzten Betriebspunkt ($0,8^\circ KW$). In diesem Zeitraum können viele der gemessenen Maxima einem der zahlreichen Verbrennungszwischenprodukte mit bekannter Chemilumineszenzstrahlung zugeordnet werden. Das Signal entsteht erst

relativ gleichmäßig verteilt zwischen Düse und Muldenwand, dann schwerpunktmäßig vor der Muldenwand und etwas schwächer im Bereich der Einspritzdüse. Wie schon bei den drei vorherigen Betriebspunkten sind zu Beginn der Verbrennung nur Flammenemissionen zwischen 280 und 500 nm mit einem übergeordneten Maximum bei ca. 430 nm zu sehen. Zu späteren Zeitpunkten, nach Beginn des Rußeigenleuchtens mit seiner größten Intensität bei ca. 600 nm, verlagert sich das Maximum der Lichtemissionen im unteren Wellenlängenbereich, vermutlich aufgrund der intensiver werdenden, praktisch kontinuierlichen CO_2 -Strahlung, wieder nach ca. 460 nm. Die räumliche Ausdehnung über den Messbereich und die Intensität der Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel ist geringer als beim letzten Betriebspunkt. Das Signal kommt zuerst nur aus dem Bereich vor der Muldenwand und zu späteren Zeitpunkten aus einem zweiten schmalen Bereich unmittelbar davor. Die Intensität der Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich vor dem Einsetzen der Rußstrahlung fällt in etwa gleich aus.

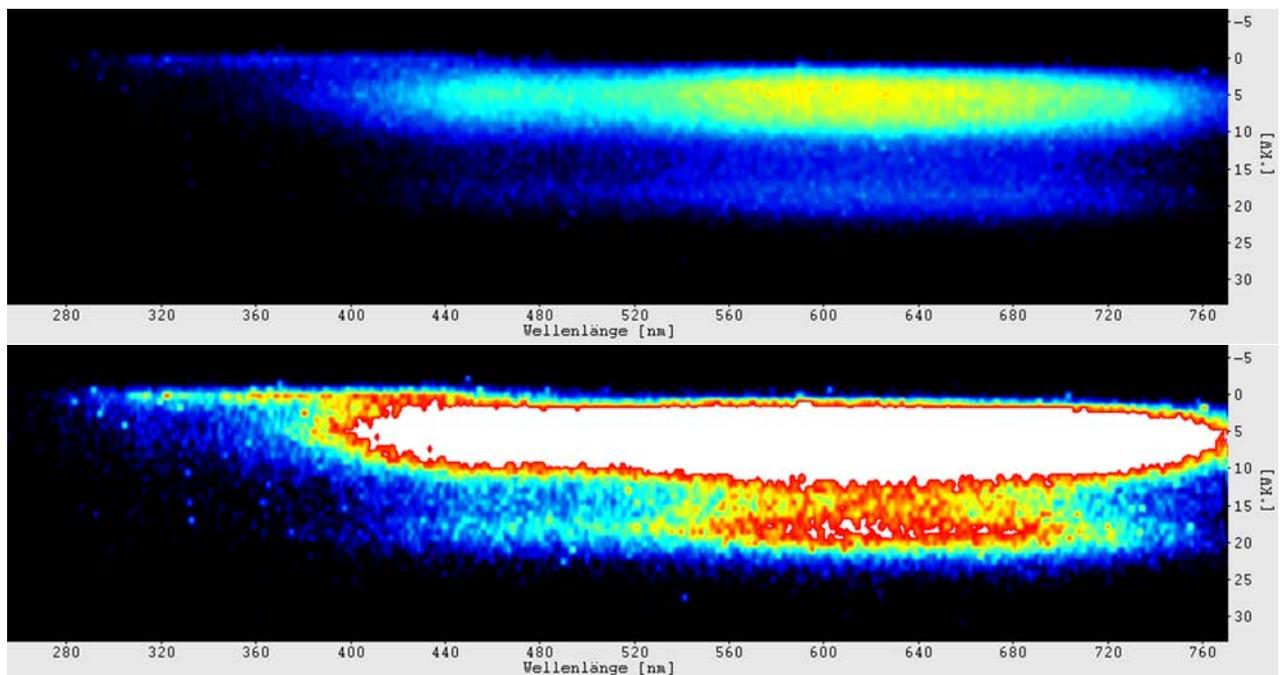


Abbildung 5.16: BP4: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (Farbskala oben: 0 - 8 K, unten: 0 - 1 K)

Betriebspunkt 5

Im letzten der fünf untersuchten Betriebspunkte bei 4 bar indiziertem Mitteldruck wird die Einspritzung um weitere 5°KW auf -25°KW vorgezogen und die AGR-Rate auf den maximal möglichen Wert von 65 % erhöht. Die ersten messbaren Flammenemissionen treten sehr schwach im UV-Bereich bei $3,1^\circ\text{KW}$ in Erscheinung (nicht abgebildet). Die örtliche Zuordnung innerhalb des Messbereichs sowie eine Identifizierung der Strahlungsquelle ist aufgrund der geringen Intensität noch nicht möglich. Das erste Signal erscheint wieder deutlich später im Verbrennungszyklus als bei den beiden letzten Betriebspunkten, der

optische Zündverzug ab ABHE ist von allen Betriebspunkten aber mit Abstand am größten. Die Gemischbildungsuntersuchungen zu diesem Zeitpunkt zeigen, dass bereits seit ca. 13°KW kein flüssiger Kraftstoff mehr im Brennraum vorhanden ist und sich das Gemisch gleichförmig im Brennraum verteilt hat. An dieser Verteilung ändert sich auch im weiteren Verlauf der Verbrennung nichts mehr, so dass eine vertikale räumliche Zuordnung der Chemilumineszenzsignale im Messbereich nicht möglich ist. Zum Zeitpunkt $3,9^\circ\text{KW}$ ist das Signal immer noch sehr schwach und der Entstehungsort mit bloßem Auge nicht lokalisierbar. Es erstreckt sich von ca. 360 bis 440 nm und weist nach wie vor keine signifikanten Peaks auf. Interessant für den Beobachter werden die Flammenemissionen erst zum Zeitpunkt $4,7^\circ\text{KW}$. Das Signal wird intensiver und weitet sich auf einen Wellenlängenbereich von ca. 280 bis 500 nm aus. Eine Aussage über die Entstehungsorte ist immer noch schwer möglich, es scheint aber fast im gesamten Messbereich zu entstehen. Es sind mittlerweile zahlreiche signifikante Maxima im Spektrum zu sehen, von denen einige mit den Wellenlängen der Chemilumineszenzstrahlung von CH_2O - und CH -Radikalen übereinstimmen. Viele können aber keiner bestimmten Spezies zugeordnet werden.

Einen Zeitschritt weiter zum Zeitpunkt $5,5^\circ\text{KW}$ haben die Flammenemissionen weiter an Intensität gewonnen und entstehen jetzt gleichmäßig über den Messbereich zwischen Düse und Muldenrand verteilt in einem Wellenlängenbereich von 280 bis 500 nm mit einem übergeordneten Maximum bei ca. 400 nm. Es sind zahlreiche deutlich hervortretende Maxima im Spektrum feststellbar, von denen viele mit den Wellenlängen der Lichtemissionen bekannter Verbrennungszwischenprodukte wie OH -, CH -, CH_2O -, HCO -Radikale und angeregter Sauerstoffmoleküle übereinstimmen. Allerdings treten auch zu diesem Zeitpunkt wieder viele Peaks im Spektrum auf, für die das nicht zutrifft. Das übergeordnete spektrale Maximum liegt etwa bei 400 nm.

Zum Zeitpunkt $6,3^\circ\text{KW}$ haben die Flammenemissionen bei unveränderter räumlicher und spektraler Verteilung ihr Maximum erreicht. Wie schon zuvor ist die Identifizierung von angeregten Verbrennungszwischenprodukten anhand der zahlreichen Peaks im Spektrum möglich, unverändert hoch ist aber die Zahl der Maxima, für die das nicht möglich ist. Ab $7,1^\circ\text{KW}$ schwächen sich die Flammenemissionen bei unveränderter räumlicher und spektraler Verteilung kontinuierlich ab.

In der Zusammenfassung der Beobachtungen zeigt sich bei diesem Betriebspunkt, dass die Lichtemissionen wieder später innerhalb des Verbrennungszyklus und nach dem längsten optischen Zündverzug aller bisher gezeigten Betriebspunkte beginnen. Die Gemischbildungsuntersuchungen zeigen zu diesem Zeitpunkt schon seit sehr langer Zeit keinen flüssigen Kraftstoff mehr und der verdampfte Kraftstoff hat sich gleichförmig mit dem Stickstoff im Brennraum vermischt. Das Intensitätsniveau der Lichtemissionen ist zu allen Zeitpunkten gering, beschränkt sich ausschließlich auf den UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich und

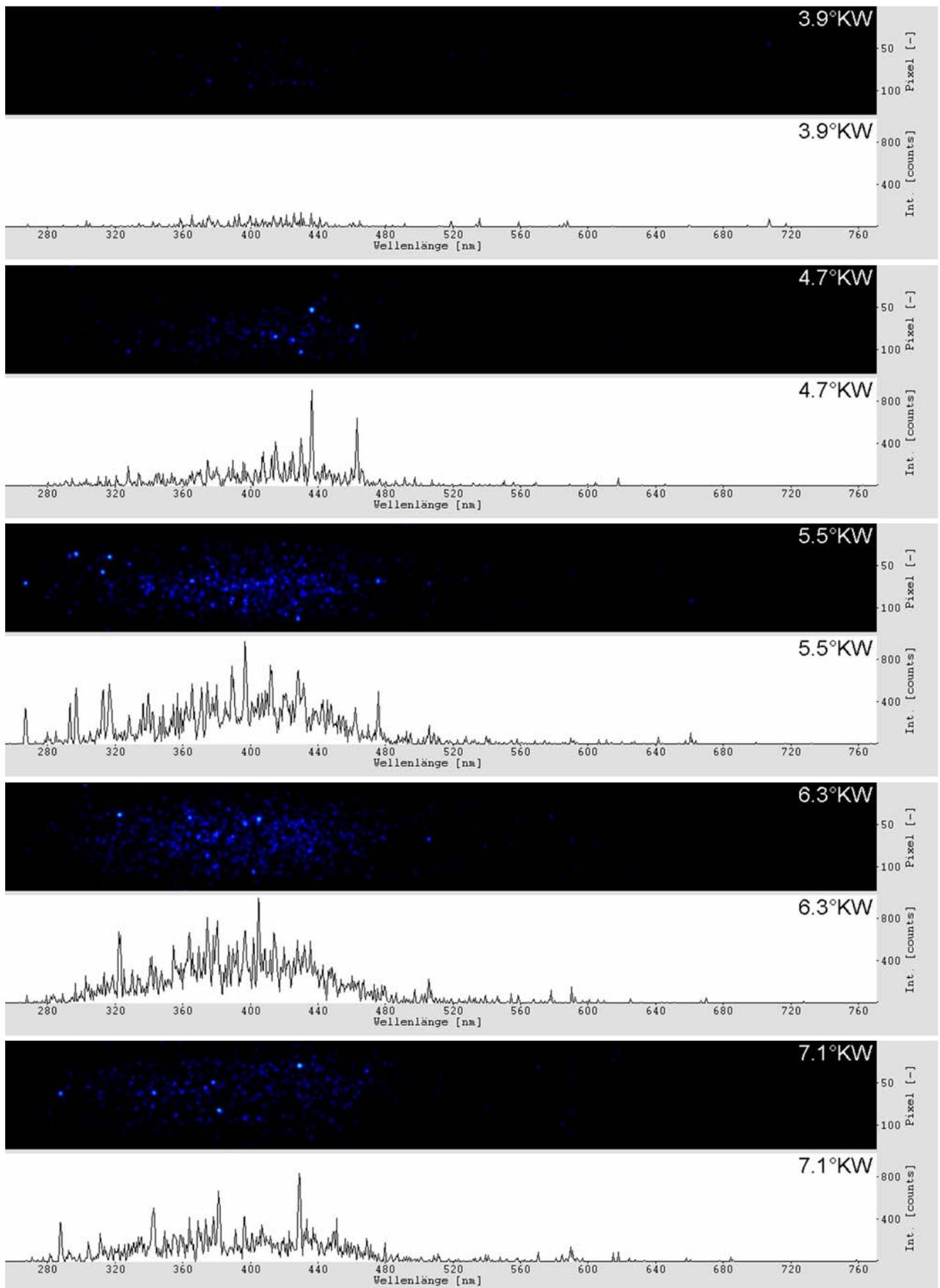


Abbildung 5.17: BP5: Einzelzeitpunkte des Eigenleuchtens der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (jeweils oben: Rohbilder aus dem Brennraum, unten: über den Messbereich aufsummierte Intensität über der Wellenlänge)

scheint im gesamten Messfenster verteilt zu entstehen. Die Zuordnung einiger Maxima im Spektrum zu bekannten, leuchtenden Verbrennungszwischenprodukten fällt deutlich schwerer als bei den vorherigen Betriebspunkten, wofür die geringe Signalstärke und demzufolge ein ungünstiges Signal-zu-Rausch-Verhältnis verantwortlich sein kann. Es tritt keine kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel auf und das Maximum der Lichtemissionen im unteren Wellenlängenbereich liegt etwas weiter links im Spektrum bei ca. 400 nm. Außerdem verschiebt es sich im Laufe der Verbrennung nicht hin zu höheren Wellenlängen, wie dies bei den Betriebspunkten 1 bis 4 der Fall war.

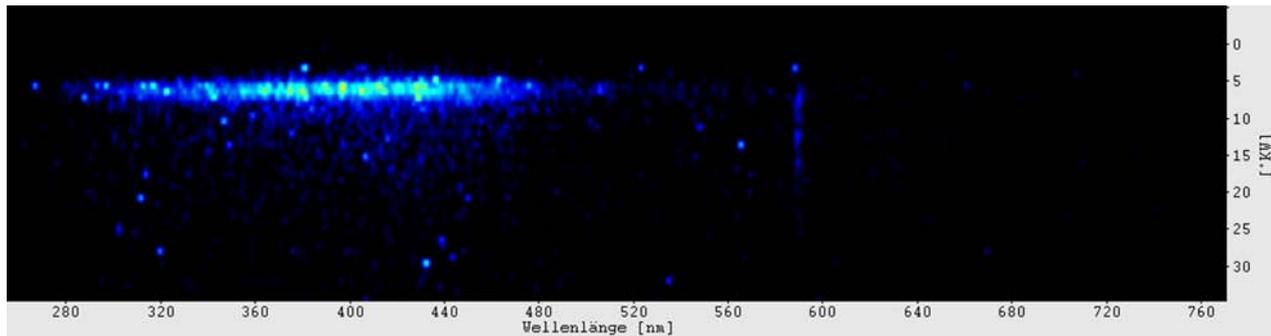


Abbildung 5.18: BP5: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich (Farbskala: 0 - 1 K)

Zusammenfassung Flammenemissionsspektroskopie

In der folgenden Zusammenfassung der Ergebnisse der Flammenemissionsspektroskopie werden die wesentlichen Erkenntnisse der fünf Betriebspunkte noch einmal erläutert. Als erstes erfolgt eine vergleichende Analyse der zeitlichen und spektralen Übersicht bzw. der übergeordneten spektralen Signalverteilung der fünf Betriebspunkte über der Zeit. Anschließend wird auf die unterschiedlichen Signalintensitäten im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich (insbesondere die OH-Chemilumineszenz) sowie der Rußstrahlung eingegangen. Der dritte Punkt vergleicht die verbrennungsrelevanten Zeitpunkte aus den optischen Untersuchungen mit denen der thermodynamischen Motoranalyse. Abschließend werden Gründe für das spezielle Verhalten von Betriebspunkt 5 diskutiert.

Die vergleichende Analyse der zeitlichen und spektralen Übersicht bzw. der übergeordneten spektralen Signalverteilung der fünf Betriebspunkte über der Zeit deutet auf eine kontinuierliche Veränderung der Verbrennungscharakteristik hin. Abbildung 5.10 für Betriebspunkt 1 zeigt, dass die Lichtemissionen der Verbrennung im gesamten Wellenlängenbereich mit Signal praktisch zeitgleich auftreten. Die OH-Chemilumineszenz im UV ist zeitlich parallel zum Rußeigenleuchten sichtbar. Die entsprechende Übersicht für Betriebspunkt 2 (Abbildung 5.12) deutet darauf hin, dass dieser Betriebspunkt in seiner Charakteristik eine Mischung aus Betriebspunkt 1 und 3 ist. Wie bei Betriebspunkt 1 ist intensive OH-Chemilumineszenz im UV zeitgleich mit der Festkörperstrahlung heißer

Rußteilchen sichtbar. Allerdings sind auch wie bei Betriebspunkt 3 dem Rußeigenleuchten zeitlich vorgelagerte Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich erkennbar. Betriebspunkt 3 (Abbildung 5.14) zeigt genau diesen schmalen Streifen mit Lichtemissionen zwischen 280 und 500 nm, welcher der Rußstrahlung unmittelbar vorausgeht. Außerdem ist vergleichsweise nur noch wenig OH-Chemilumineszenz zu erkennen. Bei Betriebspunkt 4 (Abbildung 5.16) beginnt sich dieser schmale Streifen mit Signal im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich nochmals deutlicher von der Festkörperstrahlung der Rußpartikel abzusetzen und es tritt keine signifikante OH-Chemilumineszenz mehr auf. Die spektrale Analyse der Flammenemissionen von Betriebspunkt 5 zeigt nur noch Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich, ebenfalls keine signifikante OH-Chemilumineszenz sowie kein Rußeigenleuchten mehr. Diese Veränderung im Auftreten der Flammenemissionen bzw. der Verbrennungscharakteristik ist ein weiterer Hinweis auf eine Entkoppelung von Einspritzung und Gemischbildung von der Verbrennung. Es erfolgt ein kontinuierlicher Übergang von Betriebspunkt 1 mit der größten Überschneidung von Einspritzung und Wärmefreisetzung (siehe Gemischbildungsanalyse Kapitel 5.2.2) und somit parallel ablaufenden Prozessen zu Betriebspunkt 5 mit einer klaren zeitlichen Trennung von Einspritzung und Gemischbildung von der beginnenden Wärmefreisetzung bzw. einer komplett vorgemischten Verbrennung ohne Rußbildung.

Hinsichtlich der übergeordneten Entwicklung der spektralen Signalverteilung der Flammenemissionen über der Zeit weisen alle Betriebspunkte bis auf Betriebspunkt 5 ein ähnliches Verhalten auf. Zu Beginn der Verbrennung treten die Lichtemissionen im unteren Wellenlängenbereich zwischen ca. 280 und 480 nm mit einem übergeordneten Maximum bei ca. 430 nm auf. Im weiteren Verlauf der Verbrennung mit einsetzendem Rußeigenleuchten verschiebt sich dieses Maximum hin zu größeren Wellenlängen bis ca. 460 nm. Die Ursache für dieses Verhalten könnte darin begründet sein, dass zuerst nur die schwache Bandenstrahlung von u.a. OH-, CH-, CH₂O- und HCO-Radikalen mit einem Maximum bei ca. 430 nm zu sehen ist. Später wird diese dann schwächer und es kommt die intensivere und annähernd kontinuierliche Strahlung angeregter CO₂-Moleküle in einem Spektralbereich von 391 bis 543 nm hinzu [49, 74, 121, 124], wodurch sich das spektrale Maximum der Flammenemissionen im unteren Wellenlängenbereich zu verschieben scheint. Diese mögliche Erklärung passt allerdings auf den ersten Blick nicht zu den Beobachtungen bei Betriebspunkt 5, der dieses Verhalten nicht aufweist. Zum einen befindet sich hier das übergeordnete Maximum der Flammenemissionen im unteren Wellenlängenbereich weiter links bei ca. 400 nm, zum anderen findet keine Verschiebung dieses Maximums im weiteren Verlauf der Verbrennung statt. Allerdings verursacht die sehr hohe AGR-Rate eine kältere und wesentlich unvollständigere Verbrennung als bei den vorherigen Betriebspunkten (belegbar durch die hohen HC- und vor allem CO-Emissionen), so dass die Chemilumineszenzstrahlung angeregter CO₂-Moleküle geringer ausfallen könnte und die Verschiebung deshalb nicht so signifikant auftritt. Ein anderer Ansatz diese Verschiebung zu erklären leitet sich aus der Tatsache ab, dass nur bei

Betriebspunkt 5 kein Rußeigenleuchten auftritt und die Verschiebung immer mit dem Einsetzen dieses Signals zusammenfällt. Aufgrund dieses Sachverhalts ergibt sich die Möglichkeit, dass die Verschiebung des Maximums der Lichtemissionen im UV-Bereich ursächlich mit dem Rußeigenleuchten zusammenhängt. Eine viel wahrscheinlichere Erklärung ergibt sich aber aus dem Vergleich zwischen der Wärmefreisetzung und den Zeitpunkten einsetzender Rußstrahlung. Der Beginn des Rußeigenleuchtens findet bei den ersten vier, im Vergleich zu Betriebspunkt 5 deutlich heißeren Betriebspunkten in unmittelbarer zeitlicher Nähe zur maximalen Wärmefreisetzung sowie in der ansteigenden Flanke des Verbrennungsdruckes und der Massenmitteltemperatur statt (siehe Tabelle 5.6, Abbildung 5.19, 5.20). Dies lässt den Schluss zu, dass die Verschiebung weniger durch das beginnende Rußeigenleuchten, als vielmehr durch eine temperaturbedingte Veränderung in der Reaktionskinetik mit einer anderen spektralen Verteilung der Flammenemissionen verursacht werden könnte. Natürlich besteht auch die Möglichkeit, dass die Verschiebung sowohl die Folge überlagerter Strahlung angeregter CO₂-Moleküle, als auch einer veränderten spektralen Verteilung der Chemilumineszenz aufgrund einer temperaturbedingten Veränderung in der Reaktionskinetik ist.

Die Analyse der Signalintensitäten im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich (insbesondere der OH-Chemilumineszenz) sowie der Rußstrahlung ergibt für das Rußeigenleuchten, dass sich die unterschiedliche Intensität der ersten vier Betriebspunkte mit der gegebenen Versuchsanordnung weniger aus der tatsächlichen Signalintensität als vielmehr aus der unterschiedlichen von der Rußstrahlung eingenommenen Fläche innerhalb des Messbereichs ergibt. Dementsprechend zeigt Betriebspunkt 1, bei dem fast im gesamten Messbereich Rußeigenleuchten auftritt, die höchste Signalintensität. Bei Betriebspunkt 2 tritt die Rußstrahlung nur unmittelbar vor dem Kolbenmuldenrand auf, weshalb die gemessene Signalintensität geringer ausfällt. Für Betriebspunkt 3 ergibt sich wieder eine höhere Intensität der Festkörperstrahlung, da diese wieder über weite Teile des Messbereichs zu sehen ist. Bei Betriebspunkt 4 wird sie aus genannten Gründen wieder geringer und bei Betriebspunkt 5 tritt keine Rußstrahlung mehr auf. Die Betrachtung des gesamten Brennraums in den Rußeigenleuchtenuntersuchungen in Kapitel 5.2.4 lässt eine fundiertere Analyse der Rußstrahlung zu. Die Ergebnisse aus der Flammenemissionsspektroskopie, vor allem die unterschiedliche Erfassung des Messbereichs durch das Rußeigenleuchten, passen aber ins Bild der Ergebnisse aus den Rußeigenleuchtenuntersuchungen.

Die Analyse der Signale im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich ergibt für alle Betriebspunkte, dass im Spektrum wichtige Verbrennungszwischenprodukte identifiziert werden können, solange noch kein Rußeigenleuchten vorhanden oder dieses schwach ist. Der Beginn dieser Flammenemissionen erfolgt bei allen Betriebspunkten in einem Massenmitteltemperaturbereich (Abbildung 5.19) zwischen 875 und 1000 K. Vergleicht man die Zeitpunkte maximaler Lichtemissionen im UV- und UV-nahen Bereich der fünf Betriebspunkte mit den entsprechenden Massenmitteltemperaturen so wird deutlich, dass das Strahlungsmaximum

noch vor dem Temperaturmaximum in der ansteigenden Flanke zu finden ist. Des Weiteren stimmt die Reihenfolge der Massenmitteltemperaturen zu den Zeitpunkten mit maximaler Strahlungsintensität mit der Reihenfolge der maximalen Strahlungsintensitäten der fünf Betriebspunkte überein (Massenmitteltemperatur bzw. Strahlungsintensität im UV- und UV-nahen Bereich von $BP1 > BP2 > BP3 \approx BP4 > BP5$). Dieser Sachverhalt kann mit der Temperaturabhängigkeit der Chemilumineszenzstrahlung begründet werden [5, 43, 153].

Neben der generellen Bewertung der Signalintensitäten im UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich muss auch noch die stark unterschiedliche Chemilumineszenzstrahlung angeregter OH-Radikale der fünf Betriebspunkte diskutiert werden. Sie ist bei den beiden ersten Betriebspunkten (etwas geringer bei Betriebspunkt 2) fast während der gesamten Verbrennung deutlich sichtbar. Bei den Betriebspunkten 3 bis 5 mit sehr hohen AGR-Raten tritt sie zwar nach wie vor auf, ist aber bei weitem nicht mehr so intensiv wie bei den beiden ersten Betriebspunkten. Diese Beobachtung stimmt mit den Ergebnissen anderer Autoren zu diesem Thema überein. Dec et al. stellt in seinen Untersuchungen fest, dass OH-Chemilumineszenz in kalten und fetten Flammen nicht oder nur sehr schwach zu sehen ist [28, 31]. Antoni kann in seinen spektroskopischen Untersuchungen der dieselmotorischen Verbrennung schon ab 20 % AGR-Rate kein auswertbares Signal mehr im Wellenlängenbereich der OH-Chemilumineszenz messen. Büchner stellt bei der Untersuchung einer stationären Flamme für unterschiedliche Sauerstoffkonzentrationen von 21 % und 15,8 % die gleiche OH-Strahlungsintensität fest und leitet daraus ab, dass die Luftzahlabhängigkeit der OH-Chemilumineszenz im wesentlichen eine Temperaturabhängigkeit ist und weniger von der Konzentration der Sauerstoffmoleküle beeinflusst wird [20].

Durch den Vergleich der Massenmitteltemperaturen zu den Zeitpunkten mit maximaler Strahlungsintensität konnte im vorherigen Absatz diese Temperaturabhängigkeit der Chemilumineszenzstrahlung bestätigt werden. Betriebspunkt 1 und 2 weisen die höchste Massenmitteltemperatur zum Zeitpunkt maximaler OH-Chemilumineszenz auf. Damit allein kann der abrupte Übergang in der Ausprägung der OH-Chemilumineszenz von Betriebspunkt 2 nach Betriebspunkt 3 aber nicht erklärt werden. Vielmehr muss hier zusätzlich noch der deutlich sichtbare Wechsel in der Verbrennungscharakteristik hinzugezogen werden sowie die daraus resultierenden unterschiedlichen Verbrennungsspitzen-temperaturen. Betriebspunkt 1 und 2 weisen noch einen erheblichen Diffusionsanteil in ihrer Verbrennung auf, so dass hier das Modell der in Kapitel 2.2.2 Abbildung 2.8 dargestellten Strahlverbrennung zur Beschreibung der vorherrschenden Bedingungen herangezogen werden kann. In der heißen Diffusionsflammenfront herrschen lokal hohe Verbrennungsspitzen-temperaturen, welche deutlich über der Massenmitteltemperatur liegen und somit die OH-Chemilumineszenz entsprechend begünstigen. Ab Betriebspunkt 3 ist der Vormischanteil der Verbrennung offensichtlich so groß bzw. der Diffusionsanteil so gering, dass diese heißen Zonen einer Diffusionsflammenfront nicht mehr auftreten bzw. der Unterschied zwischen Verbrennungsspitzen-

und Massenmitteltemperatur nicht mehr so groß ausfällt wie bei den ersten beiden Betriebspunkten. Die OH-Chemilumineszenz geht folglich stark zurück. Dieses Ergebnis stimmt mit den Messungen von Dec et al. überein [28, 31], der OH-Signal im Dieselmotor ebenfalls nur innerhalb rußender Diffusionsflammen nachweisen konnte.

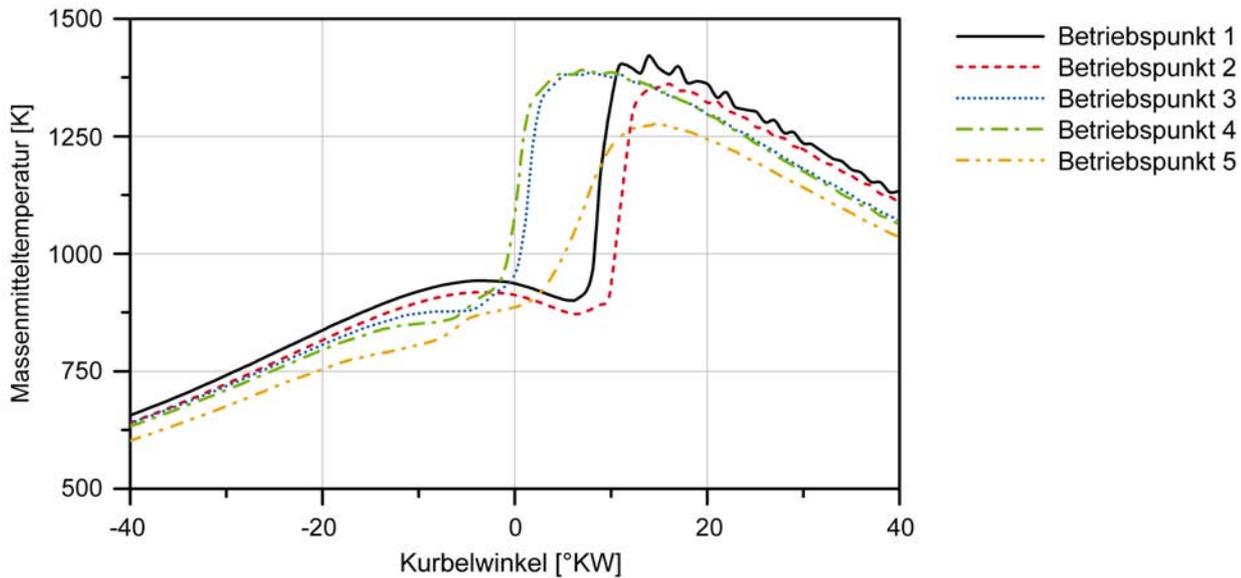


Abbildung 5.19: Massenmitteltemperatur der fünf Betriebspunkte aus der thermodynamischen Motoranalyse

In Tabelle 5.6 und Abbildung 5.20 sind für eine Korrelation der optischen Ergebnisse mit denen der thermodynamischen Motoranalyse die wichtigsten verbrennungsrelevanten Zeitpunkte tabellarisch dargestellt sowie Druck- und Brennverläufe der fünf Betriebspunkte nochmals vergrößert abgebildet. Es ist deutlich zu sehen, dass bei allen Betriebspunkten die Flammenemissionen nicht zum Zeitpunkt des Brennbeginns, sondern erst wesentlich später in der ansteigenden Flanke der Hauptwärme freisetzung zum ersten Mal messbar sind. Der Beginn der Lichtemissionen fällt eher mit dem ersten signifikanten Druck- und Temperaturanstieg zusammen. Die Ergebnisse anderer Autoren zu diesem Thema bei zyklusaufgelöster Messdatenerfassung fallen sehr unterschiedlich aus. Raatz gelingt es in seiner Arbeit ebenfalls nicht, die Lichtemissionen der Vorreaktion bzw. "cool flame" zu erfassen [119]. Bei Kozuch ist nur mit "starker Vorreaktion" durch eine verlängerte Voreinspritzung OH-Signal während der Vorreaktion in manchen Zyklen messbar. Bei nur geringer Vorreaktion und "ausgeprägter Vormischverbrennung der Hauptverbrennung" setzt die OH-Strahlung hingegen auch erst zeitgleich mit der beginnenden Hauptwärme freisetzung ein [88]. In der Arbeit von Mayr et al. treten die ersten Lichtemissionen ebenfalls erst nach dem thermodynamischen Brennbeginn auf [93]. Hultqvist und Richter gelingt es wiederum die "cool flame" sichtbar zu machen bzw. die Lichtemissionen treten zeitgleich mit der Energiefreisetzung im Brennverlauf auf [74, 121].

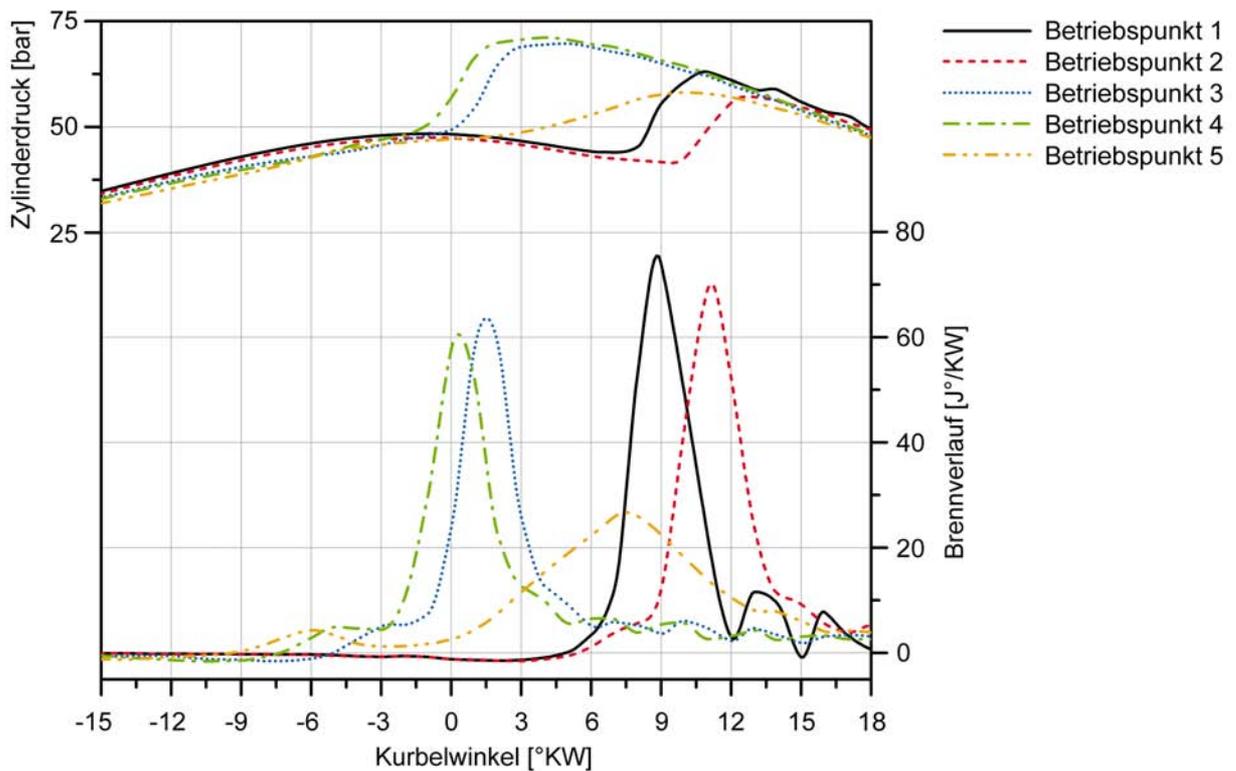


Abbildung 5.20: Druck- und Brennverlauf für die Korrelation der optisch ermittelten verbrennungsrelevanten Zeitpunkte mit den entsprechenden Zeitpunkten aus der thermodynamischen Motoranalyse

	BP1	BP2	BP3	BP4	BP5
Brennbeginn (Nulldurchgang Heizverlauf [89])[°KW]	5,3	5,8	-5,0	-7,3	-9,5
thermodynamischer Zündverzug (ab ABHE) [°KW]	11,3	11,8	12,0	12,7	15,5
Zeitpunkt der max. Wärmefreisetzung [°KW]	8,8	11,1	1,5	0,3	7,5
Beginn der Flammenemissionen [°KW]	6,9	8,5	0,7	-1,5	3,1
optischer Zündverzug (ab ABHE) [°KW]	12,9	14,5	17,7	18,5	28,1
Zeitpunkt der max. Intensität der Lichtemissionen im UV [°KW]	10,1	11,7	1,5	0,1	6,3
Beginn des Rußeigenleuchtens [°KW]	7,7	10,9	1,5	0,9	-
Verzug Rußeigenleuchten (ab ABHE) [°KW]	13,7	16,9	18,5	20,9	-
Zeitpunkt des max. Rußleuchtens [°KW]	10,9	13,9	6,7	5,2	-

Tabelle 5.6: Verbrennungsrelevante Zeitpunkte aus der thermodynamischen Motoranalyse und den optischen Messungen am Transparentmotor

Die Tatsache, dass die Vorreaktion im Rahmen dieser Untersuchung nicht erfasst werden kann liegt vermutlich darin begründet, dass durch die zyklusaufgelöste Messdatenerfassung mit relativ hoher spektraler Auflösung das gesamte Messsystem nicht empfindlich genug für die schwachen Lichtemissionen der Vorreaktion ist. Da die Lichtemissionen immer erst während der Hauptwärmefreisetzung auftreten und diese durch zunehmende AGR-Rate deutlich mehr verschleppt wird als die sich zunehmend ausprägende Vorreaktion, verlängert sich der optische Zündverzug von Betriebspunkt 1 nach Betriebspunkt 5 deutlich mehr (von $12,9^\circ\text{KW}$ bis $28,1^\circ\text{KW}$) als der aus der thermodynamischen Motoranalyse (von $11,3^\circ\text{KW}$ bis $15,5^\circ\text{KW}$).

Das Intensitätsmaximum der Flammenemissionen im UV- und UV-nahen Bereich (OH-Maximum bei Betriebspunkt 1 und 2, bei den Betriebspunkten 3 bis 5 Maximum der Flammenemissionen vor Einsetzen intensiver Rußeigenleuchtenstrahlung) befindet sich bei Betriebspunkt 1 $1,3^\circ\text{KW}$ und bei Betriebspunkt 2 $0,6^\circ\text{KW}$ nach der maximalen Wärmefreisetzung. Bei Betriebspunkt 3 fallen die beiden Zeitpunkte zusammen. Bei Betriebspunkt 4 erreichen die Flammenemissionen im UV und UV-nahen Bereich $0,2^\circ\text{KW}$ und bei Betriebspunkt 5 $1,2^\circ\text{KW}$ vor dem höchsten Punkt im Brennverlauf ihr Maximum. Neben dem Trend einer gewissen Verschiebung zu früheren Zeitpunkten wird sofort deutlich, dass die Flammenemissionen in etwa zum Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung am intensivsten sind. Dieses Verhalten wurde auch schon von anderen Autoren beobachtet. Bei Raatz tritt das Maximum der Bandenstrahlung, zurückzuführen auf CH_2O -, OH-, CH-, C_2 - und CO-Chemilumineszenz im blauen Wellenlängenbereich (300-500 nm), ebenfalls in etwa zeitgleich mit der Hauptenergieumsetzung auf [119]. Bei Hultqvist und Richter treten die Lichtemissionen der Hauptverbrennung (kontinuierliches Spektrum zwischen 250 und 550 nm mit Maximum bei 410 nm) unmittelbar nach der maximalen Energiefreisetzung im Brennverlauf auf [74, 121].

Die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel beginnt von Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 4 zunehmend später im Verlauf der Wärmefreisetzung. Bei Betriebspunkt 1 setzt sie bereits in der Mitte der ansteigenden Flanke, bei Betriebspunkt 2 kurz vor der Hauptwärmefreisetzung ein. Bei Betriebspunkt 3 erfolgt der Beginn des Rußleuchtens zeitgleich und bei Betriebspunkt 4 nach der maximalen Wärmefreisetzung in der abfallenden Flanke des Brennverlaufes. Auch das Maximum der Rußstrahlung wandert von Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 4 zunehmend weiter nach hinten im Verlauf der Verbrennung. So befindet es sich bei Betriebspunkt 1 noch innerhalb der Hauptwärmefreisetzung in der abfallenden Flanke des Brennverlaufes. Bei Betriebspunkt 2 kommt es am Ende und bei den Betriebspunkten 3 und 4 deutlich nach der Hauptwärmefreisetzung zu liegen. Auch Raatz beobachtet in seinen Untersuchungen einen Abstand zwischen dem Maximum des Brennverlaufes und der maximalen Rußeigenleuchtenstrahlung von ca. 5°KW [119]. Er begründet dies damit, dass zuerst der vorgemischte Anteil verbrennt und erst danach die Bildung und

Oxidation des Rußes beginnt. Folglich kann hier von einem zunehmenden Vormischanteil der Verbrennung ausgegangen werden. Der Vergleich der Zeitpunkte maximaler Rußstrahlung mit den Verläufen der Massenmitteltemperatur der fünf Betriebspunkte zeigt, dass die intensivste Festkörperstrahlung immer zum Zeitpunkt der höchsten Massenmitteltemperatur auftritt.

Die Ergebnisse aus der Korrelation der verbrennungsrelevanten Zeitpunkte der optischen Untersuchungen und denen der thermodynamischen Motoranalyse deuten ebenfalls darauf hin, dass sich die Prozesse Einspritzung und Gemischbildung sowie Verbrennung innerhalb der fünf Betriebspunkte zunehmend entkoppeln. Die Überschneidung von Wärmerfreisetzung und den Zeitpunkten beginnender und maximaler Rußstrahlung wird immer geringer. Bei den Betriebspunkten 1-3 beginnt das Rußleuchten vor bzw. zeitgleich mit der Hauptwärmerfreisetzung. Ab Betriebspunkt 4 setzt die Rußstrahlung erst nach dem Maximum im Brennverlauf ein und erreicht ihren Höchstwert erst deutlich nach der Hauptwärmerfreisetzung.

Zuletzt stellt sich noch die Frage, warum sich Betriebspunkt 5 so deutlich in seiner Verbrennungscharakteristik, d.h. sowohl im Brennverlauf als auch in den Flammenemissionen, von den anderen Betriebspunkten unterscheidet. Allen voran kann als Begründung aufgeführt werden, dass die sehr hohe AGR-Rate durch das stark reduzierte Temperaturniveau und die geringe Sauerstoffkonzentration die Zündung und Verbrennung verschleppt und so für die Ausbildung einer zweistufigen Reaktion mit verantwortlich ist. Ein weiterer Grund ergibt sich aus den Beobachtungen der Gemischbildungsuntersuchungen für diesen Betriebspunkt in Kombination mit den verbrennungsrelevanten Zeitpunkten. Hier zeigt sich, dass zum Verbrennungsbeginn im Vergleich zu allen anderen Betriebspunkten schon eine relativ gleichmäßige Gemischverteilung vorliegt. Des Weiteren fallen die Zündung und die frühe Phase der Verbrennung genau in den Zeitraum mit maximaler Quetschströmung und das Gemisch wird aufgrund der weit fortgeschrittenen Gemischbildung von allen Betriebspunkten am meisten davon erfasst. Diese Tatsachen erlauben die Schlussfolgerung, dass das erhöhte Turbulenzniveau die Energieumsetzung während der beginnenden Verbrennung verzögert, die Verbrennung insgesamt verschleppt und auf diese Weise die Ausbildung der zweistufigen Charakteristik im Verbrennungsablauf unterstützt. Christensen [25] hat in seiner Arbeit festgestellt, dass in konventionell betriebenen Dieselmotoren eine höhere Turbulenz normalerweise auch zu einer höheren Verbrennungsrate führt. Seine Untersuchungen zeigen aber, dass dies nicht für eine HCCI-Verbrennung zu gelten scheint. Höhere Turbulenz führt hier zu höheren Wärmeverlusten während der Verbrennung und auf diese Weise zu geringeren Verbrennungstemperaturen. Allerdings ist der Unterschied im Brennverlauf zu groß, um nur durch Wärmeverluste erklärt werden zu können. Eine Erhöhung der Turbulenz führt außerdem zu einer intensiveren Durchmischung von heißen, kalten, fetten und mageren Gebieten im Kraftstoff-/Luftgemisch. Die HCCI-Verbrennung scheint aber dort zu beginnen, wo die Bedingungen am günstigsten sind (hohe Temperaturen, kleines λ). In diesen Gebieten

ist die Wärmefreisetzung anschließend besonders hoch. Werden diese Bereiche aber durch die gesteigerte Turbulenz mit den weniger günstigen Bereichen durchmischt, so verlangsamt dies den Verbrennungsprozess und die Energieumsetzung wird verschleppt. Außerdem vermutet Christensen, dass auch die Kinetik der HCCI-Verbrennung durch die Turbulenz verlangsamt wird. Bei Betriebspunkt 5 kann man zwar noch nicht von einer HCCI-Verbrennung im Sinne der Definition sprechen, allerdings verfügt er von allen Betriebspunkten aufgrund des längsten Zündverzuges über die am weitest fortgeschrittene Durchmischung von Kraftstoff und Luft, weshalb man diese Erkenntnisse aus der homogenen Dieselverbrennung durchaus berücksichtigen sollte. Im Ansatz ist diese Veränderung in der Verbrennungscharakteristik auch schon bei den Betriebspunkten 3 und 4 zu erkennen, deren beginnende Verbrennung ebenfalls noch von der Quetschströmung erfasst wird (vor allem Betriebspunkt 4). Eine so deutliche zweistufige Zündung mit verschleppter Hauptwärmefreisetzung wie bei Betriebspunkt 5 stellt sich hier jedoch noch nicht ein, da die AGR-Rate geringer und die Gemischbildung zum Zündzeitpunkt weniger weit fortgeschritten ist, so dass die Erkenntnisse aus der HCCI-Verbrennung hier noch nicht anwendbar sind.

5.2.4 Untersuchung der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel der $p_{mi} = 4 \text{ bar}$ -Betriebspunkte

Inhalt dieses Unterkapitels sind die Ergebnisse der zyklusaufgelösten Erfassung des Rußeigenleuchtens aus dem gesamten Brennraum, synchron von unten und von der Seite aufgenommen. Es werden alle relevanten Zeitpunkte beschrieben und diskutiert, aber nur jene abgebildet, auf denen ein mit bloßem Auge sichtbares Signal mit Informationsgehalt vorhanden ist. Bei der Betrachtung der Messungen werden wieder die Erkenntnisse aus den Gemischbildungsuntersuchungen miteinbezogen. Da die Intensität des Rußeuchtens vor allem bei den Betriebspunkten mit hoher AGR stark nachläßt, ist bei allen dargestellten Bildern durch eine Tonwertkorrektur der γ -Wert einheitlich auf vier erhöht worden, um die Flammen besser sichtbar zu machen.

Die Zeitpunkte des ersten messbaren Signals sowie die Zeitpunkte ab denen Rußeigenleuchten sichtbar ist, sind teilweise identisch oder liegen sogar geringfügig vor denen mithilfe der Flammenemissionsspektroskopie ermittelten, obwohl dort eine bildverstärkte Kamera verwendet wird. Dafür gibt es drei wesentliche Gründe: Erstens ist der spektrale Messbereich der verwendeten Kamera groß genug und der CCD-Chip empfindlich genug, um auch die Lichtemissionen vor Beginn der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußteilchen im UV-nahen sichtbaren Bereich zu erfassen. Zweitens wird bei der Flammenemissionsspektroskopie nur ein sehr schmaler Messbereich auf der Achse eines einzigen Einspritzstrahls, bei den Rußeigenleuchtenuntersuchungen hingegen der gesamte Brennraum betrachtet. Zuletzt werden die beiden Messverfahren nicht gleichzeitig auf ein und dieselbe Verbrennung angewendet, so dass sich auch zyklische Schwankungen innerhalb eines Betriebspunktes auswirken können.

Betriebspunkt 1

Das erste messbare Signal tritt bei Betriebspunkt 1 sehr früh zum Zeitpunkt $6,1^\circ\text{KW}$ auf. Zu diesem Zeitpunkt zeigt die Gemischbildungsuntersuchung, dass die Einspritzung noch andauert, sich die Düsenadel aber gerade zu schließen beginnt. Es ist noch flüssiger Kraftstoff auf dem Kolbenboden und in den Einspritzstrahlen vorhanden. Auf der entsprechenden LIF-Aufnahme ist zu erkennen, dass der Kraftstoffdampf die Muldenwand bereits erreicht hat und sich dort tangential und vertikal auszubreiten beginnt. Im Zeitraum $6,6$ bis $7,1^\circ\text{KW}$ tritt das erste punktuell sichtbare Rußeigenleuchten im Bereich der Einspritzstrahlen in der unteren Hälfte der Kolbenmulde (Ansicht von unten) auf. Die Analyse der Gemischbildung zeigt für diesen Zeitraum, dass die Einspritzung gerade abgeschlossen wird, das Mie-Signal bzw. die flüssige Kraftstoffphase zu verschwinden beginnt und sich der dampfförmige Kraftstoff weiter tangential entlang der Kolbenmuldenwand und vertikal in Richtung Brennraumdach ausbreitet. Das Rußeigenleuchtensignal wird zwischen $7,5$ und $8,0^\circ\text{KW}$ intensiver und es sind die Strukturen einzelner Einspritzstrahlen erkennbar.

Das Signal erstreckt sich über einen Bereich vom Kolbenboden am Muldenrand bis etwa zwei Drittel der Strahllänge in Richtung Einspritzdüse. Zum Zeitpunkt $8,0^\circ\text{KW}$ beginnt das Rußeigenleuchten auch in der oberen Hälfte der Kolbenmulde (Ansicht von unten) und tritt zum ersten Mal im Bereich der Quetschflächen auf der linken Brennraumseite auf. Die Gemischbildungsuntersuchungen zeigen für diesen Zeitpunkt neben einem weiter schwächer werdenden Mie-Signal die andauernde tangentielle und vertikale Ausbreitung des Kraftstoffdampfes entlang der Kolbenmuldenwand. Im Randbereich der Kolbenmulde liegt nun ein ringförmiger Bereich mit hoher Kraftstoffkonzentration vor und in seiner vertikalen Bewegung wird das Gemisch am Brennraumdach in Richtung Einspritzdüse umgelenkt sowie durch die umgekehrte Quetschströmung der Expansion in die Quetschflächen transportiert. Diese Entwicklung in der Gemischbildung setzt sich auch im Zeitraum $8,5$ bis $9,0^\circ\text{KW}$ weiter fort. Die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel breitet sich in diesem Abschnitt der Verbrennung weiter aus und wird intensiver. Das Signal erfasst die Bereiche hoher Kraftstoffkonzentration entlang der Kolbenmuldenwand bis unter das Brennraumdach. Im Rußeigenleuchtensignal ist noch immer die Struktur der Einspritzstrahlen erkennbar und es tritt vermehrt Signal in den Quetschflächen auf. Im Zeitraum $9,5$ bis $10,9^\circ\text{KW}$ gewinnt das Rußeigenleuchtensignal weiter an Intensität, entfernt sich dabei langsam von der Einspritzdüse und beginnt sich im Kolbenmuldenrandbereich und vermehrt auch in den Quetschflächen zu konzentrieren. Entsprechend zeigt die Gemischbildungsanalyse für diesen Zeitraum nach wie vor einen breiter werdenden ringförmigen Bereich hoher Kraftstoffkonzentration im äußeren Randbereich des Brennraums und sich weiter auflösende Strukturen der Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum. Zum Zeitpunkt $10,5^\circ\text{KW}$ hat die projizierte Flammenfläche (Abbildung 5.24) sowohl mit hohem als auch mit niedrigem Schwellwert ihr Maximum erreicht. Kurz danach bei $10,9^\circ\text{KW}$ in der abfallenden Flanke der Wärme-freisetzung zum Zeitpunkt maximaler Massenmitteltemperatur ist das Rußeigenleuchtensignal am intensivsten. Im weiteren Verlauf der Verbrennung bis zum Zeitpunkt $14,4^\circ\text{KW}$ verliert die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel wieder an Intensität und das Signal konzentriert sich zunehmend im Kolbenmuldenrandbereich vom Muldenboden bis hinauf zum Brennraumdach und teilweise auch in den Quetschflächen. Danach schwächt sich die Intensität des Signals bis zum Zeitpunkt $19,2^\circ\text{KW}$ weiter ab, wobei die Konzentration im Muldenrandbereich und teilweise in den Quetschflächen bestehen bleibt. Allerdings beginnt sich das Rußeigenleuchten nun auch vertikal im Bereich des Brennraumdaches zu konzentrieren. Ab $19,2^\circ\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung ist die Rußstrahlung bei weiter abnehmender Intensität zuletzt nur noch unter dem Brennraumdach im Bereich des Kolbenmuldenrandes und über den Quetschflächen zu sehen.

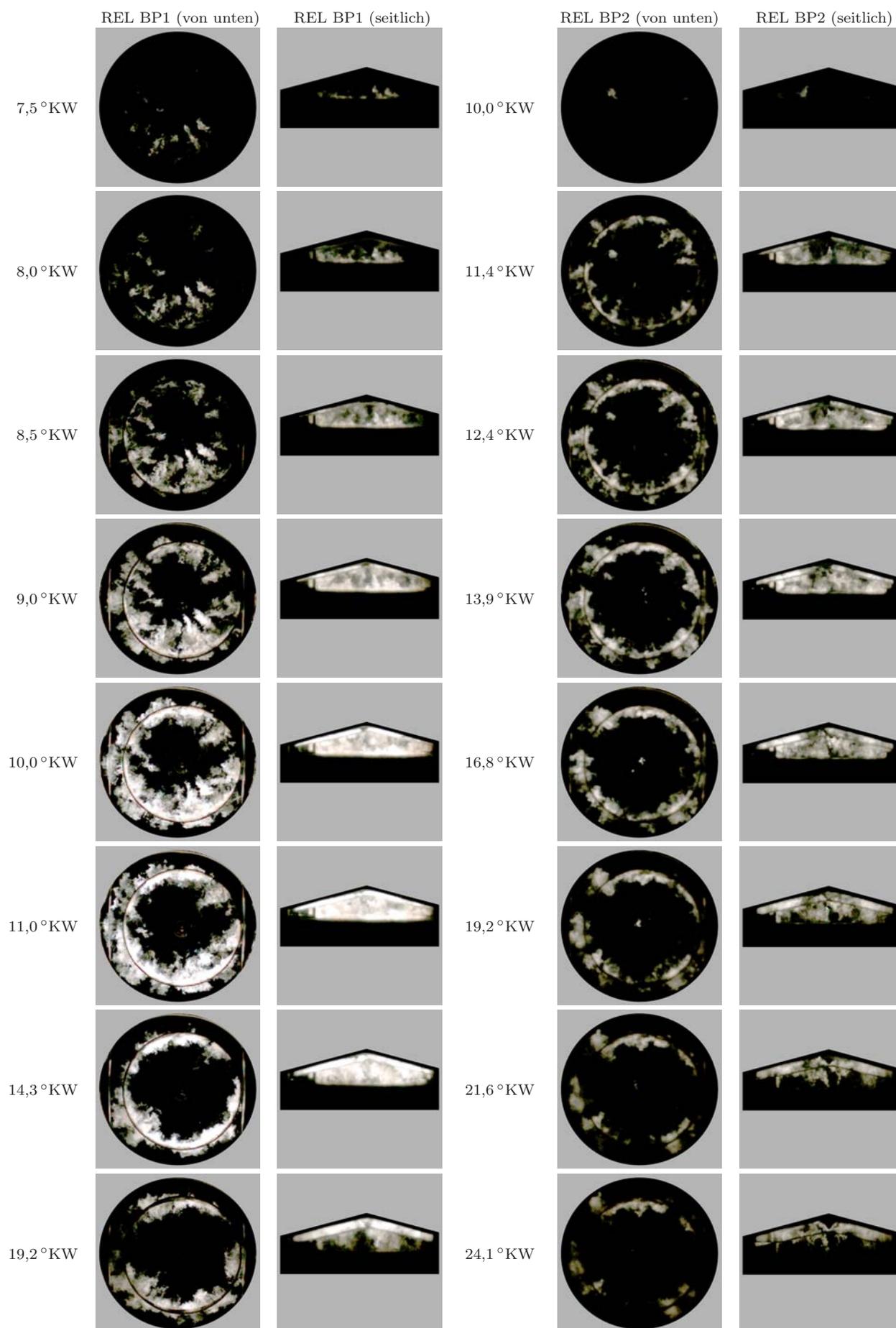


Abbildung 5.21: Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel für Betriebspunkte 1 (links) und Betriebspunkt 2 (rechts), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

Betriebspunkt 2

Bei Betriebspunkt 2 tritt das erste messbare Signal bei $8,0^\circ\text{KW}$ auf. Im weiteren Verlauf bis $10,0^\circ\text{KW}$ erscheint das erste sichtbare Rußleuchten im Bereich eines einzelnen Einspritzstrahls. Die Analyse der Gemischbildung für diesen Zeitraum ergibt, dass die Einspritzung aufgrund des größeren zeitlichen Abstandes zum Ansteuerbeginn bereits abgeschlossen ist und nur noch wenig Mie-Signal bzw. flüssiger Brennstoff in Form von Einspritzstrahlresten vorhanden ist. Dieser verschwindet bis 10°KW vollständig. Das LIF-Signal zeigt sich auflösende Strukturen der Einspritzstrahlen des impulsarmen, zuletzt eingespritzten Kraftstoffes, was zu einer immer gleichmäßigeren Verteilung des Gemisches im Brennraumzentrum führt. Im Bereich des Kolbenmuldenrandes hat der Kraftstoffdampf diesen bereits erreicht und breitet sich tangential zu einem geschlossenen Ring sowie vertikal in Richtung Brennraumdach aus. Dort angekommen wird er sowohl nach außen in die Quetschflächen, als auch etwas nach innen zurück ins Brennraumzentrum transportiert, wodurch der ringförmige Bereich mit intensivem Fluoreszenzsignal im Randbereich des Brennraums breiter wird. Zum Zeitpunkt $10,5^\circ\text{KW}$ erscheint die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel zum ersten Mal innerhalb des Bereichs hoher Kraftstoffkonzentration punktuell direkt an der Kolbenmuldenwand, teilweise über die gesamte Höhe, in der Verlängerung der Strahlachse einiger Einspritzstrahlen. Im darauf folgenden Zeitraum von $10,9$ bis $16,3^\circ\text{KW}$ breitet sich das Rußleuchten im Randbereich der Kolbenmulde weiter aus und tritt vermehrt in den Quetschflächen auf. Die Ansicht von unten zeigt im Gegensatz zu Betriebspunkt 1, wo die Strukturen einzelner Einspritzstrahlen im Rußleuchten zu erkennen sind, im Brennraumzentrum praktisch kein Signal. Das Rußeigenleuchten konzentriert sich auf einen schmalen Bereich am Kolbenmuldenrand und in den Quetschflächen. Die seitliche Ansicht lässt erkennen, dass die Rußstrahlung über die gesamte Brennraumhöhe vom Kolbenboden bis zum Dach auftritt. Die Intensität des Signals nimmt bis ca. 13°KW weiter zu bis im Zeitraum $13,4$ bis $13,9^\circ\text{KW}$ die projizierte Flammenfläche sowie die Signalintensität im Bereich der höchsten Massenmitteltemperatur am Ende der abfallenden Flanke der Wärmefreisetzung ihr Maximum erreichen. Ab $16,8^\circ\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung konzentriert sich die Rußstrahlung weiterhin im unmittelbaren Randbereich der Kolbenmulde und in den Quetschflächen. Die seitliche Ansicht zeigt, dass sich das Signal in seiner vertikalen Entwicklung vom Muldenboden löst und zuletzt nur noch direkt unter dem Brennraumdach zu sehen ist.

Betriebspunkt 3

In den Rußeigenleuchtenuntersuchungen für Betriebspunkt 3 tritt das erste messbare Signal $0,9^\circ\text{KW}$ nach OT auf. Die Analyse der Gemischbildung zu diesem Zeitpunkt ergibt aufgrund des wiederum größeren zeitlichen Abstandes zum ABHE, dass schon seit ca. 4°KW kein flüssiger Brennstoff mehr sichtbar ist und sich das Luft-/Kraftstoffgemisch schon ziem-

lich gleichmäßig im Brennraum verteilt hat (etwas stärkeres LIF-Signal im Bereich vor der Kolbenmuldenwand). Zum Zeitpunkt $1,4^\circ\text{KW}$ tritt das erste sichtbare Rußeigenleuchten an einigen Stellen vor der Kolbenmuldenwand direkt unter dem Brennraumdach auf. Einen Zeitschritt später bei $1,9^\circ\text{KW}$ hat es sich in einem schmalen Streifen mit einigen Unterbrechungen tangential entlang der Kolbenmuldenwand über deren gesamte Höhe vom Muldenboden bis zum Brennraumdach ausgebreitet. Zum Zeitpunkt $2,4^\circ\text{KW}$ konzentriert sich das Rußeigenleuchten bei zunehmender Intensität weiterhin entlang der Kolbenmuldenwand mit einigen Ausläufern in Richtung Brennraumzentrum. Eine vertikale Zuordnung der Position dieser Ausläufer ist im ersten Moment aufgrund der weit fortgeschrittenen Gemischbildung nicht möglich, aber die Signalentwicklung der folgenden Zeitpunkte in Richtung Brennraumzentrum legt nahe, dass das Rußeigenleuchten aus den Gemischbereichen stammt, die nach ihrer Umlenkung am Brennraumdach auf dem Weg zurück in Richtung Einspritzdüse sind. Zu diesem Zeitpunkt ist auch erste Rußstrahlung aus dem Bereich der Quetschflächen sichtbar. Im Zeitraum $2,9$ bis $6,7^\circ\text{KW}$ ist die Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel intensiv in einem sehr schmalen Streifen entlang des Kolbenmuldenrandes über die gesamte Höhe vom Kolbenboden bis zum Brennraumdach und etwas weniger intensiv unterhalb des Brennraumdaches im Bereich der Quetschflächen sowie in Richtung Brennraumzentrum zu sehen. Die Signalentwicklung des Rußeigenleuchtens in der Ansicht von unten zeigt anschaulich, wie sich das Gemisch nach seiner Umlenkung im Bereich des Kolbenmuldenrandes am Brennraumdach sowohl in Richtung Brennraumzentrum bewegt, als auch unterstützt von der umgekehrten Quetschströmung deutlich, in großen Bereichen in die Quetschflächen transportiert wird. Das Signal gewinnt an Intensität bis im Zeitraum $5,7$ bis $6,7^\circ\text{KW}$ sowohl die Intensität als auch die projizierte Flammenfläche wieder im Bereich der höchsten Massenmitteltemperatur, allerdings deutlich nach der Hauptwärmefreisetzung ihr Maximum erreichen. Ab $7,2^\circ\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung verliert die Rußstrahlung wieder an Intensität und die Ansicht von unten in den Brennraum zeigt, wie sich die Bereiche mit Rußeigenleuchten weiter in die Quetschflächen und in Richtung Brennraumzentrum ausbreiten. Die seitliche Ansicht zeigt, dass sich das Signal der Rußstrahlung zu späteren Zeitpunkten wieder vom Kolbenboden löst und zuletzt nur noch unmittelbar unter dem Brennraumdach zu sehen ist.

Betriebspunkt 4

Bei Betriebspunkt 4 tritt das erste messbare Signal zum Zeitpunkt $-0,1^\circ\text{KW}$ auf. Sieht man sich für diesen Zeitpunkt die Ergebnisse der Gemischbildungsanalyse an, so stellt man fest, dass schon seit ca. 6°KW kein flüssiger Brennstoff mehr nachzuweisen ist und sich der Kraftstoffdampf sehr gleichmäßig im Brennraum verteilt hat (tendenziell etwas stärkeres LIF-Signal aus dem Bereich vor der Kolbenmuldenwand). Zum Zeitpunkt $0,3^\circ\text{KW}$ wird das erste Rußeigenleuchten punktuell unmittelbar am Kolbenmuldenrand sowohl im unteren Bereich als auch direkt unter dem Brennraumdach sichtbar. Einen Zeitschritt später bei $0,8^\circ\text{KW}$ werden daraus mehrere kleinere Bereiche mit Rußstrahlung über die gesamte Höhe

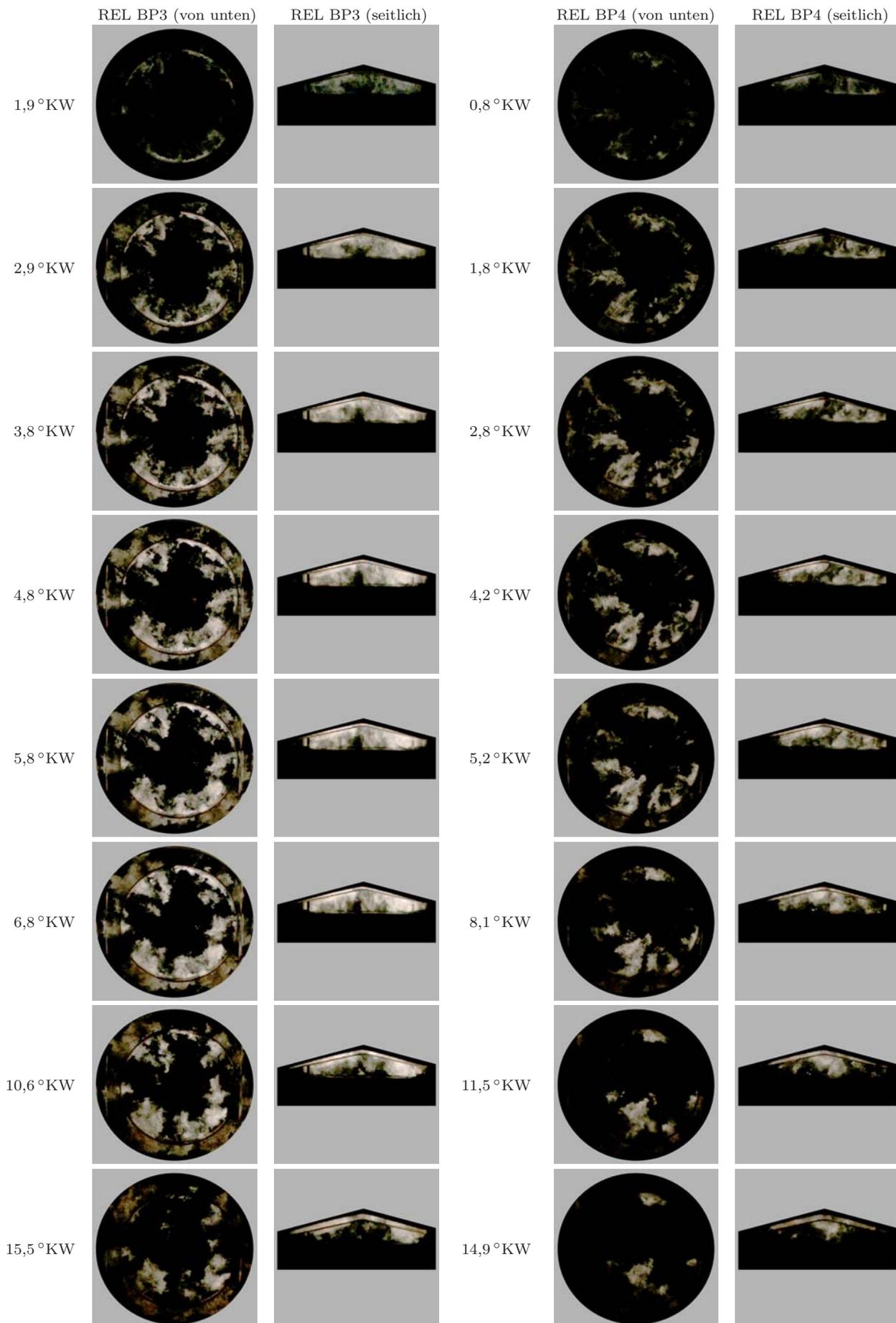


Abbildung 5.22: Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel für Betriebspunkte 3 (links) und Betriebspunkt 4 (rechts), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

zwischen Muldenboden und Brennraumdach am Kolbenmuldenrand und im Bereich davor. Zum Zeitpunkt $1,3^\circ\text{KW}$ breitet sich das Rußeigenleuchtensignal auf der linken Seite unter dem Dach weiter in Richtung Brennraumzentrum aus und es wird ein erstes schwaches Signal über den Quetschflächen sichtbar. Im darauf folgenden Zeitraum von $1,8$ bis $4,2^\circ\text{KW}$ breitet sich die Rußstrahlung bei zunehmender Intensität weiter in Richtung Brennraumzentrum aus bzw. die gesamten Bereiche mit Signal werden als ganzes dorthin versetzt. Auch die Rußstrahlung über den Quetschflächen nimmt leicht zu. Insgesamt ist die zeitliche und örtliche Entwicklung der Bereiche mit Rußeigenleuchten im Brennraum aber sehr uneinheitlich. Zwischen $4,7$ und $5,5^\circ\text{KW}$ nehmen Signalintensität und projizierte Flammenfläche im Bereich der höchsten Massenmitteltemperatur und wie bei Betriebspunkt 3, deutlich nach der Hauptwärmefreisetzung, ihr Maximum an. Anschließend nimmt die Intensität ab $6,2^\circ\text{KW}$ wieder ab und die Bereiche mit Rußstrahlung lösen sich wie schon bei den Betriebspunkten zuvor vom Kolbenboden ab, so dass zuletzt nur noch unmittelbar unter dem Brennraumdach Signal zu sehen ist. Insgesamt sind bei diesem Betriebspunkt die Bereiche mit Rußstrahlung kleiner, die Intensität ist geringer und der Zeitraum in dem Signal zu sehen ist, ist deutlich kürzer als bei den vorangegangenen Betriebspunkten. Verfolgt man die Bewegung des Rußeigenleuchtens, so stellt man fest, dass die zeitliche und örtliche Entwicklung deutlich schneller und uneinheitlicher als bei den anderen Betriebspunkten ist, was auf ein hohes Turbulenzniveau in dieser Phase der Verbrennung hindeutet. Darüber hinaus ist von allen Betriebspunkten am wenigsten Rußstrahlung im Bereich der Quetschflächen zu sehen.

Betriebspunkt 5

Wie sich auch schon bei den Untersuchungen mit Hilfe der Flammenemissionsspektroskopie gezeigt hat, tritt bei Betriebspunkt 5 keine Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel auf. Selbst die Lichtemissionen im UV-nahen sichtbaren Bereich sind so schwach, dass sie mit dem verwendeten Versuchsaufbau für die Analyse des Rußeigenleuchtens nicht messbar sind.

Zusammenfassung Rußeigenleuchten

Neben dem rein visuellen, zusammenfassenden Vergleich der Rußstrahlung der einzelnen Betriebspunkte werden die Signale zusätzlich einer rechnergestützten Bilddatenverarbeitung unterzogen (siehe Kapitel 4.3.4). Die Intensität des Rußeigenleuchtens ist wie im Kapitel 4.3.1 beschrieben abhängig von der Anzahl, dem Durchmesser und der Temperatur der Rußteilchen [111]. Die Ergebnisse aus dem Vergleich der Rußstrahlung der einzelnen Betriebspunkte sind somit unter Berücksichtigung der anderen relevanten Motorbetriebsparameter nur ein Hinweis auf eine unterschiedliche Rußbildung. Eine direkte Korrelation mit den im Abgas gemessenen Partikelemissionen ist nicht möglich, da sich dort aufgrund der Nachoxidation der Rußteilchen nur noch zwischen 1 und 15% [111, 143] der insgesamt zuvor gebildeten Partikel wieder finden. Die Tatsache, dass der Trend in der Entwicklung der im Abgas gemessenen Rußemissionen von der Entwicklung der Intensität der fünf Betriebspunkte richtig wiedergegeben wird, ist ein Zufall. Bei der in Kapitel 5.3 dargestellten AGR-Variation bei 6 bar indiziertem Mitteldruck ist dies schon nicht mehr der Fall. Bei der späteren Bewertung der Rußemissionen (Kapitel 5.2.5) müssen deshalb auf jeden Fall die Randbedingungen für die Rußoxidation mit einbezogen werden.

Um die unterschiedliche Intensität der Rußstrahlung der fünf Betriebspunkte, vor allem das ungewöhnliche Verhalten von Betriebspunkt 3, zu verstehen, muss man wie bereits erwähnt zunächst festhalten, dass die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel nur einen Hinweis auf eine vorangegangene bzw. noch andauernde Rußbildung aufgrund von unvollständiger Verbrennung unter Luftmangel gibt. Das Rußeigenleuchten wird erst dann deutlich sichtbar, wenn die Rußteilchen eine genügend hohe Temperatur durch die Verbrennung erreicht haben [111]. Folglich müssen Zeit und Ort der Rußbildung und der sichtbaren Rußstrahlung nicht immer unmittelbar zusammenfallen. Bei einem konventionellen Dieselmotorenverfahren mit paralleler Einspritzung und Verbrennung finden beide Prozesse gleichzeitig statt, da der gebildete Ruß aufgrund der gleichzeitigen Wärmefreisetzung bzw. der hohen Temperaturen in der Diffusionsflammenfront sofort zu leuchten beginnt. Mit zunehmender Entkoppelung bzw. abnehmender Überlappung von Einspritzung und Verbrennung wird der in den frühen, vorgemischten Phasen der Verbrennung in den Bereichen mit Luftmangel gebildete Ruß erst später bei genügend hohen Temperaturen zusammen mit dem momentan entstehenden Partikeln in den noch unterstöchiometrischen Zonen durch sein Eigenleuchten sichtbar. Aus der Gemischverteilung zu Zeiten des Rußeigenleuchtens erhält man einen Hinweis, in welche Bereiche des Brennraums zuvor gebildeter Ruß durch den anhaltenden Gemischtransport der Brennraumströmung und der Verbrennung selbst transportiert wurde bzw. noch unterstöchiometrische Bereiche für eine momentane Rußbildung existieren können.

Die visuelle Gesamtanalyse unter Einbeziehung der Diagramme der rechnergestützten Bildauswertung (Abbildungen 5.23 und 5.24) ergibt für Betriebspunkt 1 die größte Über-

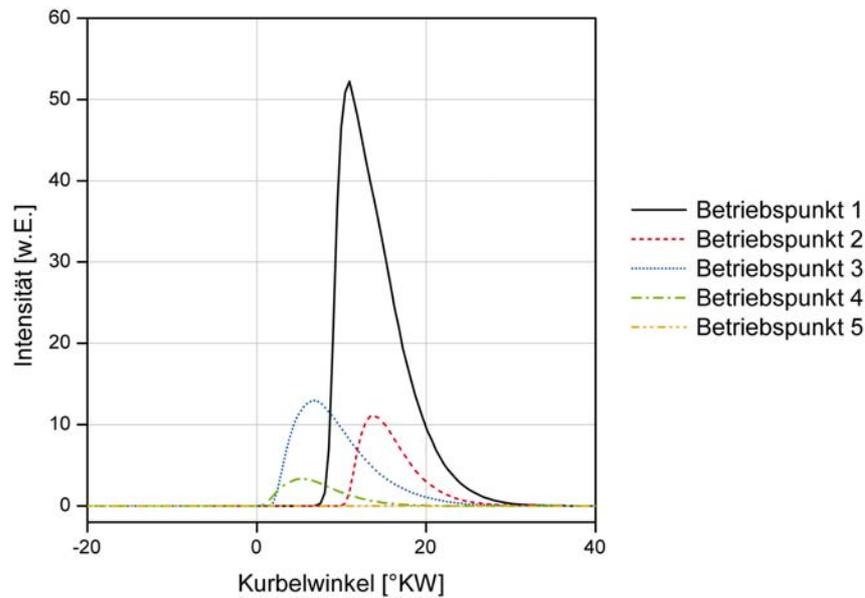


Abbildung 5.23: Intensitätsverlauf der Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel für die Betriebspunkte 1 bis 5

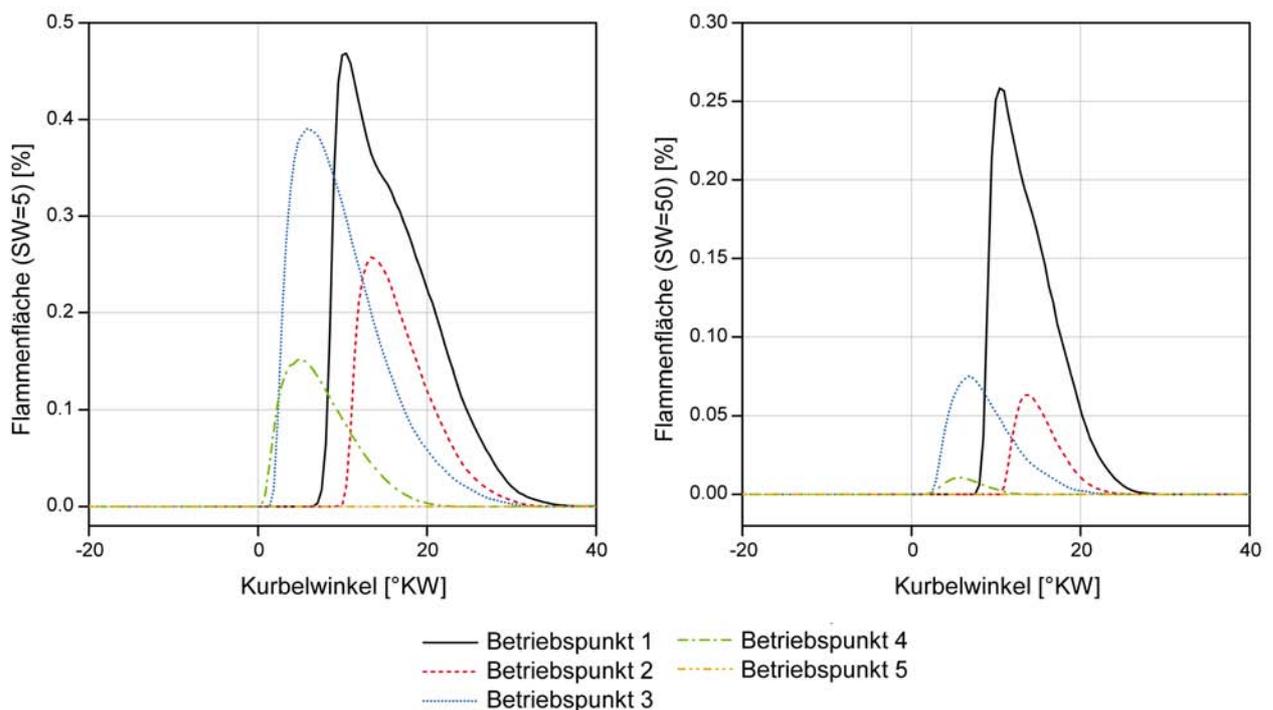


Abbildung 5.24: Projizierte Flammenfläche mit geringem (links) und einem hohem Schwellwert (rechts) für die Betriebspunkte 1 bis 5

schncheidung von Einspritzung und Wärmefreisetzung. Die Orte und der Zeitraum der Rußbildung stimmen von allen Betriebspunkten am besten mit den Orten und dem zeitlichen Auftreten des Rußeigenleuchtens überein. Da keine Abgasrückführung stattfindet ergibt sich diese Übereinstimmung aus dem geringsten Zündverzug, keiner Verschleppung der Wärmefreisetzung und dem insgesamt höchsten Temperaturniveau. Die Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung resultiert in einem hohem Diffusionsanteil mit starker

Rußbildung, der durch die hohen Temperaturen in der Diffusionsflammenfront sofort intensiv zu leuchten beginnt. Entsprechend ergibt die Bildauswertung die größte Intensität der Festkörperstrahlung heißer Rußteilchen und wegen der großflächig brennenden Einspritzstrahlen im Brennraumzentrum, im Randbereich der Kolbenmulde und über den Quetschflächen die größte projizierte Flammenfläche, sowohl mit großem als auch mit kleinem Schwellwert für die Binarisierung (47 % und 26 %). Der Rückgang der Flammenfläche auf ca. die Hälfte bei Anhebung des Schwellwertes ist von allen Betriebspunkten am geringsten. Das Rußeigenleuchten ist unter den gegebenen Randbedingungen für diesen Betriebspunkt also ein guter Indikator für vorangegangene und vor allem noch andauernde Rußbildung. Aus der größten Intensität und der größten Erfassung des Brennraums durch die Rußstrahlung kann man hier auf eine starke Rußbildung schließen.

Bei Betriebspunkt 2 ergeben sich durch die 30 %ige AGR ein etwas längerer Zündverzug, eine leichte Verschleppung der Verbrennung und ein insgesamt geringeres Temperaturniveau. Da aufgrund des gleichen ABHE verglichen mit Betriebspunkt 1 kein Unterschied in der Einspritzung und Gemischbildung existiert, ergibt sich aus dem späteren Beginn der im Ansatz zweistufigen Wärmefreisetzung eine etwas geringere Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung und somit ein höherer Vormisch- bzw. geringerer Diffusionsanteil der Verbrennung mit weniger Rußbildung. Durch die verschleppte Hauptwärmefreisetzung bzw. den späteren signifikanten Temperaturanstieg ist der Gemischtransport im Brennraum zu Beginn der Rußstrahlung bereits weiter fortgeschritten. Die Bereiche hoher Kraftstoffkonzentration bzw. mit Luftmangel befinden sich zu diesem Zeitpunkt hauptsächlich im Kolbenmuldenrandbereich, so dass sich die Rußstrahlung entsprechend der Gemischverteilung dort und über den Quetschflächen konzentriert (siehe auch "Verzug Rußeigenleuchten ab ABHE" Tabelle 5.6). Da zu Beginn der Wärmefreisetzung die Einspritzung gerade erst abgeschlossen wird und auch noch flüssiger Kraftstoff im Brennraum vorliegt, ist davon auszugehen, dass Rußbildung auch schon in der vorgemischten Phase der Verbrennung stattfindet. Diese Partikel werden nicht wie bei Betriebspunkt 1 am Ort und zum Zeitpunkt ihrer Entstehung im Bereich der Einspritzstrahlen, sondern erst später im Verlauf der leicht verschleppten Wärmefreisetzung ab einer genügend hohen Temperatur zusammen mit den momentan entstehenden Partikeln in den Bereichen hoher Kraftstoffkonzentration direkt am Kolbenmuldenrand durch Festkörperstrahlung sichtbar. Die nach außen gerichtete Quetschströmung der Expansion behindert eine weitere Ausbreitung dieser fetten Gemischbereiche bzw. der Rußstrahlung entlang des Brennraumdaches zurück in Richtung Brennraumzentrum. Entsprechend ergibt die Bildauswertung eine deutlich geringere maximale Intensität und einen signifikanten Rückgang der projizierten Flammenfläche (26 % und 6 %). Letztere ist mit dem großen Schwellwert für die Binarisierung nur noch ca. ein viertel so groß wie mit kleinem Schwellwert. Der auch rein optisch sichtbare Rückgang der Signalstärke kann eine Folge der geringeren vorangegangenen Rußbildung aber auch des AGR-bedingten reduzierten Temperaturniveaus sein.

Für Betriebspunkt 3 ergibt die visuelle Analyse der gesamten Verbrennung wieder deutlich größere Bereiche mit Rußeigenleuchten mit etwas geringerer Intensität im Vergleich zu Betriebspunkt 2. Die rechnergestützte Bildauswertung ergibt ebenfalls eine größere projizierte Flammenfläche mit beiden Schwellwerten für die Binarisierung (39% und 8%), allerdings eine höhere maximale Intensität als beim vorherigen Betriebspunkt. Dieses auf den ersten Blick insgesamt ungewöhnliche Verhalten lässt sich wie folgt begründen: Der im Vergleich zu Betriebspunkt 1 und 2 deutlich frühere ABHE und die nochmals stark erhöhte AGR-Rate bewirken einen nur geringfügig längeren Zündverzug, eine OT-nähere Verbrennung mit einem höheren globalen Temperaturniveau sowie eine nochmals ausgeprägtere Zweistufigkeit und Verschleppung der Wärmefreisetzung. Der etwas längere Zündverzug sorgt nur für eine geringfügig kleinere Überschneidung von Einspritzung und Gemischbildung mit der beginnenden Verbrennung, weshalb die Rußbildung in der Anfangsphase der Kraftstoffumsetzung nur etwas geringer ausfallen sollte. Des Weiteren nimmt der zeitliche Abstand zwischen dem Beginn der Reaktionen und der Hauptwärmefreisetzung mit signifikanter Temperaturerhöhung zu. Die Temperaturschwelle, ab der der bereits gebildete Ruß durch sein Eigenleuchten sichtbar wird, erreicht dieser Betriebspunkt somit zu einem späteren Zeitpunkt. Der Gemischtransport bzw. die Gemischverteilung im Brennraum ist folglich zu diesem Zeitpunkt ebenfalls weiter fortgeschritten. Aus den Gemischbildungsuntersuchungen geht hervor, dass das Luft-/Kraftstoffgemisch zu diesem Zeitpunkt nach Erreichen des Brennraumdaches im Kolbenmuldenrandbereich mit der Unterstützung der nach innen gerichteten Quetschströmung wieder weit zurück in Richtung Brennraumzentrum vorgedrungen ist. Entsprechend zeigt dieser Betriebspunkt im Vergleich zu Betriebspunkt 2 wieder größere Bereiche mit Rußstrahlung unter dem Dach im Brennraumzentrum und unterstützt durch die mittlerweile nach außen gerichtete Quetschströmung der beginnenden Expansion auch über den Quetschflächen. Die im Vergleich zu Betriebspunkt 2 vermutlich nur etwas geringere gebildete Rußmenge aus der frühen Phase der Verbrennung verteilt sich zusammen mit den noch immer zu fetten Gemischbereichen mit andauernder Rußbildung zu den Zeitpunkten mit genügend hohen Temperaturen für sichtbare Rußstrahlung aufgrund des größeren zeitlichen Abstandes zwischen thermodynamischem Brennbeginn und Hauptwärmefreisetzung und des infolge weiter fortgeschrittenen Gemischtransports auf eine größere projizierte Fläche unter dem Brennraumdach. Für die korrekte Interpretation der Graphen aus der Bildauswertung ergibt sich deshalb, dass der Intensitätszuwachs im wesentlichen nicht aus der maximalen Intensität selbst, sondern nur aus der größeren Flammenfläche resultiert. Es besteht also kein Widerspruch zu den Erkenntnissen aus der visuellen Betrachtung des Bildmaterials, die eine etwas geringere maximale Intensität als bei Betriebspunkt 2 ergibt. Trotz höherer Massenmitteltemperaturen muss von einer geringeren Rußteilchentemperatur ausgegangen werden, da hier keine Diffusionsflammenfront mit lokal sehr hohen Temperaturen wie bei den letzten beiden Betriebspunkten mehr vorliegt.

Bei Betriebspunkt 4 mit einem nochmals früheren ABHE und höherer AGR-Rate ergibt sich wieder ein längerer Zündverzug und folglich die bis jetzt geringste Überschneidung zwischen Einspritzung und Verbrennung. Die Einspritzung ist zu Beginn der Wärmefreisetzung vollständig abgeschlossen. Die komplett vorgemischten Bereiche der Verbrennung sind entsprechend größer und die noch unterstöchiometrischen Bereiche, in denen im folgenden Zeitraum die Rußbildung beginnt, kleiner. Der zeitliche Abstand zwischen ABHE und der Wärmefreisetzung bzw. dem Zeitraum mit hohen Temperaturen, welche den bereits gebildeten und noch immer entstehenden Ruß erst sichtbar machen, ist wiederum größer als bei allen vorangegangenen Betriebspunkten. Die Rußeigenleuchtaufnahmen zeigen, dass die nun kleineren Bereiche mit hoher Kraftstoffkonzentration mit dem anfänglich gebildeten Ruß und der noch andauernden Rußbildung durch den frühen Einspritzbeginn und den nochmals stärkeren Einfluss der nach innen gerichteten Quetschströmung in der Kompression nach Erreichen des Brennraumdaches nochmals ein Stück weiter zurück in Richtung Brennraumzentrum vordringen. Unter Berücksichtigung der AGR-bedingten Temperaturreduktion geben die visuell und in der Bildauswertung sichtbar geringere Intensität, vor allem aber die kleinere projizierte Flammenfläche (15% und 1%) einen Hinweis auf eine geringere vorangegangene und im Zeitraum mit Rußstrahlung andauernde Partikelbildung als Folge der nochmals besseren Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung.

Der letzte Betriebspunkt zeigt wie schon bei den Untersuchungen mithilfe der Flammenemissionsspektroskopie zu keinem Zeitpunkt Festkörperstrahlung heißer Rußteilchen. Da die Massenmitteltemperatur im Bereich der anderen Betriebspunkte liegt, kann man davon ausgehen, dass wenn Ruß gebildet wurde bzw. im Zeitraum mit hohen Temperaturen gebildet wird, dieser auch leuchten würde. Dies lässt den Schluss zu, dass bei diesem Betriebspunkt kein Ruß mehr entsteht. Dies lässt sich mit der vollständigen Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung erklären. Zu Brennbeginn ist die Einspritzung längst abgeschlossen und es ist kein flüssiger Kraftstoff mehr im Brennraum vorhanden. Die Gemischbildung bzw. Durchmischung von Kraftstoff und Luft ist von allen Betriebspunkten zu Brennbeginn am weitesten fortgeschritten, wodurch sich der größte Vormischanteil der Verbrennung aller fünf Betriebspunkte ergibt. Die Gemischverteilung kann zu Brennbeginn aber noch nicht als homogen bezeichnet werden. Allerdings haben die zu diesem Zeitpunkt vorliegenden zu fetten Gemischbereiche aufgrund der massiv verschleppten Wärmefreisetzung noch genügend Zeit sich mit Unterstützung der (über den längsten Zeitraum der Gemischbildung und Verbrennung) nach innen gerichteten Quetschströmung der Kompression zu homogenisieren. Die LIF-Aufnahmen zeigen vor Beginn der Hauptwärmefreisetzung eine sehr gleichförmige Signalverteilung und damit keine fetten Bereiche mit anschließend unterstöchiometrischer Verbrennung in denen Ruß entstehen könnte.

5.2.5 Zusammenfassung der Ergebnisse der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte - Korrelation mit den Emissionswerten des Abgasmotors

Die in den vorangegangenen Kapiteln gezeigten optischen Messergebnisse aus dem Transparentmotor eignen sich in Kombination mit der thermodynamischen Motoranalyse sehr gut als zusätzliches Hilfsmittel, um eine Erklärung für den Verlauf und die Höhe der am Abgasmotor ermittelten Emissionen zu finden (Abbildung 5.2) und auf diese Weise einen Beitrag für die Verbesserung des Brennverfahrens zu leisten.

Die Stickoxidemissionen gehen stetig von Betriebspunkt zu Betriebspunkt zurück. Es erfolgen zwei große Sprünge innerhalb der ersten drei Betriebspunkte und dann nur noch kleinere Veränderungen bis an die Nachweisgrenze bei Betriebspunkt 5. Die NO_x -Bildung ist wie im Kapitel 2.1.1 im wesentlichen von der Temperatur und dem Luftverhältnis bzw. der Sauerstoffkonzentration abhängig [160]. Die Abgasrückführung stellt ein wirksames Mittel zur Reduktion der Stickoxidemissionen dar. Ein Teil der angesaugten Frischluft wird durch zurückgeführte inerte Verbrennungsprodukte ersetzt, wodurch sich die Sauerstoffkonzentration verringert. Außerdem ergibt sich durch die höhere molare Wärmekapazität des Abgases ein geringeres Temperaturniveau im Brennraum, was die Stickoxidbildung zusätzlich vermindert [88]. Die Sauerstoffkonzentration geht aufgrund der zunehmenden AGR über alle Betriebspunkte stetig zurück. Abbildung 5.19 zeigt aber, dass dies für die Temperatur auf den ersten Blick nicht gilt. Die Variation des Einspritzzeitpunktes bewirkt deutliche Unterschiede im Brennbeginn, wodurch Betriebspunkt 3 und 4 aufgrund ihrer OT-nahen Verbrennung sehr hohe Massenmitteltemperaturen erzeugen. Trotzdem gehen die NO_x -Emissionen weiter zurück. Eine plausible Begründung liefern die optischen Messergebnisse aus dem Transparentmotor. Sie zeigen von Betriebspunkt 1 zu Betriebspunkt 5 eine kontinuierliche Veränderung der Verbrennungscharakteristik weg von einer Diffusionsverbrennung mit hohen Spitzentemperaturen in der Flammenfront hin zu einer komplett vorgemischten Verbrennung mit deutlich geringeren Spitzentemperaturen. Deshalb kann man auch bei den Betriebspunkten 3 und 4, trotz wieder zunehmender Massenmitteltemperaturen aufgrund der OT-nahen Verbrennung, von geringeren, für die Stickoxidbildung relevanteren Verbrennungsspitzen-temperaturen ausgehen. Die Veränderung der Betriebsparameter bewirkt somit für alle Betriebspunkte eine abnehmende Sauerstoffkonzentration sowie rückläufige Verbrennungsspitzen-temperaturen und folglich immer geringere NO_x -Emissionen.

Die Rußemissionen gehen ausgehend vom Startwert bei Betriebspunkt 1 erst leicht zurück, steigen dann steil an und brechen anschließend bis an die Nachweisgrenze bei Betriebspunkt 5 deutlich ein. Vor allem der Übergang von Betriebspunkt 3 zu Betriebspunkt 4 steht hier im Mittelpunkt des Interesses. Es stellt sich die Frage, warum die Betriebspunkte 4 und 5 vom eigentlich zu erwartenden Verlauf eines klassischen Ruß- NO_x -Trade-Offs aufgrund zunehmender AGR abweichen und geringere bzw. gar keine Partikelemissionen

mehr hervorbringen. Für die im Abgas gemessenen Rußemissionen müssen die Rußbildung und die Rußoxidation berücksichtigt werden. Hinsichtlich der Rußbildung, deren entscheidender Einflussfaktor das lokale Luftverhältnis ist, ergeben die Gemischbildungsanalyse, die Flammenemissionsspektroskopie und die Verbrennungsuntersuchungen mit Rußeigenleuchten für die Betriebspunkte 1 bis 5 eine zunehmende Entkoppelung bzw. eine abnehmende Überlappung von Einspritzung und Verbrennung. Der Vergleich der Gemischbildung der fünf Betriebspunkte mit den Ergebnissen der thermodynamischen Motoranalyse hat gezeigt, dass der Brennbeginn immer später im Verlauf des Einspritzvorgangs bzw. nach der Einspritzung erfolgt, so dass die Durchmischung von Kraftstoff und Luft immer weiter fortgeschritten ist. Der Vergleich der zeitlichen Lage der verschiedenen verbrennungsrelevanten Zeitpunkte im Verlauf der Wärmefreisetzung der fünf Betriebspunkte brachte hervor, dass der Beginn der Rußstrahlung und das Maximum des Signals immer später innerhalb bzw. nach der Hauptwärmefreisetzung stattfinden. Diese stetig zunehmende Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung führt zu einem kontinuierlichen Wechsel der Verbrennungscharakteristik. Der Diffusionsanteil bzw. die Anteile der Verbrennung unter extremem Luftmangel nehmen ab und der Vormischanteil der Verbrennung nimmt bis hin zur komplett vorgemischten Reaktion bei Betriebspunkt 5 zu. Die Rußbildung geht dementsprechend zurück. Im Prinzip wirkt die abnehmende Sauerstoffkonzentration bedingt durch die AGR-Steigerung dieser Entwicklung entgegen. Allerdings verfügen alle Betriebspunkte über ein globales Luftverhältnis größer eins bzw. fahren mit Luftüberschuss, so dass die zunehmend bessere Durchmischung von Luft und Kraftstoff und die sich daraus ergebende Vermeidung unterstöchiometrischer Verbrennung der entscheidende Faktor für den Rückgang der gebildeten Rußmenge ist. Hinsichtlich der Rußoxidation, deren entscheidende Einflussfaktoren das Sauerstoffangebot und das Temperaturniveau sind, verursacht die stetige Zunahme der AGR-Rate bezüglich des Sauerstoffangebotes immer schlechtere Abbrandbedingungen. Bezüglich des Temperaturniveaus ergeben sich aufgrund der unterschiedlichen Lage der Verbrennung ausgehend von Betriebspunkt 1 niedrigere Temperaturen bzw. schlechtere Abbrandbedingungen für Betriebspunkt 2, ein höheres Temperaturniveau bzw. bessere Abbrandbedingungen für die Betriebspunkte 3 und 4 sowie das geringste Temperaturniveau und damit die ungünstigsten Abbrandbedingungen für Betriebspunkt 5.

Entsprechend verfügt Betriebspunkt 1 mit dem größten Anteil Diffusionsverbrennung über die höchste Rußbildung, hat aber gleichzeitig die besten Bedingungen für die Rußoxidation, da sowohl das Sauerstoffangebot als auch das Temperaturniveau maximal sind. Die optimalen Abbrandbedingungen ergeben letztendlich nur die zweithöchsten Partikelemissionen im Abgas. Der klassische Verlauf der Rußemissionen am Beginn einer AGR-Schleife würde für Betriebspunkt 2 einen leichten Anstieg der Partikelmenge im Abgas erwarten lassen. Allerdings scheint die geringere Rußbildung aufgrund des höheren Anteils vorgemischter Verbrennung die schlechteren Bedingungen für die Rußoxidation mehr als zu kompensieren, da die Rußemissionen sogar leicht zurück gehen. Dies ist ein

Hinweis auf die gute AGR-Verträglichkeit des Motorkonzepts. "Nur" 30% AGR scheinen hinsichtlich der Rußabbrandbedingungen noch nicht kritisch zu sein. Für Betriebspunkt 3 haben die optischen Messergebnisse des Transparentmotors gezeigt, dass dieser im Vergleich zu Betriebspunkt 2 nur über einen geringfügig höheren Vormischanteil der Verbrennung und damit auch nur über geringe Vorteile hinsichtlich der Rußbildung verfügt. Die nochmals deutlich gesteigerte AGR-Rate verschlechtert die Bedingungen für die Rußoxidation aber zumindest hinsichtlich des O₂-Angebotes erheblich. Das höhere Temperaturniveau aufgrund der OT-näheren Verbrennung scheint diesen Nachteil nicht ausgleichen zu können, so dass die Rußemissionen im Abgas deutlich zunehmen. Bei Betriebspunkt 4 erfolgt eine weitere, aber vergleichsweise nur geringfügige Steigerung der AGR-Rate. Daraus ergeben sich ein nur etwas geringeres Sauerstoffangebot und durch die gleiche Verbrennungslage ein in etwa gleiches Temperaturniveau. Die Bedingungen für die Rußoxidation verschlechtern sich also nur unwesentlich. Gegenüber Betriebspunkt 3 ergeben sich aber deutliche Vorteile hinsichtlich der Rußbildung. Aufgrund des wieder deutlich längeren Zündverzuges und der nochmals ausgeprägteren Verschleppung der Hauptwärmefreisetzung zeigen die Ergebnisse des Transparentmotors mit allen drei verwendeten Messtechniken einen signifikanten Schritt bezüglich der Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung. Der entsprechend gesteigerte Anteil vorgemischter bzw. reduzierte Anteil diffusiver Verbrennung in Verbindung mit der erstmals über längere Zeit wirkenden zusätzlichen Durchmischung der Gemischbildung und beginnenden Verbrennung durch die Quetschströmung ergibt deutliche Vorteile bezüglich der Rußbildung gegenüber Betriebspunkt 3. Der abrupte Abfall der Partikelemissionen bei Betriebspunkt 4 ist also ein Ergebnis von sehr viel günstigeren Bedingungen hinsichtlich geringer Rußbildung und nur etwas schlechteren Voraussetzungen für die Rußoxidation. Für Betriebspunkt 5 ergeben die optischen Untersuchungen am Transparentmotor, dass hier eine endgültige Entkoppelung der Einspritzung und Gemischbildung von der Verbrennung vorliegt. Durch die vollständige zeitliche Trennung von Kraftstoffeinbringung in den Brennraum und beginnender Verbrennung sowie die erheblich verschleppte Hauptwärmefreisetzung ergibt sich eine komplett vorgemischte Energieumsetzung ohne Bereiche mit extremen Luftmangel, die zur Rußbildung führen würden. Die mit Abstand schlechtesten Voraussetzungen für die Rußoxidation spielen keine Rolle mehr.

Neben dem Ruß existieren mit den unverbrannten Kohlenwasserstoffen und dem Kohlenmonoxid zwei weitere unerwünschte Produkte unvollständiger Verbrennung. Für die HC-Bildung ist, wie in Kapitel 2.1.3 erklärt, die Flammenlöschung (Quenching) in zu kalten Bereichen an der Wand und in Spalten verantwortlich. Kohlenmonoxid (Kapitel 2.1.4) entsteht in einer Luftmangelverbrennung, wenn zu wenig Sauerstoff für die CO-Oxidation zur Verfügung steht oder die Reaktion aufgrund zu geringer Temperaturen zum Stillstand kommt. Betriebspunkt 1 verfügt über die günstigsten Bedingungen die Konzentration beider Schadstoffe im Abgas gering zu halten. Da keine AGR zum Einsatz kommt liegt das maximal mögliche Sauerstoffangebot und ein hohes Temperaturniveau vor, weshalb im Vergleich

zu den anderen Betriebspunkten die geringsten HC- und CO-Emissionen entstehen. Die 30% AGR-Rate bei Betriebspunkt 2 reduzieren sowohl das Sauerstoffangebot als auch das Temperaturniveau der Verbrennung, wodurch die HC- und CO-Bildung grundsätzlich begünstigt wird. Hinzu kommt noch, dass die Gemischbildung und die Wärmefreisetzung von allen Betriebspunkten am weitesten in der Expansion liegen, so dass das Gemisch und die Verbrennung aufgrund der Brennraumströmung und der größten Brennraumbofläche am ehesten in kalte wandnahe Bereiche und in den Feuersteg mit zu niedrigen Temperaturen gelangen können. Dies fördert zusätzlich die Entstehung unverbrannter Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid, weshalb beide Schadstoffe in höherer Konzentration vorliegen als bei Betriebspunkt 1. Für Betriebspunkt 3 würde man durch die nochmals gesteigerte AGR-Rate und der folglich geringeren Sauerstoffkonzentration sowie dem vermeintlich niedrigeren Temperaturniveau einen weiteren Anstieg beider Abgaskomponenten erwarten. Die CO-Emissionen nehmen aber nur leicht zu und die HC-Werte sind sogar rückläufig. Im Unterschied zu Betriebspunkt 2 haben der deutlich frühere ABHE und die OT-nahe Verbrennungslage zur Folge, dass die Gemischbildung und die Anfangsphase der Verbrennung zu Zeitpunkten mit nach innen gerichteter Quetschströmung stattfinden, wodurch zu Beginn wenig Gemisch in den Bereich über die Quetschflächen und in den Feuersteg gelangt. Durch die Lage der Hauptwärmefreisetzung im Bereich des oberen Totpunktes ist die Brennraumbofläche während der Verbrennung minimal. Wenig Kraftstoff in kritischen Bereichen in Verbindung mit einer kleinen Brennraumbofläche ergeben optimale Voraussetzungen um die lokale Flammenlöschung gering zu halten. Die HC-Emissionen gehen deshalb zurück und die CO-Emissionen steigen nur moderat an. Diese leichte Zunahme der CO-Werte muss demnach eine Folge allein der verminderten Sauerstoffkonzentration und weniger der Temperaturrandbedingungen sein. Bei Betriebspunkt 4 profitiert die Gemischbildung und die beginnende Verbrennung ebenfalls von der nach innen gerichteten Quetschströmung, wodurch anfangs kein Gemisch in kritische Bereiche über den Quetschflächen und in den Feuersteg gelangt. Die AGR-Rate nimmt nur leicht zu bzw. die Sauerstoffkonzentration nur geringfügig ab und die Hauptwärmefreisetzung findet ebenfalls im Bereich des oberen Totpunktes bei minimaler Brennraumbofläche statt. Die Randbedingungen für die Entstehung von HC- und CO-Emissionen sind im Vergleich zu Betriebspunkt 3 somit sehr ähnlich, weshalb sich die Konzentrationen beider Schadstoffe bei Betriebspunkt 4 praktisch nicht verändern. Die heftige Zunahme der HC- und CO-Werte bei Betriebspunkt 5 ist eine Folge der hohen AGR-Rate und der besonderen Verbrennungscharakteristik dieses Betriebspunktes. Die hohe AGR-Rate reduziert die Sauerstoffkonzentration und das Temperaturniveau erheblich. Die gute Gemischhomogenisierung führt zusätzlich zu einer sehr gleichförmig im Brennraum verteilten Reaktion (ohne hohe lokale Spitzentemperaturen), die durch den großen Anteil an rückgeführtem Abgas deutlich verschleppt wird. Das Temperaturniveau bleibt somit auch während und nach der Verbrennung niedrig. Diese Faktoren führen zu einer sehr unvollständigen Umsetzung des Kraftstoffes und infolge zu den höchsten HC- und CO-Emissionen. Die Untersuchungsergebnisse aus dem Transparentmotor geben einen Hinweis,

wann und wo innerhalb der Verbrennung diese Emissionen entstehen. Wie schon bei den beiden vorangegangenen Betriebspunkten profitiert die Gemischbildung und die beginnende Verbrennung von der nach innen gerichteten Quetschströmung während der Kompression, so dass anfangs wenig Gemisch in kritische Bereiche für die HC- und CO-Entstehung gelangen kann. Erst später in der Expansion während der Hauptwärmefreisetzung erreichen die laufenden Reaktionen dann diese kalten wandnahen Bereiche, wo sie aufgrund der niedrigen Temperaturen und des geringen O₂-Angebotes zum Erliegen kommen.

Das Verbrennungsgeräusch ist bei den ersten vier Betriebspunkten fast konstant auf hohem Niveau. Dieses Verhalten ergibt sich aus den ähnlich steilen Gradienten der Druckanstiegsgeschwindigkeit zu Beginn der Reaktion und ist eine Folge des hohen Vormischanteils der Verbrennung und der nur mäßigen Verschleppung der Wärmefreisetzung. Für Betriebspunkt 5 haben die Untersuchungen am Transparentmotor gezeigt, dass sich die Charakteristik der Verbrennung im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten signifikant ändert. Es kommt zu einer sehr deutlich ausgeprägten zweistufigen Reaktion mit einer stark verschleppten Hauptwärmefreisetzung. Der Anstieg des Verbrennungsdruckes fällt deshalb sehr viel flacher und das Verbrennungsgeräusch sehr viel niedriger aus.

Hinsichtlich des indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauchs der fünf Betriebspunkte erhält man nur wenige Hinweise aus den Untersuchungsergebnissen des Transparentmotors. In der Literatur finden sich jedoch Erklärungsansätze, welche die thermodynamische Motoranalyse zur Hilfe nehmen. Gemäß Gärtner et al. [47] bildet die Schwerpunktfrage der Verbrennung (50%-Umsatzpunkt) eine wichtige Prozessgröße hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs. Der Ottomotor arbeitet z.B. verbrauchsoptimal, wenn der Schwerpunkt der Verbrennung bei ca. 8°KW nach dem oberen Totpunkt liegt. Für direkteinspritzende Dieselmotoren ist kein solches hilfreiches und allgemein akzeptiertes Kriterium vorhanden bzw. der Erklärungsansatz mithilfe des Verbrennungsschwerpunktes funktioniert nur für bestimmte Motorbetriebspunkte oder Brennverfahren. Gärtner et al. gibt als Ergebnis der eigenen Untersuchungen für direkteinspritzende, drallarme Nfz-Dieselmotoren bezüglich eines minimalen Kraftstoffverbrauchs einen optimalen Verbrennungsschwerpunkt bei etwa 5°KW nach OT an. Die Verbrennungsschwerpunkte der fünf hier untersuchten Betriebspunkte 1 bis 5 liegen bei 10,2°KW, 12,4°KW, 2,9°KW, 1,7°KW und 9,4°KW n. OT. Vergleicht man die Lage der Punkte mit den unterschiedlichen Verbräuchen der fünf Betriebspunkte, so zeigt sich, dass man aus der Schwerpunktfrage der Verbrennung hier keine Rückschlüsse bezüglich des Verbrauchs ziehen kann. Für den etwas höheren Wert von Betriebspunkt 5 kann man aber die kalte, verschleppte Verbrennung verantwortlich machen, in welcher der Kraftstoff nicht optimal umgesetzt wird. Dies äußert sich auch in den deutlich erhöhten HC- und CO-Emissionen dieses Betriebspunktes.

Als Fazit der Analyse der fünf Betriebspunkte mit den beschriebenen Messtechniken an beiden Versuchsmotoren kann man bezüglich der Abgasemissionen folgendes festhalten: Betriebspunkt 4 stellt das Optimum dar, da er nur geringe Ruß- und NO_x -Emissionen bei akzeptablen HC- und CO-Emissionen produziert. Die Frage, warum dies bei den ersten drei Betriebspunkten noch nicht und beim letzten Betriebspunkt nicht mehr funktioniert, konnte eindeutig mithilfe der Messergebnisse des Transparentmotors beantwortet werden. Bei Betriebspunkt 4 gelingt im Vergleich zu den ersten drei Betriebspunkten zum ersten Mal eine nachhaltige Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung und damit eine deutlich geringere Rußbildung. Hinzu kommen im Vergleich zu Betriebspunkt 3 nur unwesentlich schlechtere Bedingungen für die Rußoxidation, weshalb die letztendlich im Abgas gemessene Partikelmenge wider dem Trend der vorangegangenen Betriebspunkte zurückgeht. Dabei kann bei Betriebspunkt 4 eine signifikante Zunahme der HC- und CO-Emissionen wie bei Betriebspunkt 5 vermieden werden. Dieser verbrennt zwar vollkommen Ruß- und NO_x -frei, die relativ kalte, späte und deutlich verschleppte Verbrennung sowie die geringe Sauerstoffkonzentration bedingt durch die extrem hohe AGR-Rate bringen jedoch inakzeptabel hohe HC- und CO-Emissionen hervor.

5.3 Variation der Einspritzung und Abgasrückführung bei 6 bar indiziertem Mitteldruck

5.3.1 Darstellung der Betriebspunkte und Emissionen

Im folgenden Unterkapitel werden die Messergebnisse des thermodynamischen Versuchsmotors der zweiten der beiden ausführlich präsentierten Messkampagnen dargestellt. Die Emissionen wurden wiederum mit Standardabgasmesstechnik ermittelt und sind in Abbildung 5.25 zu finden. Die gezeigten Betriebspunkte sind der mittleren Teillast zuzuordnen. Die entsprechenden Motorbetriebsparameter sind in Tabelle 5.7 abgebildet.

Drehzahl	2000 U/min
Verdichtungsverhältnis	16
indizierter Mitteldruck	6 bar
Raildruck	900 bar
Ladedruck	1450 mbar
Abgasgegendruck	1540 mbar
AGR-Rate (BP1-6)	47/52/56/57/59/60 %
Einlasslufttemperatur (BP1-6)	57/65/66/65/66/66 °C
ABHE (BP1-6)	-20/-20/-20/-21/-21/-21 °KW
$Q_{E,HE}$	15,4 mm ³
Luftverhältnis λ (BP1-6)	1,5/1,3/1,2/1,2/1,1/1,1
Kraftstoff	Diesel (EN590)

Tabelle 5.7: Motorbetriebsparameter der $p_{mi}=6$ bar/ $\varepsilon=16$ -Betriebspunkte

Die gewählten Einspritzzeitpunkte aller sechs Betriebspunkte liegen im Bereich des Bestpunktes der in Kapitel 5.2 diskutierten Betriebspunkte bei 4 bar indiziertem Mitteldruck. Bei den ersten drei Betriebspunkten wird die Einspritzung genau bei -20 °KW angesteuert, bei den letzten drei 1 °KW früher. Die Abgasrückführtrate ist also der wesentliche Variationsparameter innerhalb dieser Untersuchung. Um das Brennverfahren unter den verschärften Bedingungen der höheren Motorlast überhaupt darstellen zu können, sind von Beginn an relativ hohe AGR-Raten notwendig. Die Charakteristik der Brennverläufe (Abbildung 5.26) hat wie schon die der Betriebspunkte bei 4 bar indiziertem Mitteldruck nur noch wenig Ähnlichkeit mit dem in Abbildung 2.7 dargestellten konventionellen Dieselmotorenverlauf. Sie zeichnen sich durch einen sehr hohen Vormischanteil der Verbrennung aus, der anfangs eine schnelle Wärmefreisetzung verursacht. Mit steigender AGR-Rate bildet sich eine zweistufige Reaktion aus und die Hauptwärmefreisetzung wird zunehmend verschleppt, so dass die letzten Betriebspunkte wieder immer mehr die in Abbildung 2.12 exemplarisch dargestellte Form einer HCLI-Verbrennung annehmen. Der Beginn der Verbrennung wird durch die AGR-Erhöhung bzw. das infolge reduzierte Temperaturniveau und Sauerstoffangebot im Brennraum nur vergleichsweise geringfügig verzögert (von Betriebspunkt 1 bei -8,6 °KW

bis Betriebspunkt 6 bei $-7,3^\circ\text{KW}$). Die Hauptwärmefreisetzung reagiert hingegen deutlich sichtbarer auf die Folgen der AGR-Erhöhung. Sie wird erheblich verschleppt, d.h. sie beginnt später und läuft sehr viel langsamer ab (die max. Wärmefreisetzung verschiebt sich von $-3,2^\circ\text{KW}$ bei Betriebspunkt 1 bis nach $4,1^\circ\text{KW}$ bei Betriebspunkt 6). Ursache hierfür ist die verlangsamte Reaktionskinetik bei niedrigen Temperaturen und reduziertem Sauerstoffangebot [88].

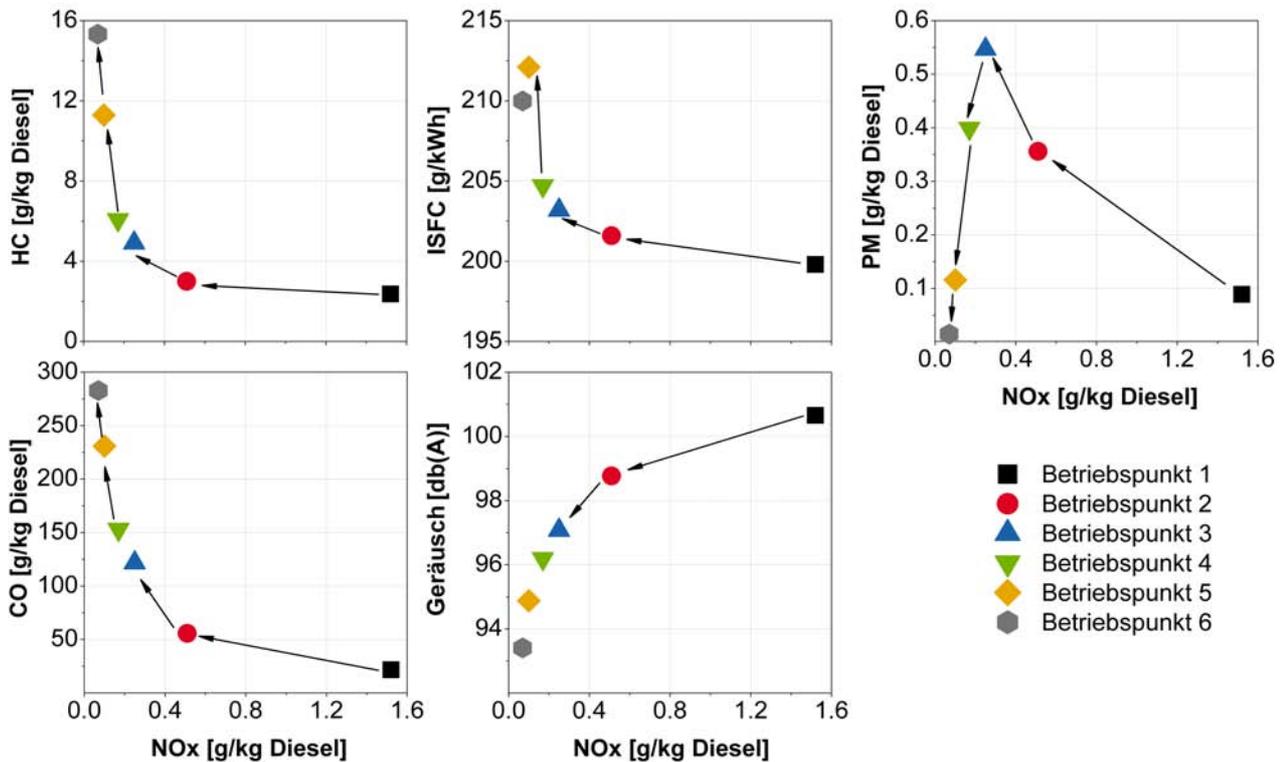


Abbildung 5.25: Emissionen des thermodynamischen Motors bei Variation der Einspritzung und Abgasrückführung mit 6 bar indiziertem Mitteldruck

In Abbildung 5.25 sind die Emissionen der sechs Betriebspunkte jeweils über NO_x aufgetragen. Die Stickoxidemissionen starten beim ersten dargestellten Betriebspunkt mit einem bereits sehr geringen Ausgangswert und gehen bis zum letzten Betriebspunkt bis an die Nachweisgrenze zurück. Es ist zu vermuten, dass hier hauptsächlich die AGR als wirksames Mittel zur Reduktion der Stickoxidemissionen für deren Rückgang verantwortlich ist. Die Partikelemissionen folgen in ihrem Verlauf zunächst dem typischen Ruß- NO_x -Trade-Off bei Variation der AGR-Rate, knicken dann aber bei Betriebspunkt 4 steil ab und gehen bei Betriebspunkt 6 bis an die Nachweisgrenze zurück. Diese ungewöhnliche Entwicklung konnte bereits bei den Untersuchungen mit 4 bar indiziertem Mitteldruck beobachtet werden. Die HC- sowie die CO-Emissionen steigen ausgehend von einem akzeptablen Niveau erst flach und dann sehr steil hin zu sehr hohen Werten an. Das Verbrennungsgeräusch der fünf Betriebspunkte verändert sich gemäß der Druckanstiegsgeschwindigkeiten $\frac{dp}{d\alpha}$, aus welchen es sich berechnet. Wie aus den Brennverläufen hervorgeht, wird die Wärmefreisetzung zunehmend verschleppt, so dass der Gradient im Anstieg des Verbrennungsdruckes immer flacher

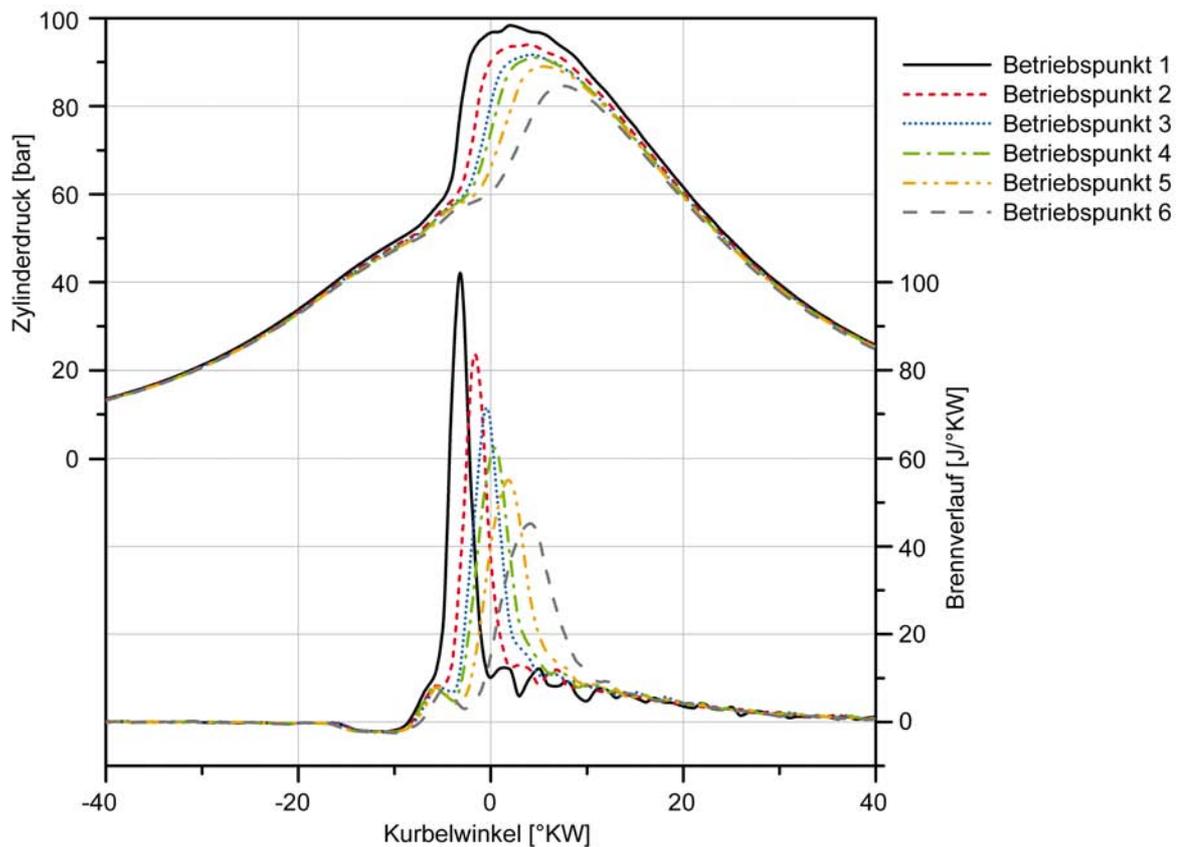


Abbildung 5.26: Druck- und Brennverläufe des thermodynamischen Motors bei Variation der Einspritzung und Abgasrückführung mit 6 bar indiziertem Mitteldruck

und das Verbrennungsgeräusch immer leiser wird. Der indizierte spezifische Verbrauch nimmt ausgehend von einem gutem Startwert erst langsam, bei den beiden letzten Betriebspunkten dann deutlich zu.

In den folgenden Kapiteln wird wie schon bei den Betriebspunkten mit 4 bar indiziertem Mitteldruck die Analyse der Gemischbildung und Verbrennung der sechs Betriebspunkte mit den beschriebenen Messtechniken am Transparentmotor dargestellt. Es gilt auch hier Wirkzusammenhänge aufzuzeigen, bereits bestehende Erklärungen für den Verlauf und die Höhe der am Abgasmotor gemessenen Emissionen zu bestätigen und gegebenenfalls neue zu identifizieren.

5.3.2 Untersuchung der Gemischbildung der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte mit kombinierter Mie-/LIF-Messtechnik

Im folgenden Unterkapitel werden die Ergebnisse der Gemischbildungsuntersuchungen mit kombinierter Mie-/LIF-Messtechnik für die sechs Betriebspunkte bei 6 bar indiziertem Mitteldruck gezeigt. Das Bildmaterial zeigt, wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten, die seitliche Ansicht in den Brennraum sowie die Perspektive von unten sowohl für die Mie-Bilder (nur flüssige Phase des Brennstoffes) als auch für die LIF-Aufnahmen (flüssige und dampfförmige Phase des Brennstoffes). Für die Gemischbildungsuntersuchungen wird der Motor mit Stickstoff betrieben, es findet also keine Verbrennung statt. Die Einspritzung und Gemischbildung der sechs Betriebspunkte unterscheiden sich wegen des fast gleichen ABHE und der nur geringfügig variierenden Einlasslufttemperatur nicht wesentlich voneinander. Deshalb werden stellvertretend für alle Betriebspunkte ausgewählte Zeitpunkte des ersten Betriebspunktes dargestellt. Durch den 1°KW früheren ABHE verschieben sich bei den letzten drei Betriebspunkten die für die Gemischbildung relevanten Zeitpunkte um ca. 1°KW nach vorne.

Zum Zeitpunkt $-16,5/-17,5^\circ\text{KW}$ erfolgt der sichtbare Beginn der Einspritzung. Ungefähr 3°KW später bei $-13,4/-14,4^\circ\text{KW}$ erreicht die Flüssig- und Dampfphase der Einspritzstrahlen den Kolbenboden. Das darauffolgende Ausbreitungsverhalten gleicht dem der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte. Durch die Spray-Wand-Wechselwirkung breitet sich der Kraftstoff flächig um die Auftreffstelle auf dem Kolbenboden aus. Die noch andauernde Einspritzung treibt den flüssigen und dabei verdampfenden Brennstoff auf dem Kolbenboden in Richtung Muldenwand vor sich her ohne ihn dabei signifikant aufzuwirbeln. Zum Zeitpunkt $-11,3/-12,5^\circ\text{KW}$ erreicht der Kraftstoff den Rand der Mulde und breitet sich daraufhin tangential und vertikal entlang der Kolbenmuldenwand aus. Der mittlerweile nur noch dampfförmige Brennstoff erreicht zum Zeitpunkt $-10,1/-11,1^\circ\text{KW}$ links und rechts in den Aufnahmen aus dem Transparentmotor den oberen Kolbenmuldenrand und wird anschließend unterstützt durch die nach innen gerichtete und zu diesem Zeitpunkt maximal ausgeprägte Quetschströmung (siehe Abbildung 5.4) entlang des Daches wieder zurück in Richtung Brennraumzentrum umgelenkt. Es bildet sich eine ringförmige, zunehmend breiter werdende Verteilung des Kraftstoffes im äußeren Bereich der Kolbenmulde aus. Dieser Ring schließt sich vollends bei ca. $-8,4/-9,4^\circ\text{KW}$. Zu diesem Zeitpunkt ist auch das beginnende Nadelschließen in den unruhiger und buschiger werdenden Einspritzstrahlen erkennbar. Etwas später bei $-5,9/-7,2^\circ\text{KW}$ geht aus den Aufnahmen hervor, dass die Nadel vollends geschlossen und die Einspritzung damit beendet ist. Bereits während des Schließvorgangs der Düsenadel beginnt die flüssige Phase des Kraftstoffes zu verschwinden. Ab $-5,5/-6,5^\circ\text{KW}$ ist kein Mie-Signal bzw. flüssiger Kraftstoff mehr erkennbar. Im folgenden Zeitraum wird der ringförmige Bereich mit intensiven LIF-Signal im äußeren Bereich der Kolbenmulde zunehmend breiter und die Strukturen des impulsarmen, zuletzt eingespritzten Kraftstoffes

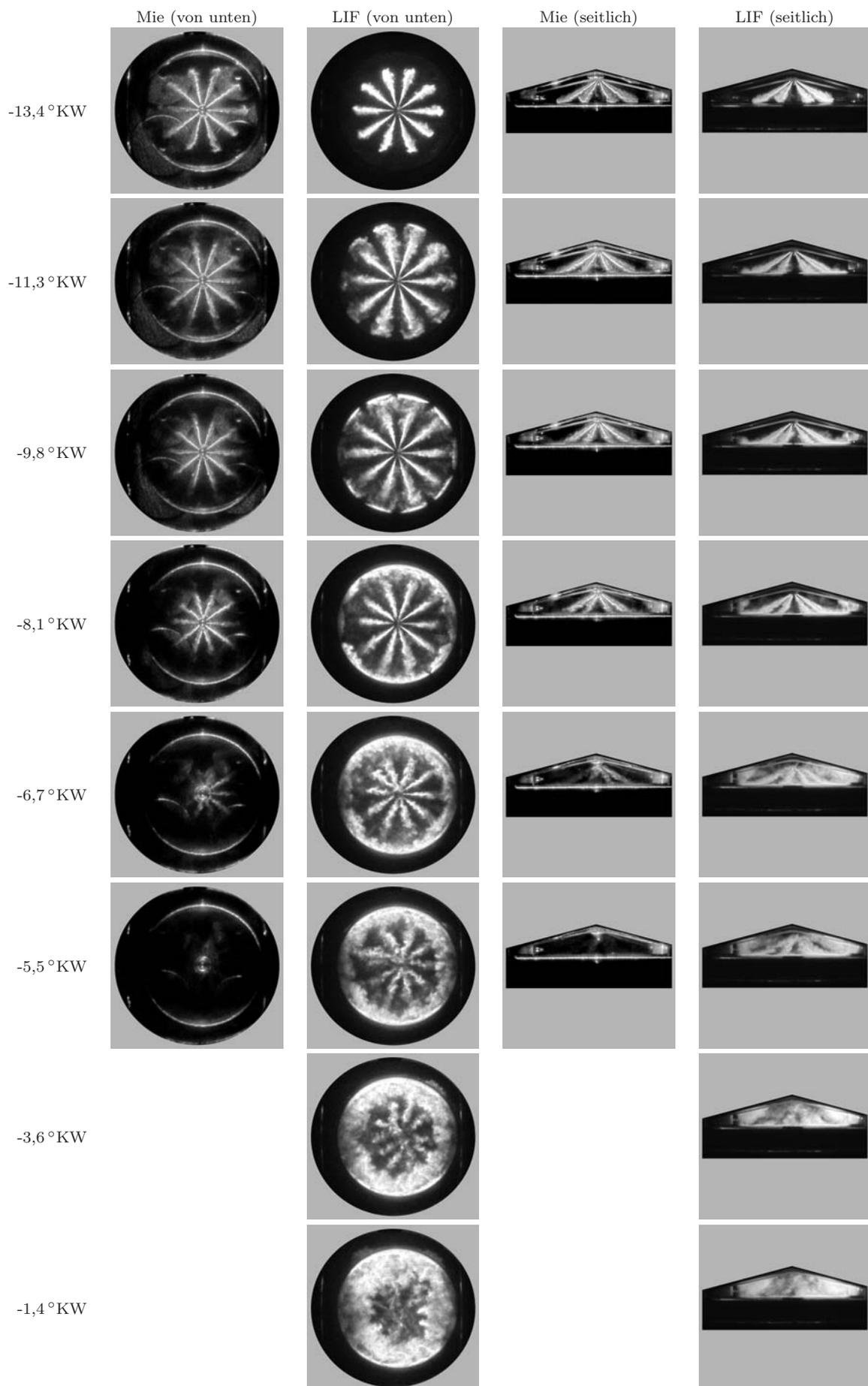


Abbildung 5.27: Betriebspunkt 1 (stellvertretend für alle sechs Betriebspunkte) Untersuchung der Gemischbildung: Flüssigphase (Mie) sowie Flüssig- und Dampfphase (LIF), jeweils von unten und von der Seite betrachtet

lösen sich langsam auf, so dass eine immer gleichförmigere Gemischverteilung entsteht. Nach dem oberen Totpunkt wird vermehrt LIF-Signal über den Quetschflächen sichtbar, da der Kraftstoffdampf durch die von nun an nach außen gerichtete Quetschströmung dorthin transportiert wird. Ab ca. 5 °KW hat sich das Kraftstoff-/Luftgemisch soweit homogenisiert, dass keine signifikante Veränderung im Signal mehr auftritt.

Vergleicht man den Prozess der Einspritzung und Gemischbildung mit den relevanten Zeitpunkten in Tabelle 5.8 auf Seite 155 aus den Verbrennungsuntersuchungen, so ist festzustellen, dass der Kraftstoff bei allen sechs Betriebspunkten erst nach dem thermodynamischen (und noch vor dem optischen) Brennbeginn nur noch dampfförmig vorliegt. Im Unterschied zu den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten verschwindet die Flüssigphase aufgrund der höheren Temperaturen insgesamt aber deutlich schneller nach dem Ende der Einspritzung. Der zeitliche Abstand zwischen dem vollständigen Verdampfen des Brennstoffes und dem Beginn der Wärmefreisetzung wird von Betriebspunkt 1 bis 6 immer kürzer. Bei Betriebspunkt 6 ist bereits kurz nach (0,75 °KW) dem thermodynamischen Brennbeginn der Verbrennungsversuche in den Gemischbildungsaufnahmen kein Mie-Signal mehr zu sehen. Des Weiteren wird der zeitliche Abstand zwischen dem Verschwinden der Flüssigphase und dem optischen Brennbeginn immer länger, da sich letzterer immer in der ansteigenden Flanke der Hauptwärmefreisetzung befindet und diese deutlich mehr verschleppt wird, als der thermodynamische Brennbeginn. Der optische Brennbeginn bzw. die beginnende Hauptwärmefreisetzung erfolgt demnach bei einer zunehmend homogeneren Gemischverteilung. Außerdem wird deutlich, dass das Gemisch bei allen sechs Betriebspunkten die Kolbenmuldenoberkante bzw. den Einflussbereich der Quetschströmung noch vor dem Brennbeginn, zu einem Zeitpunkt, an dem diese nach innen gerichtet und maximal ausgeprägt ist, erreicht. Der zeitliche Einfluss der Quetschströmung auf die Gemischbildung bzw. den Gemischtransport entlang des Brennraumdaches zurück zum Brennraumzentrum vor Beginn der Verbrennung nimmt wegen des länger werdenden Zündverzuges und bei den letzten drei Betriebspunkten durch den 1 °KW früheren ABHE zu.

Es bleibt festzuhalten, dass die Einspritzung und Gemischbildung über die sechs Betriebspunkte zu verbrennungsrelevanten Zeitpunkten wie dem Beginn der Verbrennung oder der maximalen Wärmefreisetzung immer weiter fortgeschritten ist. Dies ist ein erster Hinweis auf eine zunehmende Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung bzw. eine immer geringere Überlappung der Prozesse.

5.3.3 Untersuchung der Verbrennung der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte mit zyklusaufgelöster Flammenemissionsspektroskopie

In diesem Unterkapitel werden die Ergebnisse der zyklusaufgelösten Flammenemissionsspektroskopie der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte gezeigt und diskutiert. Zu jedem Betriebspunkt ist wieder die vollständige zeitliche Entwicklung der Intensität und der spektralen Verteilung der Lichtemissionen aus dem gesamten Messbereich wiedergegeben (Abbildungen 5.28 und 5.29). Im Unterschied zu den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten erfolgt diese Darstellung hier nicht für jeden Betriebspunkt zweimal gesondert mit verschiedenen Intensitätsskalen, angepasst an die verschiedenen Signalbereiche, sondern kombiniert innerhalb einer Abbildung je Betriebspunkt. Die zugehörigen Zahlenwerte für den Intensitätsbereich der in Abbildung 4.10 auf Seite 70 gezeigten Farbskala sind sowohl für den Ausschnitt als auch den Rest der Abbildung im Bild mit angegeben. Innerhalb des Ausschnitts wird die Farbskala wieder an den Intensitätsbereich der Lichtemissionen im UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich angepasst. Größere Signalintensitäten, wie sie bei fast allen Betriebspunkten durch die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel verursacht werden, werden abgeschnitten. Diese Bereiche erscheinen in der Darstellung dann weiß. Im Rest der Abbildung deckt die Intensitätsskala für die Falschfarbendarstellung den gesamten in der Messung erfassten Intensitätsbereich der Signale ab. Im Gegensatz zu den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten wird die spektrale Verteilung der Flammenemissionen der sechs Betriebspunkte nicht mehr für jeden Einzelzeitpunkt dargestellt und diskutiert. Es erfolgt vielmehr nur eine kurze Zusammenfassung der in den Spektren vorkommenden Signale. Im Mittelpunkt dieses Unterkapitels steht die Analyse der zeitlichen und spektralen Übersicht der sechs Betriebspunkte, die Analyse der übergeordneten spektralen Signalverteilung über der Zeit sowie die Analyse der Signalintensitäten im UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich (inklusive OH-Chemilumineszenz) sowie der Rußstrahlung. Abschließend erfolgt wieder ein Vergleich der verbrennungsrelevanten Zeitpunkte aus den optischen Untersuchungen und der thermodynamischen Motoranalyse.

Wie schon bei den Betriebspunkten mit 4 bar indiziertem Mitteldruck sind in den Untersuchungen mit Flammenemissionsspektroskopie vor dem Beginn intensiver Rußstrahlung zahlreiche signifikante Maxima vor allem im unteren Wellenlängenbereich des Spektrums sichtbar. Diese können mithilfe geeigneter Literatur [49, 64, 65, 66, 112] den Emissionsbanden wichtiger angeregter Verbrennungszwischenprodukte wie z.B. OH-, HCO-, CH₂O-, C₂-Radikalen und angeregten Sauerstoffmolekülen zugeordnet werden. Genau wie bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten finden sich für manche Maxima aber keine passenden Emittenten.

Die Analyse der zeitlichen und spektralen Übersicht der sechs Betriebspunkte zeigt für die ersten beiden, dass die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel praktisch unmittelbar nach dem Beginn der Lichtemissionen im UV- und UV-nahen sichtbaren

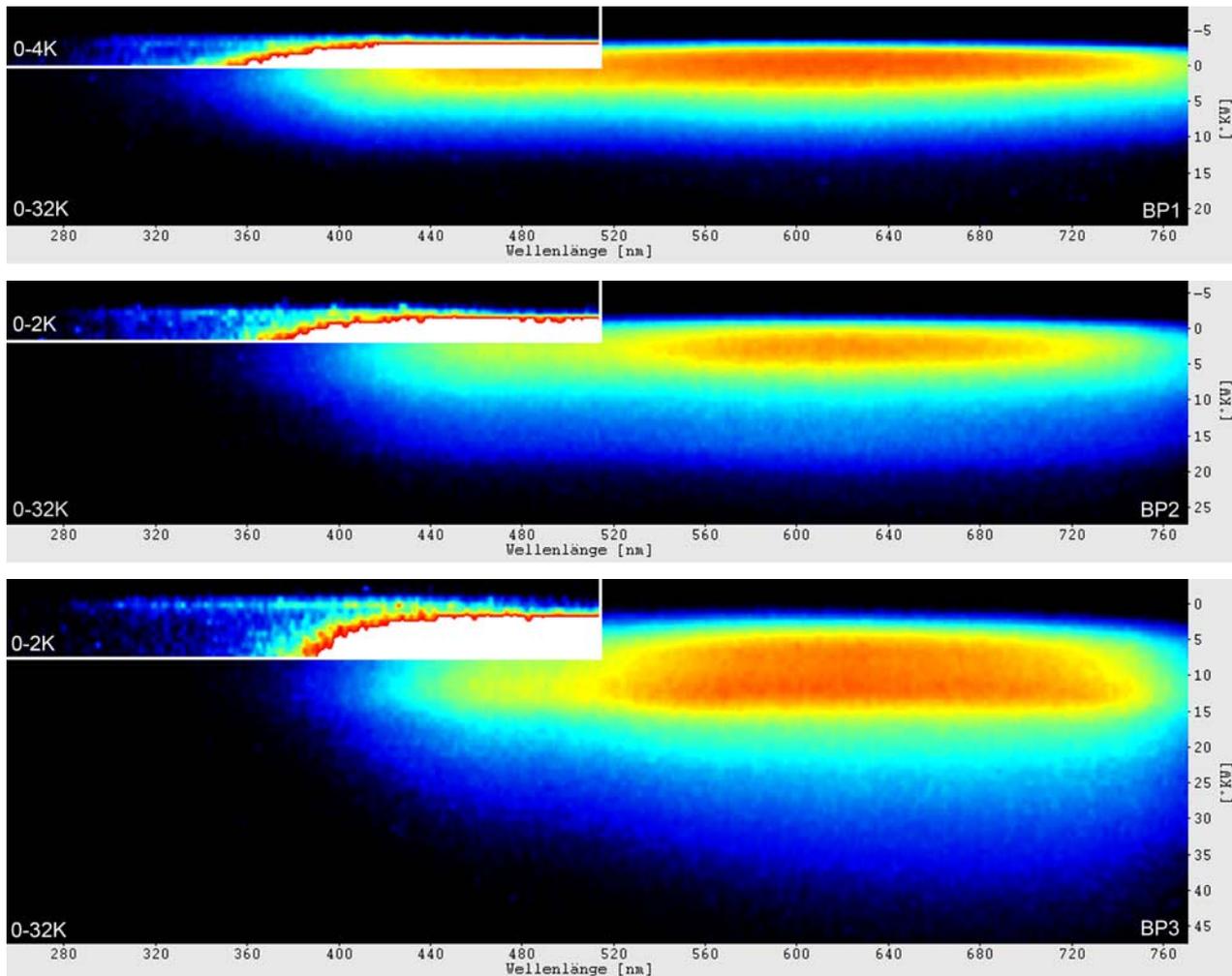


Abbildung 5.28: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung der Betriebspunkte 1 bis 3 im gesamten Wellenlängenbereich (Zahlenwerte für den Intensitätsbereich der Farbskala aus Abbildung 4.10 jeweils im Bild und im Ausschnitt angegeben)

Bereich einsetzt. Bei Betriebspunkt 3 beginnt das Rußeigenleuchten schon etwas später ungefähr zeitgleich mit dem Maximum der Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich und ab Betriebspunkte 4 erfolgt eine zunehmende zeitliche Trennung zwischen dem Auftreten der diskreten Molekülspektren der Verbrennungszwischenprodukte und der kontinuierlichen Temperaturstrahlung der Rußpartikel. Die Intensität der zuerst sichtbaren Flammenemissionen im UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich erreicht ihr Maximum und wird dann sogar wieder deutlich geringer, bevor die Rußstrahlung auftritt. Dieses Verhalten in den Flammenemissionen ist wieder ein Hinweis auf eine zunehmende Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung bzw. einem zunehmenden Vormisch- und abnehmenden Diffusionsanteil der Verbrennung. Dieser Übergang erfolgt kontinuierlich von Betriebspunkt 1 zu Betriebspunkt 6. Bei Betriebspunkt 1 beginnen die Flammenemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich und die Rußstrahlung kurz hintereinander, finden aber nicht in dem Maße gleichzeitig statt, wie dies bei den ersten beiden Betriebspunkten bei 4 bar indiziertem Mitteldruck der Fall war. Der Vergleich der sechs Betriebspunkte bei 6 bar

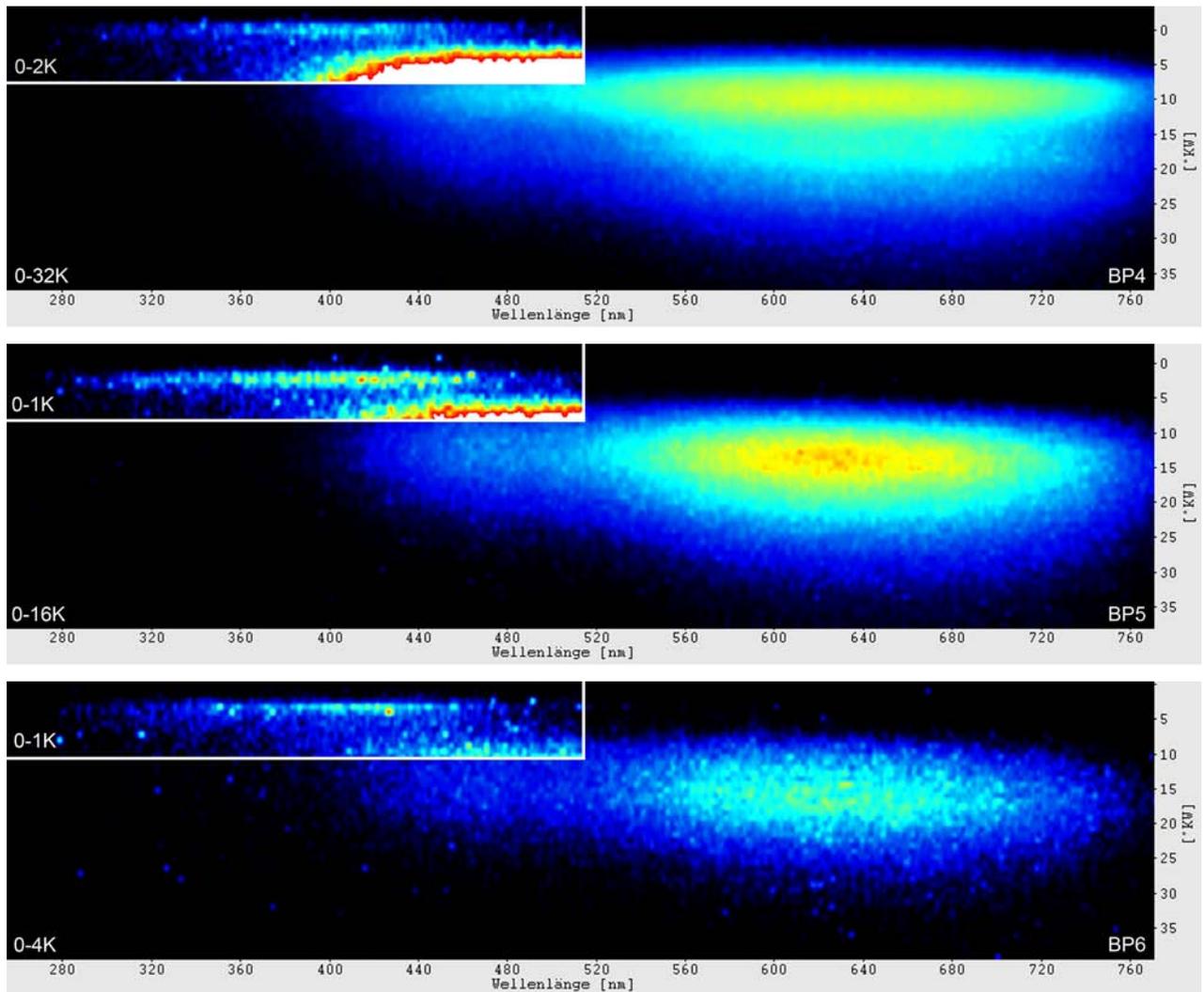


Abbildung 5.29: Zeitliche Übersicht über das Eigenleuchten der Verbrennung der Betriebspunkte 4 bis 6 im gesamten Wellenlängenbereich (Intensitätsbereich der Farbskala aus Abbildung 4.10 jeweils im Bild und im Ausschnitt angegeben)

indiziertem Mitteldruck beginnt offensichtlich mit einem wesentlich weiter fortgeschrittenen Stadium der Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung. Schon beim ersten der sechs Betriebspunkte liegt keine Diffusionsverbrennung am Einspritzstrahl mehr vor, in welcher die Prozesse Einspritzung, Gemischbildung, Kraftstoffaufbereitung, Verbrennung und Rußbildung gleichzeitig stattfinden und eine zeitlich spektrale Übersicht wie beim ersten der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte hervorbringen. Beim letzten Betriebspunkt liegt eine deutliche zeitliche Trennung der beiden Signalarten vor. Im Gegensatz zum letzten Betriebspunkt bei 4 bar indiziertem Mitteldruck kann hier die Rußbildung aber nicht vollständig verhindert werden und es ist noch etwas Rußstrahlung sichtbar.

Die Analyse der übergeordneten spektralen Signalverteilung über der Zeit zeigt, wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten, mit Beginn der Rußstrahlung eine Verschiebung des übergeordneten Maximums der Lichtemissionen im UV- und UV-nahen sichtbaren

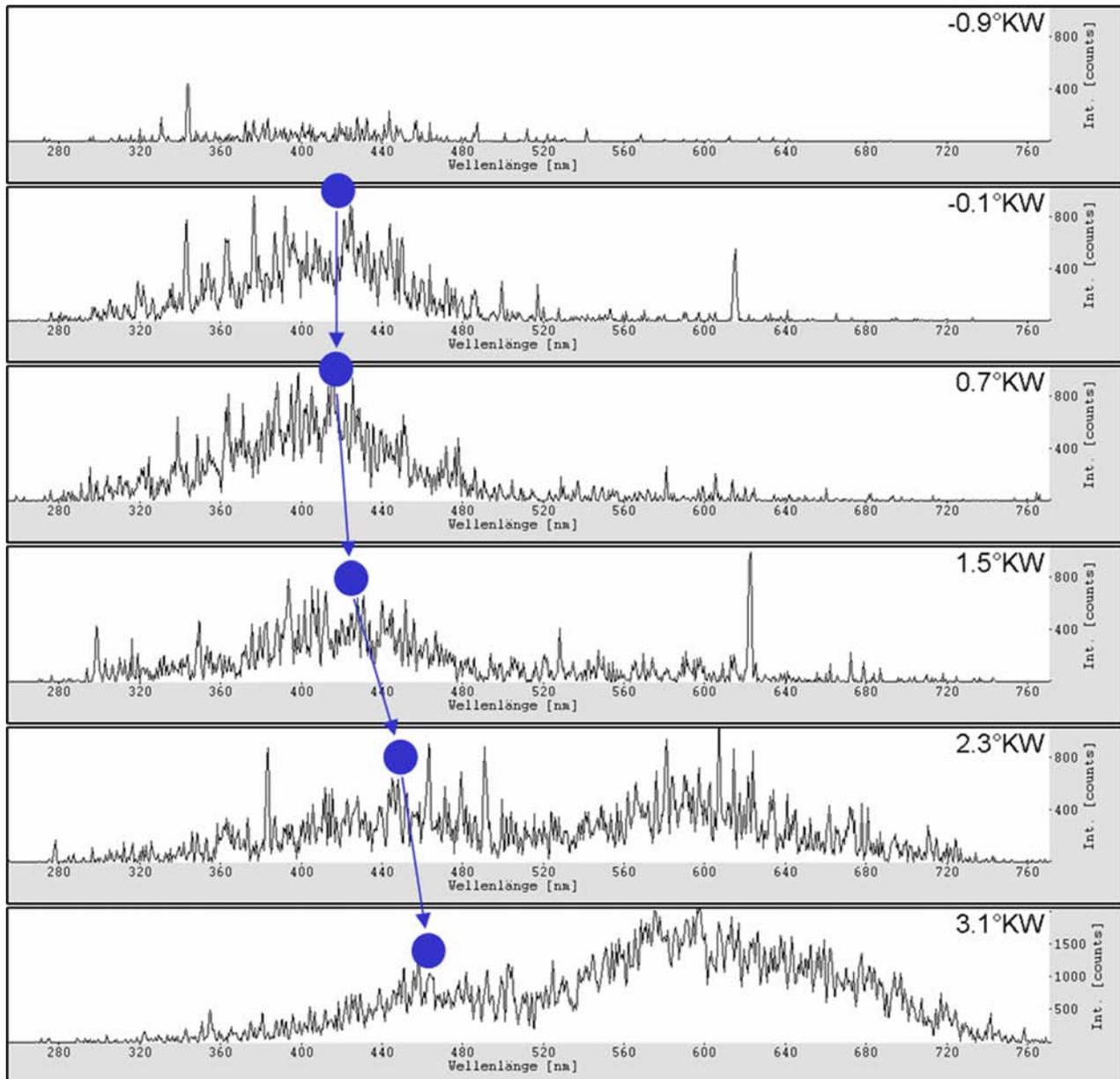


Abbildung 5.30: Verschiebung des Maximums der Lichtemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich im Verlauf der Verbrennung am Beispiel des vierten Betriebspunktes

Bereich (siehe Abbildung 5.30). Die Flammenemissionen beginnen bei allen Betriebspunkten in einem Wellenlängenbereich von ca. 280 bis 480 nm mit einem globalen Maximum bei ca. 430-440 nm. Dieses Maximum verschiebt sich mit einsetzendem Rußeigenleuchten nach ca. 450-460 nm. Wie bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten können für dieses Verhalten zwei mögliche Ursachen identifiziert werden. Der erste Erklärungsansatz basiert darauf, dass zuerst nur die Molekülspektren der angeregten Verbrennungszwischenprodukte mit einem globalen Maximum der Signale im Bereich von 430-440 nm zu sehen ist. Diese werden im Verlauf der Verbrennung schwächer und es setzt dann später die im Vergleich zu den Lichtemissionen der Verbrennungszwischenprodukte intensivere, praktisch kontinuierliche Strahlung angeregter CO_2 -Moleküle in einem Spektralbereich von 391-543 nm [124] ein und verschiebt so das Maximum der Flammenemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren

Bereich hin zu höheren Wellenlängen. Der zweite Erklärungsansatz leitet sich daraus ab, dass der Beginn der Rußstrahlung mit dem diese Verschiebung des Signals zusammenfällt, bei allen Betriebspunkten in den Bereich maximaler Wärmefreisetzung bzw. in einen Zeitraum mit deutlich zunehmenden Temperaturen fällt. Ein temperaturbedingter Wechsel in der Reaktionskinetik mit anderer spektraler Verteilung der Flammenemissionen im unteren Wellenlängenbereich könnte so für die Veränderung der Signalcharakteristik verantwortlich sein.

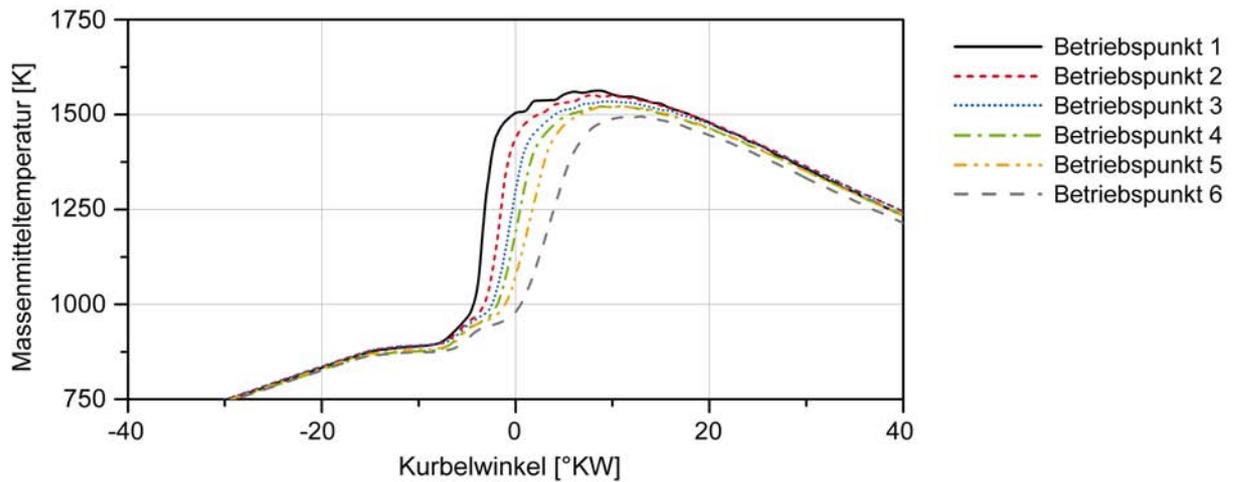


Abbildung 5.31: Massenmitteltemperatur der sechs Betriebspunkte aus der thermodynamischen Motoranalyse

Die Analyse der Signalintensitäten im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich sowie des Rußleuchtens ergeben für die Rußstrahlung, dass sich wie auch schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten die unterschiedliche Intensität der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußteilchen mit der gegebenen Versuchsanordnung weniger aus der tatsächlichen Intensität, sondern hauptsächlich aus der unterschiedlichen von der Rußstrahlung eingenommenen Fläche des Messbereichs ergibt. Dies gilt auch für den Zeitraum, in dem in der zeitlichen und spektralen Übersicht Rußeigenleuchten zu sehen ist. Die zunehmende Entwicklung von Betriebspunkt 1 zu Betriebspunkt 3 kann in den Rußeigenleuchtenuntersuchungen im nächsten Unterkapitel nicht nachgewiesen werden. Die zeitliche Abnahme von Betriebspunkt 4 bis 6 hingegen schon. Dies liegt daran, dass bei den ersten drei Betriebspunkten sehr große Bereiche des Messfensters von intensiver Rußstrahlung erfasst werden und der Bildverstärker übersteuert, weshalb keine verlässlichen Aussagen über die Signalintensität gemacht werden können. Ab Betriebspunkt 4 kann auch mit dem Messaufbau der Flammenemissionsspektroskopie der tatsächlich stattfindende Rückgang in der Intensität der Rußstrahlung bis Betriebspunkt 6 nachgewiesen werden, da die Bereiche mit intensiver Rußstrahlung bzw. übersteuerndem Bildverstärker zeitlich und räumlich kleiner werden.

Die Intensität der Flammenemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich vor dem Beginn intensiver Rußstrahlung unterscheiden sich nicht in dem Maße, wie dies

bei den $p_{mi}=4$ bar-Betriebspunkten der Fall war und man aus dem Vergleich mit den entsprechenden Massenmitteltemperaturen zu den Zeitpunkten maximaler Signalintensität deutlich die Temperaturabhängigkeit der Chemilumineszenzstrahlung erkennen konnte. Entsprechend erhält man ähnliche Massenmitteltemperaturen im Bereich von 1250 K, wenn man die Zeitpunkte maximaler Strahlungsintensität im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich in das Diagramm mit den Massenmitteltemperaturverläufen (Abbildung 5.31) der sechs Betriebspunkte einträgt. Bezüglich der Intensität der OH-Chemilumineszenz ist festzustellen, dass bei allen Betriebspunkten OH-Signal im Spektrum sichtbar ist, dies aber trotz des höheren Temperaturniveaus und der Temperaturabhängigkeit der Chemilumineszenzstrahlung bei weitem nicht die Intensität wie bei den ersten beiden Betriebspunkten mit 4 bar indiziertem Mitteldruck erreicht. Die Signalstärke der OH-Strahlung der sechs $p_{mi}=6$ bar-Betriebspunkte ist eher mit der Strahlung der Betriebspunkte 3 bis 5 bei 4 bar indiziertem Mitteldruck zu vergleichen. Wie auch bei diesen Betriebspunkten scheint bei keinem der sechs Betriebspunkte bei 6 bar indiziertem Mitteldruck der Diffusionsanteil groß genug zu sein, um eine Strahlverbrennung mit heißer Diffusionsflammenfront hervorzubringen in welcher die OH-Chemilumineszenz wie bei den beiden ersten Betriebspunkten mit 4 bar indiziertem Mitteldruck sehr deutlich zu sehen ist. Diese Beobachtung stimmt wieder mit den Erkenntnissen von Dec et al. [28, 31] überein, wonach signifikante OH-Chemilumineszenz bei der dieselmotorischen Verbrennung nicht in kalten Flammen und während der vorgemischten Verbrennung, sondern erst zusammen mit dem kontinuierlichen Spektrum der Rußstrahlung während der heißen diffusiven Strahlverbrennung in verstärktem Maße auftritt.

Der Vergleich der verbrennungsrelevanten Zeitpunkte aus den optischen Untersuchungen und der thermodynamischen Motoranalyse zeigt für die $p_{mi}=6$ bar-Betriebspunkte ein ähnliches Verhalten wie auch schon bei den $p_{mi}=4$ bar-Betriebspunkten beobachtet werden konnte. Bei allen sechs Betriebspunkten treten die ersten Lichtemissionen der Verbrennung nicht zeitgleich mit der beginnenden Reaktion der Vorverbrennung auf, sondern erscheinen erst deutlich später in der ansteigenden Flanke der Hauptwärmefreisetzung (siehe Tabelle 5.8 und Abbildung 5.32). Der Beginn der Lichtemissionen korreliert eher mit dem beginnenden Verbrennungsdruckanstieg sowie dem ersten Anstieg der Massenmitteltemperatur. Die Gründe hierfür sowie der Vergleich mit den Beobachtungen anderer Autoren zu diesem Thema sind bei der entsprechenden Analyse der $p_{mi}=4$ bar-Betriebspunkte in Kapitel 5.2.3 zu finden. Der optische Zündverzug verlängert sich von Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 6 dadurch wieder sehr viel mehr als der Zündverzug, der mithilfe der thermodynamischen Motoranalyse ermittelt wurde, da die Hauptwärmefreisetzung wiederum deutlich mehr verschleppt wird als der thermodynamische Brennbeginn. Das Maximum der Flammenemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich vor dem Auftreten der Rußstrahlung tritt wieder ungefähr zeitgleich mit der maximalen Wärmefreisetzung auf.

	BP1	BP2	BP3	BP4	BP5	BP6
Brennbeginn [°KW] (Nulldurchgang Heizverlauf [89])	-8,6	-8,2	-7,9	-8,1	-7,8	-7,3
thermodyn. Zündverzug (ab ABHE) [°KW]	11,4	11,8	12,1	12,9	13,2	13,7
Zeitpunkt der max. Wärmefreisetzung [°KW]	-3,2	-1,6	-0,4	0,4	1,8	4,1
Beginn der Flammenemissionen [°KW]	-4,7	-3,9	-2,3	-1,7	-0,1	1,5
optischer Zündverzug (ab ABHE) [°KW]	15,3	16,1	17,7	19,3	20,9	22,5
Zeitpunkt der max. Intensität der Lichtemissionen im UV [°KW]	-3,1	-2,3	0,1	0,7	2,3	3,1
Beginn des Rußeigenleuchtens [°KW]	-3,1	-2,3	0,1	2,3	3,9	7,1
Verzug Rußeigenleuchten (ab ABHE) [°KW]	16,9	17,7	20,1	23,3	24,9	28,1
Zeitpunkt des max. Rußleuchtens [°KW]	2,8	5,2	8,1	10,0	12,5	14,4

Tabelle 5.8: Verbrennungsrelevante Zeitpunkte aus der thermodynamischen Motoranalyse und den optischen Messungen am Transparentmotor

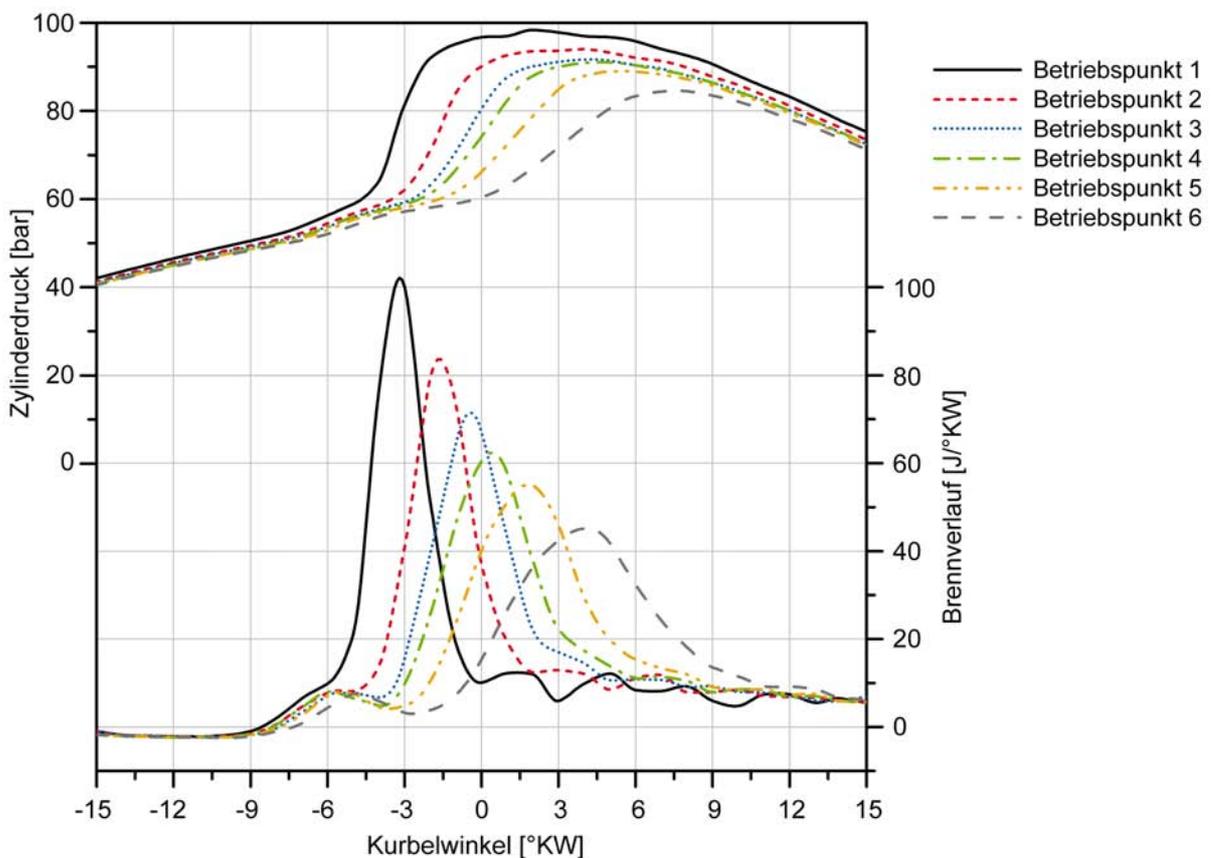


Abbildung 5.32: Druck- und Brennverlauf für die Korrelation der optisch ermittelten verbrennungsrelevanten Zeitpunkte mit den entsprechenden Zeitpunkten aus der thermodynamischen Motoranalyse

Die kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel beginnt bei den ersten drei Betriebspunkten zeitgleich mit den maximalen Flammenemissionen im UV und UV-nahen sichtbaren Bereich in etwa zum Zeitpunkt der maximalen Wärmefreisetzung. Ab Betriebspunkt 4 ist ein zunehmender zeitlicher Abstand zwischen der maximalen Wärmefreisetzung bzw. der maximalen Signalintensität im UV und UV-nahen Bereich und dem Beginn der Rußstrahlung zu beobachten. Letztere beginnt dadurch immer später in der abfallenden Flanke der Hauptwärmefreisetzung. Das Maximum der kontinuierlichen Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel befindet sich bei allen Betriebspunkten bereits deutlich nach der Hauptwärmefreisetzung in einem Bereich maximaler Massenmitteltemperatur und wandert im Verlauf der Verbrennung von Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 6 zeitlich immer weiter nach hinten.

Die Ergebnisse der Untersuchungen mit der Flammenemissionsspektroskopie zeigen eine zunehmende Entkoppelung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung. Vor allem das immer spätere Auftreten der Rußstrahlung (als Hinweis für eine diffusive Verbrennung) im Verlauf der Wärmefreisetzung und die immer kürzere Dauer deuten wieder auf einen zunehmenden Vormisch- und abnehmenden Diffusionsanteil mit hoher Rußbildung hin.

5.3.4 Untersuchung der Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte

Inhalt dieses Unterkapitels sind die Ergebnisse der zyklusaufgelösten Erfassung des Rußeigenleuchtens aus dem gesamten Brennraum, synchron von unten und von der Seite aufgenommen für die $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte. Es werden alle relevanten Zeitpunkte beschrieben und diskutiert, aber nur jene abgebildet, zu denen ein mit bloßem Auge sichtbares Signal mit Informationsgehalt vorhanden ist. Bei der Betrachtung der Messungen werden die Erkenntnisse aus den Gemischbildungsuntersuchungen herangezogen. Da die Signalintensität des Rußeuchtens vor allem bei den Betriebspunkten mit hoher AGR stark nachläßt, ist bei allen dargestellten Bildern der γ -Wert einheitlich auf vier erhöht worden.

Im Gegensatz zu den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten liegen die mithilfe der Flammenemissionsspektroskopie ermittelten optischen Verbrennungsbeginne hier alle vor denen mit der Rußeigenleuchtenmesstechnik ermittelten. Die Zeitpunkte des ersten sichtbaren Rußeuchtens korrelieren sehr gut mit denen aus den spektroskopischen Messungen. Da bei den $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkten insgesamt mehr projizierte Fläche mit Verbrennungssignal zu sehen ist, scheint der schmale Messbereich der Flammenemissionsspektroskopie entlang der Mittelachse eines einzelnen Einspritzstrahls repräsentativer für den gesamten Brennraum zu sein als bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten.

Betriebspunkt 1

Bei Betriebspunkt 1 kann in den Rußeigenleuchtenuntersuchungen ab $-3,5^\circ\text{KW}$ Signal detektiert werden. Kurz darauf bei $-3,1^\circ\text{KW}$ erscheint das erste mit bloßem Auge sichtbare, schon relativ starke Rußeigenleuchten unter dem Brennraumdach im äußeren Bereich der Kolbenmulde und entlang der Kolbenmuldenwand. Zum Zeitpunkt $-2,6^\circ\text{KW}$ nimmt die Intensität des Signals in diesen Bereichen deutlich zu und weitet sich auch auf die Bereiche über den Quetschflächen aus, obwohl dort zu diesem Zeitpunkt in den Gemischbildungsuntersuchungen kaum Fluoreszenz bzw. Kraftstoffdampf detektiert werden kann. Ansonsten stimmt die Verteilung der Rußstrahlung im Brennraum aber weitgehend mit den Bereichen mit intensivem LIF-Signal bzw. hoher Kraftstoffkonzentration aus den Gemischbildungsuntersuchungen überein. Die Diskrepanz der ungleichen Signalverteilung über den Quetschflächen kann damit erklärt werden, dass in den Gemischbildungsuntersuchungen, in denen keine Verbrennung stattfindet, dort aufgrund der bis zu diesem Zeitpunkt nach innen gerichteten Quetschströmung wirklich kaum Kraftstoff-/Luftgemisch vorliegt. Das Rußeigenleuchten erscheint in diesen Bereichen aber zu einem Zeitpunkt, zu dem die nach innen gerichtete Quetschströmung gerade zum Erliegen kommt. Darüber hinaus hat bis dahin schon ein erheblicher Teil der Wärmefreisetzung mit einem entsprechenden Druck- und Temperaturanstieg stattgefunden, wodurch die unterstöchiometrischen Bereiche mit

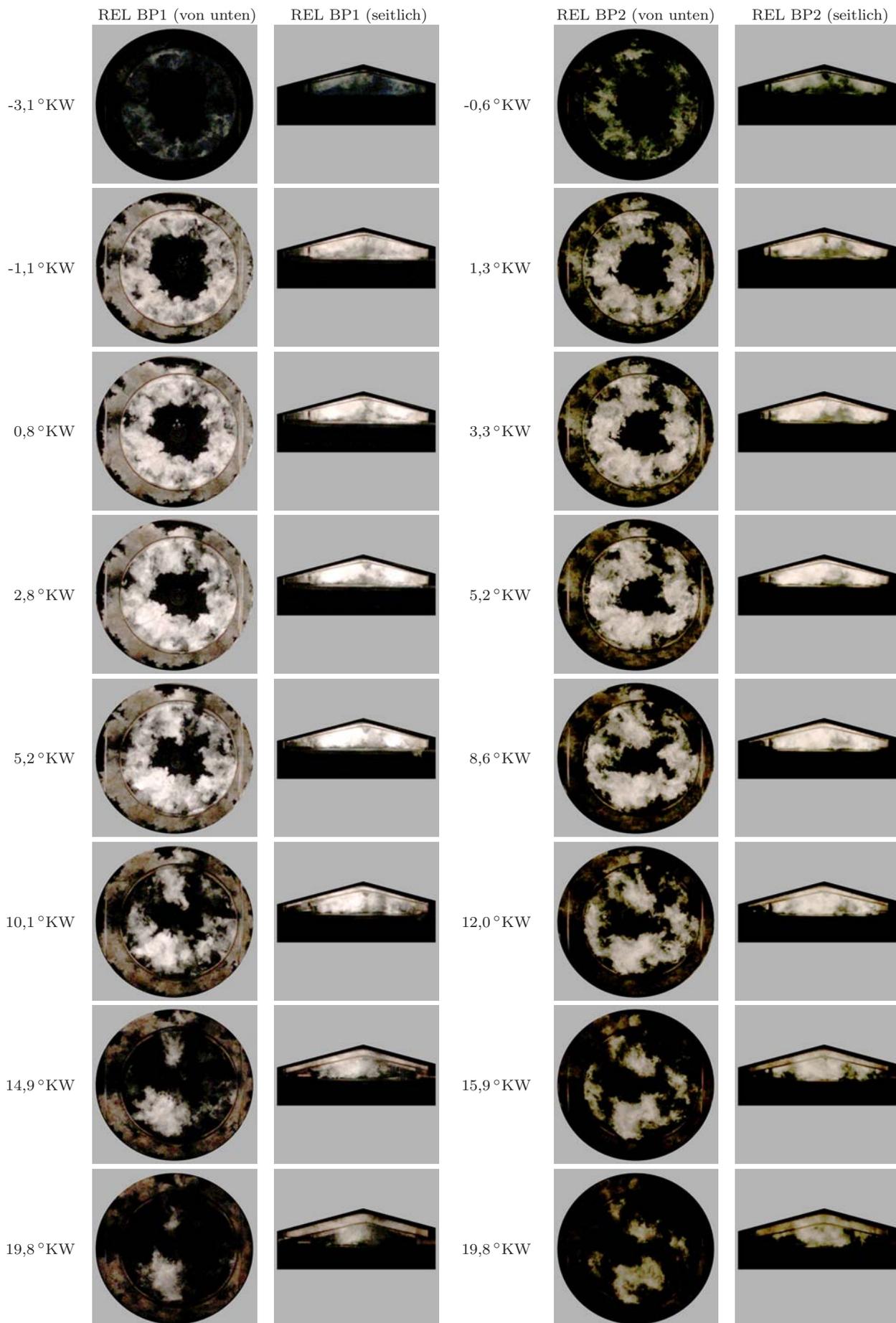


Abbildung 5.33: Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel für die ersten beiden Betriebspunkte, jeweils von unten und von der Seite betrachtet

Rußstrahlung im Randbereich der Kolbenmulde in die Quetschspalte gedrückt werden. Zum Zeitpunkt $-2,1^{\circ}\text{KW}$ verbreitert sich der ringförmige Bereich mit nach wie vor intensiver werdender Rußstrahlung weiter in Richtung Brennraumzentrum und über die Quetschflächen. Im darauf folgenden Zeitraum von $-1,6$ bis $2,8^{\circ}\text{KW}$ nimmt die Signalstärke weiter zu und das Rußeigenleuchten verteilt sich dabei unverändert ringförmig im äußeren Bereich der Kolbenmulde, vornehmlich unter dem Brennraumdach und unmittelbar vor der Muldenwand sowie bis an den Rand der Bohrung über den Quetschflächen. Im Zeitraum von $1,3$ bis $2,8^{\circ}\text{KW}$ erreichen die Signalintensität und die Flammenflächen mit beiden Schwellwerten für die Binarisierung ihre Maximalwerte. Im Zeitraum von $2,8$ bis $8,6^{\circ}\text{KW}$ ist nur bei diesem Betriebspunkt ein Überschlagen der Flamme in den Feuersteg bis unterhalb der Kolbenmulde zu beobachten (Abbildung 5.33, Zeitpunkt $5,2^{\circ}\text{KW}$ rechts außen unterhalb der Kolbenmulde). Ab $2,8^{\circ}\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung gehen die Intensität und die projizierte Fläche des Rußeigenleuchtens wieder zurück. Bis zum Schluss ist viel Signal über den Quetschflächen bis an den Rand der Bohrung sichtbar, allerdings nicht so intensiv wie in den Bereichen mit Rußstrahlung in der Kolbenmulde. Gegen Ende der Verbrennung konzentriert sich die Festkörperstrahlung heißer Rußteilchen in einigen, klar abgegrenzten Bereichen innerhalb der Kolbenmulde und über den Quetschflächen hauptsächlich unterhalb des Brennraumdaches.

Betriebspunkt 2

Bei Betriebspunkt 2 ist das erste detektierbare Signal zum Zeitpunkt $-1,6^{\circ}\text{KW}$ auch gleichzeitig der Beginn des mit bloßem Auge sichtbaren Rußeigenleuchtens. Es entsteht unterhalb des Brennraumdaches etwa auf halber Strecke zwischen Einspritzdüse und Kolbenmuldenwand. Bis zum Zeitpunkt $0,6^{\circ}\text{KW}$ gewinnt das Signal an Intensität und verteilt sich dabei ringförmig im äußeren Bereich der Kolbenmulde hauptsächlich unter dem Brennraumdach. Über den Quetschflächen werden erste kleine Bereiche mit schwacher Rußstrahlung sichtbar. Im folgenden Zeitraum bis $5,2^{\circ}\text{KW}$ nehmen sowohl die Intensität als auch die räumliche Ausdehnung weiter zu. Das Rußeigenleuchten dehnt sich in seiner Ausbreitung nicht so weiträumig über den Quetschflächen aus wie bei Betriebspunkt 1, erreicht aber auch die Zylinderwand. Die Intensität des Signals über den Quetschflächen ist etwas geringer wie im Bereich der Kolbenmulde und wesentlich geringer wie bei Betriebspunkt 1. Des Weiteren ist kein Rußeigenleuchten im Feuersteg unterhalb der Kolbenmulde erkennbar. Zum Zeitpunkt $4,2^{\circ}\text{KW}$ erreicht die Flammenfläche mit niedrigem Schwellwert und 1°KW später die Flammenfläche mit hohem Schwellwert und die Intensität ihr Maximum. Die Rußstrahlung konzentriert sich insgesamt deutlich weniger im unmittelbaren Kolbenmuldenrandbereich wie bei Betriebspunkt 1. Ab $5,7^{\circ}\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung wird die Intensität der Rußstrahlung vor allem über den Quetschflächen wieder schwächer und die Bereiche mit Signal werden kleiner. Gegen Ende konzentriert sich das Rußeigenleuchten wieder hauptsächlich unter dem Brennraumdach, reicht aber in manchen Bereichen auch bis

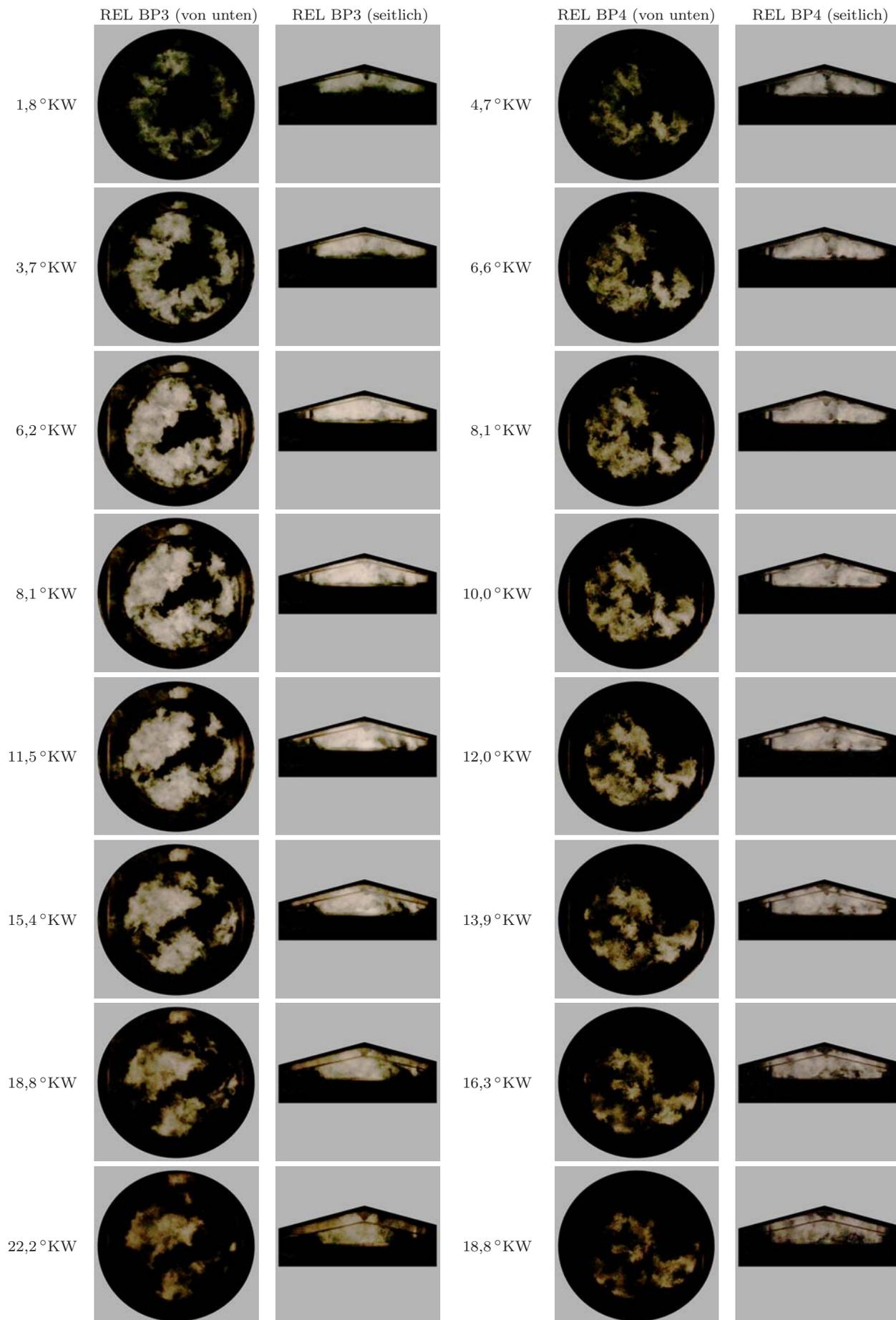


Abbildung 5.34: Festkörperstrahlung leuchtender Rußpartikel für die die Betriebspunkte 3 und 4, jeweils von unten und von der Seite betrachtet

runter auf den Kolbenboden. Im Zeitraum abklingender Rußstrahlung lösen sich die Bereiche mit Signal, wie auch im Ansatz bei Betriebspunkt 1 zu sehen, von der Kolbenmuldenwand und bewegen sich in Richtung Brennraumzentrum.

Betriebspunkt 3

Bei Betriebspunkt 3 fallen bei $0,3^\circ\text{KW}$ der Beginn des ersten messbaren Signals und der Zeitpunkt des ersten mit bloßem Auge unterhalb des Brennraumdaches sehr schwach sichtbaren Rußleuchtens wieder zusammen. Im weiteren Verlauf bis $8,1^\circ\text{KW}$ zeigt die seitliche Ansicht der Verbrennung, dass die Bereiche mit Rußstrahlung unterhalb des Brennraumdaches intensiver werden und sich vertikal nach unten in die Kolbenmulde ausbreiten. Die Ansicht von unten zeigt für den Zeitraum die bereits bekannte ringförmige Verteilung des Rußeigenleuchtens im äußeren Bereich der Kolbenmulde, nur noch wenig Signal über den Quetschflächen und keine konzentrierten, intensiven Bereiche mit Rußstrahlung unmittelbar an der Kolbenmuldenwand. Zum Zeitpunkt $8,1^\circ\text{KW}$ erreichen die Intensität und die Flammenfläche mit beiden Schwellwerten für die Binarisierung ihre Maxima. Ab $8,6^\circ\text{KW}$ bis zum Ende der Verbrennung nimmt die Intensität des Rußleuchtens wieder ab und die Bereiche mit Signal werden kleiner. Sie befinden sich hauptsächlich innerhalb der Kolbenmulde und reichen vom Brennraumdach bis zum Kolbenboden.

Betriebspunkt 4

Bei Betriebspunkt 4 ist das erste detektierbare Signal zum Zeitpunkt $-2,3^\circ\text{KW}$ wiederum der Beginn des mit bloßem Auge sichtbaren Rußeigenleuchtens. Es erscheint erneut unterhalb des Brennraumdaches, dehnt sich aber bereits weiter nach unten in die Kolbenmulde aus, wie bei Betriebspunkt 3. Im weiteren Verlauf der Verbrennung bis $10,0^\circ\text{KW}$ nimmt die Intensität der Rußstrahlung zu und die Bereiche mit Signal dehnen sich sehr schnell vertikal in Richtung Kolbenmuldenboden und in deutlich weniger großem Umfang wie bei den letzten Betriebspunkten flächig innerhalb der Kolbenmulde aus. Die Intensität der Rußstrahlung ist dabei wesentlich geringer als bei den vorangegangenen Betriebspunkten. Schon von Beginn an existieren keine Bereiche intensiver Rußstrahlung direkt an der Kolbenmuldenwand. Die bekannte ringförmige Verteilung des Signals ist nur noch ansatzweise zu erkennen. Es tritt auch Rußstrahlung direkt im Brennraumzentrum auf. Über den Quetschflächen ist zu keinem Zeitpunkt Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel zu erkennen. Bei $10,0^\circ\text{KW}$ sind die Intensität sowie die Flammenfläche mit beiden Schwellwerten am größten. Danach klingt die Rußstrahlung ab und ist nur noch in kleinen Bereichen innerhalb der Kolbenmulde über die gesamte Höhe vom Brennraumdach bis zum Boden zu sehen.

Betriebspunkt 5 und 6

Bei Betriebspunkt 5 tritt nur noch sehr schwache Rußstrahlung für eine sehr kurze Zeitdauer auf. Die Flammenfläche mit dem oberen Schwellwert für die Binarisierung nimmt zu keinem Zeitpunkt Werte größer Null an. Die Verteilung und die zeitliche Entwicklung des mit bloßem Auge kaum noch sichtbaren Signals sind mit Betriebspunkt 4 vergleichbar (Rußstrahlung in kleinen abgegrenzten Bereichen innerhalb der Kolbenmulde vom Brennraumdach bis zum Kolbenboden und kein Signal über den Quetschflächen) und werden deshalb nicht extra abgebildet.

Mit dem verwendeten Versuchsaufbau ist bei Betriebspunkt 6 nur noch ein sehr schwaches Signal mithilfe der rechnergestützten Bildauswertung detektierbar. Rein visuell ist auf den Verbrennungsaufnahmen nichts mehr zu erkennen. Dieses Ergebnis stimmt mit den spektroskopischen Messungen der Verbrennung in Kapitel 5.3.3 überein. Sie zeigten ebenfalls nur noch sehr wenig kontinuierliche Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel für diesen Betriebspunkt.

Zusammenfassung Rußeigenleuchten

Die Beobachtungen der Rußeigenleuchtenuntersuchungen lassen sich wie folgt zusammenfassen: Das Signal erscheint zunächst unterhalb des Brennraumdaches im äußeren Bereich der Kolbenmulde und wird dann im weiteren Verlauf der Verbrennung durch die von der Einspritzung und der Quetschströmung induzierte Bewegung des Gemisches nach innen ins Brennraumzentrum und durch Turbulenz nach unten in die Kolbenmulde transportiert. Das zeitliche und örtliche Auftreten sowie die Entwicklung der Bereiche mit Rußstrahlung ähneln aufgrund des gleichen Einspritzzeitpunktes dem des vierten Betriebspunktes aus den Untersuchungen bei 4 bar indiziertem Mitteldruck. Entsprechend sind die Wirkzusammenhänge für die Charakteristik des Rußleuchtens der sechs Betriebspunkte bei 6 bar indiziertem Mitteldruck die gleichen. Die Überlappung der Prozesse Einspritzung und Verbrennung wird von Betriebspunkt zu Betriebspunkt geringer. Die flüssige Brennstoffphase verschwindet nach dem Ende der Einspritzung aufgrund des höheren Temperaturniveaus zwar schneller als bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten, trotzdem ist bei allen sechs Betriebspunkten zum Zeitpunkt der beginnenden Wärmefreisetzung noch etwas flüssiger Kraftstoff in den Gemischbildungsuntersuchungen zu sehen. Während der vorgemischten Phase der Verbrennung ist in diesen unterstöchiometrischen Bereichen von Rußbildung auszugehen. Dieser Ruß aus der frühen Phase der Verbrennung wird später zusammen mit den noch immer zu fetten Gemischbereichen mit andauernder Rußbildung durch die weiter fortschreitende Bewegung des Kraftstoff-/Luftgemisches über Wandwechselwirkung und unterstützt durch die Quetschströmung innerhalb des Brennraums weiter transportiert, bis durch die Wärmefreisetzung der Verbrennung das Temperaturniveau hoch genug ist und der

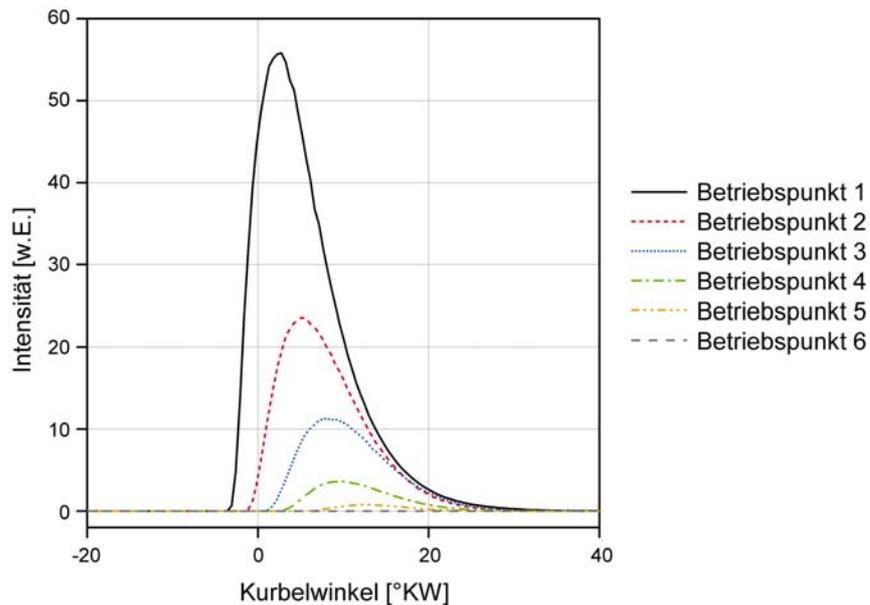


Abbildung 5.35: Intensitätsverlauf der Festkörperstrahlung heißer Rußpartikel für die Betriebspunkte 1 bis 6

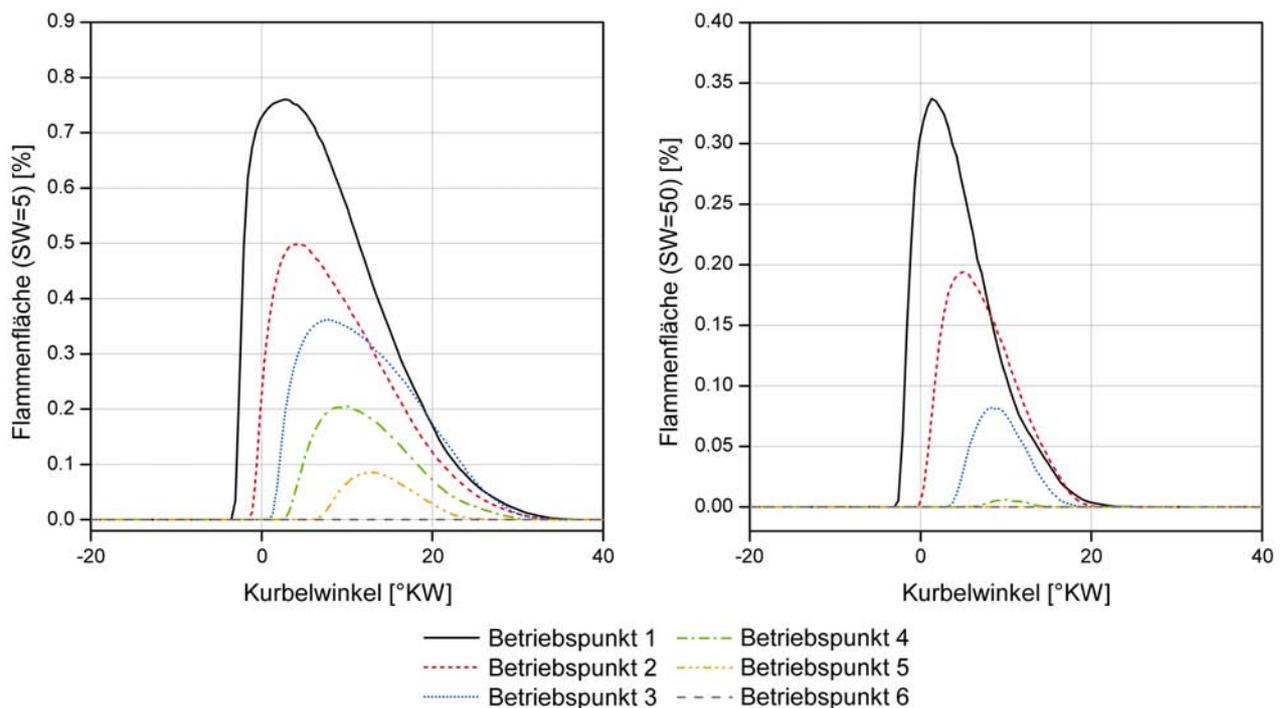


Abbildung 5.36: Projizierte Flammenfläche mit geringem (links) und hohem (rechts) Schwellwert für die Betriebspunkte 1 bis 6

Ruß durch sein Eigenleuchten unterhalb des Brennraumdaches sichtbar wird. Im Vergleich zu den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten wird dieser Vorgang durch den höheren Raildruck bzw. den größeren Impuls der Einspritzstrahlen zusätzlich unterstützt. Wie schon die Analyse des Rußeigenleuchtens in den Messungen mit der Flammenemissionsspektroskopie gezeigt hat, deutet der immer spätere Beginn der Rußstrahlung im Verlauf der Hauptwärmefreisetzung, die immer spätere Lage des Signalmaximums sowie die abnehmende, aufgrund der integralen

Signalerfassung jetzt für alle Betriebspunkte repräsentative Dauer der Rußstrahlung auf einen zunehmenden Vormisch- und abnehmenden Diffusionsanteil der Verbrennung hin. Diese immer wirksamere Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung wird auch in der rechnergestützten Bildauswertung deutlich.

Bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten wurde die intensive Rußstrahlung der heißen Diffusionsflammenfront einer mischungskontrollierten Verbrennung mit der Rußstrahlung des geringen Diffusionsanteils einer vorwiegend vorgemischten Verbrennung verglichen. Hier wird im wesentlichen nur die AGR-Rate variiert und es findet kein derart grundlegender Wechsel in der Charakteristik der Verbrennung wie bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten zwischen Betriebspunkt 2 und 3 aufgrund der signifikanten Veränderung des ABHE statt. Deshalb erfolgt bei den $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkten eine kontinuierliche Entwicklung der Signalintensität und der Flammenfläche. Die Wirkung des variierten Parameters ist direkt sichtbar bzw. die Signalentwicklung einfacher erklärbar. Die Signalintensität geht kontinuierlich bis auf nahezu Null zurück. Dies wird sowohl durch den AGR-bedingten Rückgang des Temperaturniveaus als auch durch die abnehmende Rußbildung aufgrund der zunehmenden Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung verursacht. Auch die projizierte Flammenfläche mit kleinem Schwellwert für die Binarisierung geht bis auf nahezu Null bei Betriebspunkt 6 zurück. Die Flammenfläche, bestimmt mit dem großen Schwellwert für die Binarisierung, geht ebenfalls kontinuierlich zurück, allerdings ist bereits bei den letzten beiden Betriebspunkten das Rußleuchten nicht mehr intensiv genug, um den Schwellwert zu überschreiten und damit zur Flammenfläche beizutragen. Auch bei der Flammenfläche spielt die Temperaturabsenkung durch die AGR eine Rolle. Die rückläufige Entwicklung der projizierten Fläche mit Rußstrahlung ist dennoch ein eindeutiger Hinweis auf eine abnehmende Rußbildung infolge eines zunehmend vorgemischten Anteils der Verbrennung.

5.3.5 Zusammenfassung der Ergebnisse der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte

Wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten eignen sich die optischen Messergebnisse aus dem Transparentmotor in Kombination mit der thermodynamischen Motoranalyse sehr gut als zusätzliches Hilfsmittel, um eine Erklärung für den Verlauf und die Höhe der am Abgasmotor ermittelten Emissionen zu finden (5.25) und daraus Maßnahmen für die Verbesserung des Brennverfahrens abzuleiten.

Die Stickoxidemissionen gehen von einem bereits niedrigen Ausgangswert kontinuierlich bis an die Nachweisgrenze zurück. Hierfür sind der immer größere Anteil vorgemischter Verbrennung ohne hohe lokale Spitzentemperaturen sowie die zunehmende AGR-Rate als wesentlicher Variationsparameter innerhalb der sechs Betriebspunkte verantwortlich. Wie im Kapitel 2.1.1 beschrieben reduziert die Zugabe von Abgas die Sauerstoffkonzentration und die höhere molare Wärmekapazität der inerten Verbrennungsprodukte senkt die Temperatur im Brennraum, wodurch die Bildung von thermischen Stickoxiden verringert wird [88, 160]. Darüber hinaus verringert das Abgas die Geschwindigkeit der Verbrennungsreaktionen, wodurch die Hauptwärmefreisetzung verschleppt und das Temperaturniveau zusätzlich reduziert wird. Dieser Rückgang des Temperaturniveaus, der auch in den Messungen mit der Flammenemissionsspektroskopie und in den Rußeigenleuchtenuntersuchungen zu sehen war und der immer knapper werdende Sauerstoff hemmen von Betriebspunkt 1 bis 6 zunehmend die Bildung thermischer Stickoxide, die den größten Teil der NO_x -Emissionen beim Dieselmotor ausmachen.

Die Partikelkonzentration im Abgas steigt ausgehend von Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 3 an und folgt so zunächst dem Verlauf einer typischen AGR-Variation. Ab Betriebspunkt 4 gehen die Rußemissionen entgegen dem vorherigen Trend zurück und sind zuletzt bei Betriebspunkt 6 fast nicht mehr nachweisbar. Dieses Verhalten konnte genau so auch schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten beobachtet werden. Um diesen Verlauf der im Abgas gemessenen Partikelmenge erklären zu können müssen wieder sowohl Rußbildung als auch Rußabbrand analysiert werden. Hinsichtlich der Rußoxidation verschlechtern sich die Bedingungen durch die kontinuierliche AGR-Steigerung aufgrund des abnehmenden Temperaturniveaus (siehe Massenmitteltemperaturen Abbildung 5.31) und der rückläufigen Sauerstoffkonzentration (siehe λ -Werte Tabelle 5.7) zunehmend. Hinsichtlich der Rußbildung zeigen die Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen in Kombination mit der thermodynamischen Motoranalyse eine immer geringere Überlappung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung bzw. einen zunehmenden Vormisch- und abnehmenden Diffusionsanteil, welcher für die Rußbildung verantwortlich ist. Wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten zeigt sich diese Entkoppelung der Prozesse sehr deutlich in der Korrelation der verbrennungsrelevanten Zeitpunkte aus den optischen Messungen und der thermodynamischen Motoranalyse. Der Beginn der Rußstrahlung erfolgt bei den ersten drei

Betriebspunkten zeitgleich mit dem Maximum der Lichtemissionen im UV- und UV-nahen sichtbaren Bereich sowie der Hauptwärmefreisetzung. Ab Betriebspunkt 4 existiert zum ersten Mal eine zeitliche Trennung von maximaler Wärmefreisetzung und dem Beginn der Rußstrahlung. Letztere setzt erst in der abfallenden Flanke der Hauptwärmefreisetzung ein und beginnt ab dann in den folgenden Betriebspunkten immer später im Verlauf der Verbrennung. Das Maximum der Rußstrahlung liegt bei allen Betriebspunkten nach der Hauptwärmefreisetzung und verschiebt sich von Betriebspunkt zu Betriebspunkt zunehmend weiter nach hinten im Verlauf der Verbrennung. Die plötzliche zeitliche Trennung von Hauptwärmefreisetzung und beginnender Rußstrahlung ist ein Hinweis auf einen nachhaltigen Schritt in der Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung ab Betriebspunkt 4, welcher in einer deutlich geringeren Rußbildung resultiert. Durch die nur 1 % höhere AGR im Vergleich zu Betriebspunkt 3 verschlechtern sich die Bedingungen für die Rußoxidation aber nur geringfügig, so dass entgegen dem Trend der drei vorherigen Betriebspunkte die letztendlich im Abgas emittierte Partikelmenge zurückgeht. Das gleiche Verhalten konnte auch schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten beobachtet werden. Auch hier fand die Trendwende in den Rußemissionen bei einem Betriebspunkt statt, bei dem zum ersten Mal die Rußstrahlung erst nach der Hauptwärmefreisetzung begann (ein Hinweis auf einen deutlich abnehmenden Diffusionsanteil der Verbrennung mit Rußbildung) und die Bedingungen für die Rußoxidation im Vergleich zum vorherigen Betriebspunkt nur geringfügig schlechter wurden. Bei den beiden letzten Betriebspunkten mit 6 bar indiziertem Mitteldruck wird der Vormischanteil der Verbrennung durch den zunehmenden Zündverzug nochmals gesteigert. Darüber hinaus bildet sich die zweistufige Reaktion mit kalter Vorverbrennung und stark verschleppter Hauptwärmefreisetzung immer deutlicher aus. In der Summe ist die Gemischbildung zum Zeitpunkt der Hauptwärmefreisetzung immer weiter fortgeschritten bis bei Betriebspunkt 6 eine fast komplett vorgemischte Verbrennung vorliegt. Trotz zunehmend ungünstigeren Rußabbrandbedingungen überwiegt die geringere Rußbildung, da die letztendlich emittierten Rußemissionen fast bis an die Nachweisgrenze zurückgehen. Eine komplett vorgemischte Verbrennung bzw. die gänzliche Vermeidung der Rußbildung gelingt hier im Gegensatz zu Betriebspunkt 5 bei 4 bar indiziertem Mitteldruck aber nicht.

Für die Entstehung unverbrannter Kohlenwasserstoffe ist wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben neben einer zu geringen Sauerstoffkonzentration hauptsächlich die stark temperaturabhängige Flammenlöschung an der Wand und in Spalten verantwortlich. Den Verbleib von zu viel Kohlenmonoxid im Abgas verursachen wie in Kapitel 2.1.4 beschrieben zu geringe Temperaturen, hauptsächlich aber zu wenig Sauerstoff für die CO-Oxidation. Die HC- und CO-Emissionen steigen ausgehend von Betriebspunkt 1 zu Betriebspunkt 2 erst leicht und dann bis Betriebspunkt 6 sehr steil an. Vor allem die Kohlenmonoxidwerte nehmen sehr stark zu und nicht akzeptable Werte an. Die HC-Emissionen sind hingegen nicht so problematisch. Sie steigen aufgrund der immer geringeren Sauerstoffkonzentration zwar auch steil an, liegen mit ihren Absolutwerten aber nur im Bereich der HC-Werte der Betriebspunkte bei 4 bar

indiziertem Mitteldruck, da das für das Flammenquenching relevante Temperaturniveau durch die größere Motorlast höher ist. Für die Zunahme beider Abgaskomponenten unabhängig von der absoluten Höhe können also wieder das rückläufige Temperaturniveau und die abnehmende Sauerstoffkonzentration verantwortlich gemacht werden. Anders als bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten, wo es gelang, die HC- und CO-Werte lange Zeit auf einem akzeptablen Niveau zu halten und einen signifikanten Anstieg bis zum letzten Betriebspunkt hinauszuzögern, erfolgt bei den $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkten ein kontinuierlicher, ab Betriebspunkt 2 sehr steiler Anstieg der HC- und CO-Emissionen. Entsprechend gelingt es hier weniger gut die HC- und CO-Emissionen niedrig zu halten, bis die Trendumkehr in den Rußemissionen stattgefunden hat und damit gleichzeitig geringe Ruß- und NO_x -Emissionen bei noch akzeptablen HC- und CO-Emissionen darzustellen. Dieses andere Verhalten lässt sich wie folgt begründen: Um die Verbrennung unter den verschärften Bedingungen der höheren Motorlast (größere Einspritzmenge, höhere Drücke und Temperaturen) überhaupt kontrollieren zu können, sind von Beginn an (für die Last) sehr hohe AGR-Raten notwendig. Entsprechend nimmt während der AGR-Variation die Sauerstoffkonzentration früher und stärker ab als bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten. Dies zeigt auch der Vergleich der λ -Werte der Betriebspunkte bei 4 und 6 bar indiziertem Mitteldruck (Tabelle 5.5 und 5.7). Der Bestpunkt der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte hat mit 59 %-AGR-Rate noch einen λ -Wert von 1,6. Bei den $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkten beginnen die λ -Werte schon bei 1,5 und gehen dann durch die AGR-bedingte Abnahme der Sauerstoffkonzentration bis auf 1,1 zurück. Bei Betriebspunkt 4 der $p_{mi} = 6$ bar-Betriebspunkte, bei dem sich die Rußemissionen entgegen dem Trend der vorherigen Betriebspunkte zum ersten Mal verringern, liegt mit nur 57 % AGR bereits ein Luftverhältnis von 1,2 vor. Dementsprechend hoch sind bei diesem Betriebspunkt und den folgenden mit noch geringeren Luftverhältnissen vor allem die CO-Emissionen.

Der Gradient der Druckanstiege $\frac{dp}{d\alpha}$ geht aufgrund der zunehmenden Verschleppung der Hauptwärmefreisetzung von Betriebspunkt 1 bis 6 stetig zurück und entsprechend verringert sich das daraus errechnete Verbrennungsgeräusch. Allerdings sind die Absolutwerte durch die sehr heftigen Druckanstiege aufgrund des durchweg sehr hohen Vormischanteils bei allen Betriebspunkten sehr hoch. Wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten ist der Gradient in der Abnahme des Verbrennungsgeräusches bei den letzten Betriebspunkten sehr steil. Kleinste Veränderungen in der AGR-Rate haben große Auswirkungen auf das Verbrennungsgeräusch. Dies ist ein großer Nachteil dieses Brennverfahrens hinsichtlich der Geräuschapplikation. Die AGR-Rate muss sehr schnell und genau regelbar sein, um das Verbrennungsgeräusch zu beherrschen und einen derartigen Betrieb in einem Fahrzeug darstellen zu können.

Der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch nimmt von Betriebspunkt 1 bis 6 kontinuierlich zu. Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes ist wie schon bei den $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkten kein sinnvolles Hilfsmittel für die Beurteilung dieser Messgröße. Betriebspunkt 1 mit

dem geringsten spezifischen Verbrauch hat seinen Verbrennungsschwerpunkt sogar vor dem oberen Totpunkt bei $-1,7^\circ\text{KW}$, was energetisch nicht sinnvoll bzw. wirkungsgradoptimal sein kann. Der Verbrauchsanstieg lässt sich vielmehr mit dem steigenden Anteil von Produkten unvollständiger Verbrennung im Abgas (HC und CO) erklären. Die in diesen Emissionen noch gespeicherte Energie fehlt in der Bilanz bzw. verschlechtert den Wirkungsgrad und erhöht damit den Kraftstoffverbrauch.

Als Fazit der Untersuchung einer HCLI-Betriebsstrategie bei 6 bar indiziertem Mitteldruck konnte durch die Messungen am Transparentmotor belegt werden, dass innerhalb der sechs Betriebspunkte eine zunehmende Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung stattfindet bzw. die Überlappung der Prozesse Einspritzung, Gemischbildung, beginnende Wärmefreisetzung, Vorverbrennung und Hauptenergieumsetzung geringer wird. Dies führt zu einem immer größeren Vormisch- und einem abnehmenden Diffusionsanteil der Verbrennung unter Luftmangel, was wiederum weniger Rußbildung zur Folge hat. Wie schon bei den $p_{\text{mi}} = 4$ bar-Betriebspunkten gelingt es ab einem gewissen Punkt, die zunehmend schlechteren Bedingungen für die Rußoxidation durch eine deutlich geringere Rußbildung mehr als zu kompensieren und den Trend steigender Partikelemissionen umzukehren. Im Gegensatz zu den $p_{\text{mi}} = 4$ bar-Betriebspunkten gelingt es hier aber nicht so gut, die HC- und CO-Emissionen so lange in einem akzeptablen Bereich zu halten bis man von der Trendumkehr der Rußemissionen wirklich profitieren kann. Verantwortlich hierfür sind die (für die Last) relativ hohen AGR-Raten, welche für die Kontrolle der Verbrennung notwendig sind, in Verbindung mit Beschränkungen im Ladedruck. Letztere ergeben sich aus der Annahme einer nur einstufigen Aufladung für Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit. Das Luftverhältnis bzw. die Sauerstoffkonzentration geht deshalb fast bis an die Rauchgrenze zurück und treibt damit vor allem die CO-Emissionen sehr stark in die Höhe. Eine Anhebung des möglichen Ladedrucks bei diesen Betriebsbedingungen, z.B. durch eine zweistufige Aufladung, bietet noch Potenzial, das Luftverhältnis wieder anzuheben und damit den Anstieg der HC- und CO-Emissionen zu verringern bzw. hinauszuzögern.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Um der immer strenger werdenden Abgasgesetzgebung auch zukünftig gerecht zu werden, gibt es für den modernen direkteinspritzenden Dieselmotor mehrere Möglichkeiten. Eine denkbare Lösung ist die Verwendung teilhomogener und homogener Brennverfahren, bei denen die Entstehung der schädlichen Abgaskomponenten von Beginn an unterbunden wird und diese somit nicht durch teure und aufwendige Abgasnachbehandlungsmaßnahmen beseitigt werden müssen.

In diesem Kontext neuer, alternativer Brennverfahren wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein neues Dieselmotorkonzept untersucht. Dieses Motorkonzept unterscheidet sich von einem konventionellen Dieselmotor mit flachem Zylinderkopf, ω -förmiger Kolbenmulde und Drallströmung durch eine neuartige Brennraumgeometrie und eine für Dieselmotoren untypische Ladungsbewegung. Der Motor besitzt einen Dachbrennraum, eine topfförmige Kolbenmulde und eine walzenförmige Bewegung der Zylinderladung (Tumble). Durch den Wegfall des Drallkanals können beide Einlasskanäle auf eine optimale Zylinderfüllung hin ausgelegt werden. Die guten Füllungseigenschaften erlauben bei diesem Motorkonzept sehr hohe AGR-Raten und machen es damit zu einem idealen Versuchsträger für homogene Brennverfahren. Da die entstehende Tumble-förmige Ladungsbewegung sehr schwach ist, wird die Energie für die Gemischbildung fast ausschließlich von der Einspritzung zur Verfügung gestellt. Für diese Arbeit wurden homogene und konventionelle Betriebspunkte an einem Transparentmotor untersucht, welche zuvor an einem baugleichen thermodynamischen Aggregat bereits Potenzial für niedrige Ruß- und NO_x -Emissionen bei akzeptablen HC- und CO-Werten gezeigt haben. Im Rahmen der Untersuchungen wurden die Einspritzstrategie, die AGR-Rate, die Last, das Verdichtungsverhältnis, sowie die Einspritzdüsenkonfiguration variiert. Es galt, am Transparentmotor die Wirkmechanismen zu identifizieren, welche für die niedrigen Emissionen des Abgasmotors verantwortlich sind, bzw. die Vorgänge, welche in diesem neuartigen Dieselmotorkonzept ablaufen, besser zu verstehen und daraus Maßnahmen für eine mögliche Verbesserung des jeweiligen Brennverfahrens abzuleiten. Als Messtechniken kamen für die Untersuchung der Einspritzung und Gemischbildung eine kombinierte Mie-Streulicht-/Laser-Induzierte-Fluoreszenz-Messtechnik zum Einsatz. Für die Analyse des Verbrennungsvorgangs wurde das Rußeigenleuchten-Signal zyklusaufgelöst synchron von der Seite und von unten betrachtet sowie ebenfalls zyklusaufgelöste Flammenemissionsspektroskopie-Untersuchungen durchgeführt. Letztere sind so erst seit kurzer Zeit aufgrund des technischen Fortschritts im Bereich der bildverstärkten Hochgeschwindigkeitskameras möglich. Begleitend wurden alle Betriebspunkte einer thermodynamischen Motoranalyse unterzogen.

Da teilhomogene und homogene Brennverfahren nur im unteren bis mittleren Last-Drehzahlbereich erfolgreich anwendbar sind, muss das Motorkonzept auch den konventionellen Dieselmotorbetrieb für die restlichen Bereiche des Kennfeldes ohne Nachteile beherrschen. Aus

diesem Grund wurde zu Beginn der Arbeit ein konventioneller Betriebspunkt mit einer Vor- und einer Haupteinspritzung bei 8 bar indiziertem Mitteldruck untersucht. An diesem Betriebspunkt wurde gleichzeitig eine Variation der Einspritzdüsenkonfiguration insbesondere der Lochanzahl durchgeführt. Es wurden Düsen gleichen hydraulischen Durchflusses mit 6, 8, 10, 14 und 24 Löchern mit gleichem Raildruck bei unterschiedlichen AGR-Raten jeweils auf der 1/10-Geraden im Ruß-NO_x-Trade-Off hinsichtlich der Gemischbildung und Verbrennung miteinander verglichen. Das Optimum in den Abgasemissionen stellte sich bei einer Spritzlochanzahl von 8 und 10 ein. Die Gründe hierfür konnten durch die Messungen am Transparentmotor aufgezeigt werden. Bei geringeren Lochzahlen erzielt man aufgrund des höheren Impulses je Einspritzstrahl zwar eine bessere Durchmischung von Kraftstoff und Luft als mit 8 und 10 Spritzlöchern, der Raum zwischen den Einspritzstrahlen wird aber nicht optimal ausgenutzt und es wird sehr viel flüssiger Kraftstoff auf die Kolbenoberfläche aufgetragen. Mit höheren Spritzlochanzahlen nimmt die Raumerfassung zwischen den Einspritzstrahlen zu, der Impuls der einzelnen Strahlen wird aber zu gering für eine ausreichende Eindringtiefe in den Brennraum und eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft. Aufgrund dieser Erkenntnisse aus den Emissionsmessungen und den Ergebnissen des optisch zugänglichen Motors wurden die weiteren Untersuchungen mit einer Spritzlochanzahl von 10 durchgeführt.

Im nächsten Schritt wurde versucht, eine teilhomogene Verbrennung bei 6 bar indiziertem Mitteldruck und einem Verdichtungsverhältnis von 18 mit Hilfe einer sehr früh beginnenden Mehrfacheinspritzung darzustellen. Mithilfe der Messungen am Transparentmotor konnte gezeigt werden, dass es mit dieser Strategie möglich ist, bis zu einem gewissen Grad eine Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung zu erreichen. Durch den höheren Vormischanteil bzw. den reduzierten Diffusionsanteil mit extremer Luftmangelverbrennung lässt sich die Rußbildung aber nur vermindern. Aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses ist der Zündverzug trotz einer sehr hohen AGR-Rate für die Darstellung einer komplett vorgemischten Verbrennung mit sehr wenig oder gar keiner Rußbildung immer noch zu kurz. Mit einer gezielten Nacheinspritzung konnte durch die zusätzliche Durchmischung der laufenden Verbrennung der Rußabbrand verbessert und die im Abgas gemessenen Partikelemissionen nochmals reduziert werden. Mit der gewählten Düsenkonfiguration verfehlen die Strahlen bei den sehr frühen Einspritzzeitpunkten aber die Kolbenmulde bzw. den gesamten Kolben und gelangen sogar bis an die Zylinderwand. Auf diese Weise wird viel Kraftstoff-/Luftgemisch in kalte, wandnahe, für die HC- und CO-Bildung kritische Bereiche (Quetschspalt, Feuersteg) transportiert, weshalb sich bei dieser Betriebsart inakzeptabel hohe HC- und CO-Emissionen ergeben. Als Konsequenz aus diesen Erkenntnissen wurde in der weiteren Arbeit die Strategie einer früh beginnenden Mehrfacheinspritzung nicht weiterverfolgt und stattdessen mit einer Blockeinspritzung ab dem Zeitpunkt, an dem die Strahlen garantiert in die Kolbenmulde treffen, gearbeitet (HCLI-Strategie). Des Weiteren wurde das Verdichtungsverhältnis von 18 auf 16 reduziert, um den Zündverzug zu verlängern.

Mit der neuen Motorkonfiguration und der geänderten Einspritzstrategie wurden als nächstes fünf Betriebspunkte bei 4 bar indiziertem Mitteldruck untersucht. Das Ziel bestand darin, die Parameter Einspritzzeitpunkt und AGR-Rate hinsichtlich insgesamt guter Emissionswerte zu optimieren. Der ABHE wurde zwischen -6 und -25 °KW und die AGR-Rate zwischen 0 und 65 % variiert. Die Ergebnisse der Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen am Transparentmotor zeigen deutlich, dass das Zusammenspiel einer Vielzahl von Faktoren wie ABHE, Verlauf der Gemischbildung, Einfluss der Quetschspaltströmung, Beginn der Wärmefreisetzung, Abstand zwischen Beginn und Maximum der Wärmefreisetzung, Lage der Verbrennung bezüglich OT (Temperaturniveau) sowie Höhe der AGR-Rate (Sauerstoffkonzentration und Temperaturniveau) notwendig ist, um nicht nur eine Abgaskomponente zu reduzieren, sondern insgesamt niedrige Emissionen zu erzielen. Bei einem der fünf Betriebspunkte gelang es durch das optimale Zusammenspiel aller dieser Faktoren eine nachhaltige Entkoppelung von Einspritzung und Verbrennung zu erreichen. Es ergab sich ein sehr hoher Vormisch- und minimaler Diffusionsanteil der Verbrennung und infolge eine deutlich geringere Rußbildung. Zusammen mit nur unwesentlich schlechteren Rußabbrandbedingungen durch eine nur geringfügig gesteigerte AGR-Rate im Vergleich zu dem davor untersuchten Betriebspunkt konnte die letztendlich im Abgas verbleibende Partikelmenge soweit reduziert werden, dass der Trend zunehmender Rußemissionen mit steigender AGR-Rate umgekehrt wurde. Die AGR-Rate war aber noch nicht zu hoch bzw. die Verbrennung zu kalt und die Sauerstoffkonzentration zu niedrig, so dass die HC- und CO-Emissionen auf vertretbarem Niveau blieben.

Als letztes wurde versucht, mit den zuvor gewonnenen Erkenntnissen den Lastbereich der HCLI-Betriebsstrategie zu erweitern. Dazu wurden sechs Betriebspunkte mit einem ABHE im Bereich des Bestpunktes der $p_{mi} = 4$ bar-Betriebspunkte und unterschiedlichen AGR-Raten untersucht. Wie schon bei den Versuchen mit geringerer Last gelang es auch hier ab einem der sechs Betriebspunkte durch das optimale Zusammenspiel aller verbrennungsrelevanten Faktoren eine nachhaltige Entkoppelung von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung darzustellen und durch den entsprechend gesteigerten Vormisch- bzw. reduzierten Diffusionsanteil die Rußbildung signifikant zu verringern. Die wieder nur unwesentlich schlechteren Rußabbrandbedingungen durch eine nur geringfügig gesteigerte AGR-Rate im Vergleich zu dem davor untersuchten Betriebspunkt verringerten die letztendlich im Abgas verbleibende Partikelmenge soweit, dass der Trend steigender Rußemissionen mit zunehmender AGR-Rate wieder umgekehrt werden konnte. Allerdings machten die anspruchsvolleren Druck- und Temperaturrandbedingungen bedingt durch die höhere Last schon von Beginn an (für die Last) relativ hohe AGR-Raten notwendig, um die Verbrennung überhaupt kontrollieren zu können. Entsprechend war die AGR-Rate dann bei den Betriebspunkten, bei denen die Trendumkehr der Rußemissionen zu greifen begann, schon so hoch, dass die Sauerstoffkonzentration bzw. das Luftverhältnis durch den gegebenen, zu geringen Ladedruck so niedrig waren, dass vor allem die CO-Emissionen drastisch anstiegen. Die Beschränkung hinsichtlich des Ladedrucks

ergab sich aus der Annahme einer einstufigen Aufladung. Die HC-Emissionen nahmen durch die stark verminderte Sauerstoffkonzentration ebenfalls zu, allerdings auf einem sehr viel geringeren Niveau, da die für die HC-Bildung relevanteren Temperaturrandbedingungen durch die höhere Last günstiger sind. Es ergab sich folglich, dass dem HCLI-Brennverfahren aufgrund der steigenden Temperatur- und Druckrandbedingungen und der nur noch begrenzt zur Verfügung stehenden Kontrollmöglichkeit über die AGR-Rate hinsichtlich der fahrbaren Motorlasten für insgesamt gute Abgasemissionswerte nach oben hin Grenzen gesetzt sind. Mit dem untersuchten Motorkonzept unter Zugrundelegung einer einstufigen Aufladung ist dies, limitiert durch das Luftverhältnis bzw. den Ladedruck, bei ca. 6 bar indiziertem Mitteldruck der Fall. Mithilfe höherer Ladedrücke, z.B. durch eine zweistufige Aufladung, ist eine weitere Lastausweitung des HCLI-Brennverfahrens möglich, da noch höhere AGR-Raten gefahren werden können bzw. die Annäherung an die Rauchgrenze später erfolgt.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten folglich neue Erkenntnisse zur Beantwortung der Frage, wie man beim Dieselmotor niedrige Ruß- und NO_x -Emissionen darstellen und gleichzeitig die für (teil-)homogene Brennverfahren typischen hohen HC- und CO-Emissionen vermeiden kann, gewonnen werden: Als entscheidender Mechanismus konnte die Entkopplung von Einspritzung und Verbrennung identifiziert werden. Sie muss soweit vorangetrieben bzw. der Vormischanteil gesteigert und der Diffusionsanteil der Verbrennung reduziert werden, dass ein signifikanter Rückgang in der Rußbildung eintritt. Die gebildete Rußmenge muss soviel geringer ausfallen, dass die ungünstigeren Bedingungen für die Rußoxidation durch die steigende AGR-Rate mehr als kompensiert werden und man so den Trend zunehmender Partikelemissionen mit steigender AGR-Rate umkehrt. Die AGR-Rate darf aber nicht so weit gesteigert werden, dass die Verbrennung zu kalt, zu stark verschleppt oder die Sauerstoffkonzentration zu gering wird, weil man sonst zwar niedrige Ruß- und NO_x -Emissionen erzielt hat, dafür aber extrem hohe HC- und CO-Emissionen entstehen. Eine weitere Herausforderung besteht darin, das durch den hohen Vormischanteil nur schwer kontrollierbare Verbrennungsgeräusch auf vertretbarem Niveau zu halten.

Um diesen anspruchsvollen Anforderungen auch in einem realen Fahrzeug gerecht zu werden, ist noch viel Forschungs- und Entwicklungsarbeit im Bereich der homogenen Dieselmotoren notwendig. Es sind neue, intelligente Regelstrategien erforderlich, da eine direkte, schnelle und einfache Eingriffsmöglichkeit in den Verbrennungsablauf über die Einspritzung, wie bei den konventionellen Dieselmotoren, bei den homogenen Verfahren nicht mehr in diesem Maße wirksam ist. Der wesentliche, momentan aber nur langsam und ungenau regelbare Motorparameter zur Beeinflussung der Verbrennung bei den homogenen Brennverfahren, ist die AGR-Rate. Die Ergebnisse dieser Arbeit haben deutlich gezeigt, dass nur geringe Veränderungen dieser Größe erhebliche Auswirkungen auf das Brennverfahren und infolge auf die Emissionen und vor allem das Verbrennungsgeräusch haben. Darüber hinaus beschränken sich die Erkenntnisse zum Thema homogene Brennverfahren zur Zeit

noch weitgehend auf stationäre Untersuchungen. Ein transienter Betrieb erschwert die notwendige, sehr genaue Führung der relevanten Motorbetriebsparameter nochmals erheblich. Dies stellt eine große Herausforderung für die Applikation dieser Brennverfahren für ein reales Fahrzeug, vor allem unter Berücksichtigung der Fertigungsschwankungen bei den Motorbauteilen in der Serie, dar. Ein derzeit untersuchter Ansatz, diese Probleme in den Griff zu bekommen, besteht in der Verwendung variabler Ventiltriebssysteme. Sie ermöglichen im Gegensatz zur langsamen, schwer regelbaren externen AGR eine zyklusgenaue und präzisere Einstellung der Restgasmenge durch interne AGR. Darüber hinaus eröffnet der Einbau eines Brennraumdrucksensors durch zusätzliche Informationen über den Verbrennungsablauf neue Möglichkeiten für dessen Regelung (z.B. über die Lage des Verbrennungsschwerpunktes). Beide Maßnahmen verteuern den Dieselmotor im Vergleich zum Ottomotor aber noch zusätzlich und müssen deshalb einer Prüfung hinsichtlich der Kosten und der Notwendigkeit standhalten. Des Weiteren müssen für die Beseitigung der verstärkt auftretenden HC- und CO-Emissionen bei Verwendung dieser Brennverfahren entsprechende, gegebenenfalls zusätzliche Abgasnachbehandlungsmaßnahmen vorgesehen werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse sind hinsichtlich ihrer Aussagekraft zumindest auf drallarme, konventionelle Dieselmotorkonzepte weitgehend übertragbar und keine Besonderheit der Brennraumgeometrie dieses Motorkonzeptes. Durch eine ε -Absenkung, eine frühe Blockeinspritzung und nicht zu hohe AGR-Raten (HCLI-Verbrennung) lassen sich beim Dieselmotor generell niedrige Ruß- und NO_x - bei akzeptablen HC- und CO-Emissionen darstellen [23, 42, 125, 134, 161, 163]. Ein Alleinstellungsmerkmal dieses Motorkonzeptes ist jedoch die hohe AGR-Verträglichkeit aufgrund der guten Füllungseigenschaften, wodurch sich besonders niedrige NO_x -Emissionen erzielen lassen. Außerdem erfolgt aufgrund der geringen Ladungsbewegung die Gemischbildung fast ausschließlich durch den Impuls der Einspritzung und anderer Einflussgrößen wie der Wandinteraktion und der Quetschspaltströmung, weshalb für insgesamt geringe Emissionen ein optimales Zusammenspiel aller Parameter erforderlich ist.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Zusammenhänge und Wirkmechanismen, die für die Entstehung schädlicher Abgasemissionen verantwortlich sind, sehr vielfältig und komplex sind. Es ist deshalb nicht zielführend, Schlussfolgerungen aus nur einer oder wenigen Messgrößen zu ziehen. Im Rahmen dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass der Transparentmotor ein idealer Versuchsträger ist, um zusätzliche Informationen über die komplizierten Vorgänge und Zusammenhänge im Brennraum zu liefern. In Kombination mit der thermodynamischen Motoranalyse sind eine fundiertere Analyse und belastbarere Rückschlüsse auf die Ursachen der Abgasemissionen möglich. Mit den am optisch zugänglichen Motor gewonnenen Erkenntnissen konnte ein wichtiger Beitrag zur Weiterentwicklung der untersuchten Brennverfahren und des Motors geleistet werden.

Literatur

- [1] ADAC Motorwelt:
Die Feinstaub-Diskussion
ADAC Motorwelt, Heft 5, Mai 2005
- [2] Akagawa, H.; Miyamoto, T.; Harada, A.; Sasaki, S.; Shimazaki, N.; Hashizume, T.; Tsujimura, K.:
Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion
SAE Technical Paper, No. 1999-01-0183, 1999
- [3] Antoni, C.; Peters, N.:
Cycle Resolved Emission Spectroscopy for IC Engines
SAE Technical Paper, No. 972917, 1997
- [4] Antoni, C.; Peters, N.:
Zyklus aufgelöste Emissionsspektroskopie (ZES) am DI Dieselmotor - eine Erweiterung der integralen Lichtleitmesstechnik
3. Indiziersymposium, AVL Deutschland GmbH, S. 178-186, 1998
- [5] Antoni, C.:
Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mit zyklus aufgelöster Emissionsspektroskopie
Fortschr.-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 409, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999
- [6] Appel, J.:
Numerische Simulation der Rußbildung bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen: Teilchengrößenverteilung und deren statistische Momente
Dissertation, Universität Karlsruhe, 2000
- [7] Arbeitskreis der Partikelfilterhersteller et al.:
Glossar zur Begriffsfamilie: Partikel aus der motorischen Verbrennung
Partikelemissionen und Partikelfiltertechnik, Haus der Technik München, 2000
- [8] Arndt, S.; Ipp, W.; Jain, A.K.; Krämer, H.; Leipertz, A.; Wagner, V.; Wensing, M.:
Spray Formation of High Pressure Swirl Gasoline Injectors Investigated by Two-Dimensional Mie and LIEF Techniques
SAE Technical Paper, No. 1999-01-0498, 1999
- [9] Basshuysen, R.; Schäfer, F.:
Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven
Vieweg Verlag, 3. Auflage, 2005

- [10] Bechmann, O.:
Untersuchung zur Ablagerung von Rußpartikeln aus dem Abgas von Dieselmotoren
Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [11] Behrendt, F.; Warnatz, J.; Bäuerle, B.; Kaminski, C.F.:
2D LIF Investigation of Hot Spots in the Unburnt End Gas of I.C. Engines Using Formaldehyde as Tracer
Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Yokohama, Japan, 1994
- [12] Bittlinger, G.; Heinold, O.; Hertlein, D.; Kunz, T.; Weberbauer, F.:
Die Einspritzdüsenkonfiguration als Mittel zur gezielten Beeinflussung der motorischen Gemischbildung
Motorische Verbrennung, VI. Tagung, Haus der Technik, München, 2003
- [13] Blechstein, A.; Brauer, M.; Buchwald, R.; Sommer, A.; Kahrstedt, J.:
Einspritzstrategien zur Realisierung der homogenen Verbrennung am Pkw-Dieselmotor
9.Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2003
- [14] Block, B.:
Untersuchung von Möglichkeiten und Grenzen optischer Meßtechniken zur Temperaturbestimmung in Verbrennungsmotoren
Dissertation, Universität Hannover, 1997
- [15] Bohren, C.F.; Huffman, D.R.:
Absorption and Scattering of Light by Small Particles
John Wiley and Sons, New York, 1983
- [16] van den Boom, H.L.C.J.:
Laser Diagnostics in Diesel Engines
Dissertation, Universität Nijmegen
- [17] Robert Bosch GmbH:
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
23. Auflage, Stuttgart, 1999
- [18] Robert Bosch GmbH:
Dieselmotor-Management
4. überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg Verlag, 2004

- [19] Breitenbach, H.; Schnabel, M.; Enderle, C.:
Der Verbrennungsvorgang des Dieselmotors im Wandel der Emissionsanforderungen
10.Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2005
- [20] Büchner, H.:
Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Entstehungsmechanismen selbsterregter Druckschwingungen in technischen Vormisch-Verbrennungssystemen
Shaker Verlag, Aachen, Dissertation, Universität Fridericiana Karlsruhe (T.H.), 1992
- [21] Chevalier, C.; Louessard, P.; Müller, U.C.; Warnatz, J.:
A Detailed Low-Temperature Reaction Mechanism of n-Heptane Auto-Ignition
Proceedings of the 2nd Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, Comodia90: 93-97, Japan, 1990
- [22] Chevalier, C.; Warnatz, J.; Melenk, H.:
Automatic Generation of Reaction Mechanisms for the Description of the Oxidation of Higher Hydrocarbons
Berichte der Bunsen-Gesellschaft für physikalische Chemie 94, 1362-1367, 1990
- [23] Chmela, F.; Piock, W.; Sams, T.:
Potential alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren
9.Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", TU-Graz, 2003
- [24] Christensen, M.; Hultquist, A.; Johansson, B.:
Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio
SAE Technical Paper 1999-01-3679, 1999
- [25] Christensen, M.; Johansson, B.; Hultqvist, A.:
The Effect of Combustion Chamber Geometry on HCCI Operation
SAE Technical Paper, No. 2002-01-0425, 2002
- [26] Clark, R.; Louis, J.; Lüke, W.; Warnecke, W.:
Der Einstieg in synthetische Kraftstoffe
25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [27] Dec, J.:
Team develops new description of diesel combustion
Combustion Research Facility News, Vol. 17, Sandia National Laboratories, 1995

- [28] Dec, J.; Coy, E.B.:
OH Radical Imaging in a DI Diesel Engine and the Structure of the Early Diffusion Flame
SAE Technical Paper, No. 960831, 1996
- [29] Dec, J.:
A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging
SAE Technical Paper, No. 970873, 1997
- [30] Dec, J.; Canaan, R.:
PLIF Imaging of NO Formation in a D.I. Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 980147, 1998
- [31] Dec, J.; Espey, C.:
Chemiluminescence Imaging of Autoignition in a DI Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 982685, 1998
- [32] Dec, J.:
HCCI combustion research using liquid-phase fuels
7th Diesel Engine Emission Reduction Workshop, 2001
- [33] Dohle, U.; Dürnholz, M.; Stein, J.:
Einflüsse künftiger Hochdruck-Dieseleinspritzsysteme auf Akustik und Emissionsverhalten moderner Verbrennungsverfahren
25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [34] Eckbreth, A.C.:
Laser Diagnostics for Combustion Temperature and Species
Combustion Science & Technology Book Series, Volume 3, Second Edition Gordon and Breach Publishers, 1996
- [35] Egermann, J.; Ipp, W.; Wagner, V.; Leipertz, A.:
2D-Streulicht- und Fluoreszenztechniken zur Analyse von Ladungsschichtung und Durchbrennverhalten bei der Beizindirekteinspritzung
BMBF Tagung, Laserdiagnostische und plasmatechnologische Grundlagen zur Verminderung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch von DI-Verbrennungsmotoren, Düsseldorf, 2000
- [36] Enderle, C.; Nolte, A.; Paule, M.; Duvinage, F.:
Der PKW im Spannungsfeld der Emissionsgesetzgebung
2. Emission Control, Dresden, 2004

- [37] Epping, K.; Aceves, S.; Bechthold, R.; Dec, J.:
The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions
SAE Technical Paper, No. 2002-01-1923, 2002
- [38] Abgasgesetzgebung der Europäischen Union:
Abgasemissionen - PKW und leichte Nutzfahrzeuge
70/220/EWG,1970
- [39] Fehler, S.:
Optische Untersuchung der Auswirkung des Kraftstoffsprays auf die Gemischbildung und Verbrennung im direkteinspritzenden Ottomotor mit wandgeführtem Brennverfahren
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1999
- [40] Flynn, P.; Hunter, G.; Farrel, L.; Durrett, R.; Akinyemi, O.; Loye, A.; Westbrook, C.; Pitz, W.:
The Inevitability of Engine-Out NO_x-Emissions from Spark-Ignition and Diesel Engines
Proceedings of the Combustion Institute, Lawrence Livermore National Laboratory, Volume 28, Livermore, 2000
- [41] Flynn, P.:
Diesel 2007, Promise & Problems
7th Diesel Engine Emission Reduction Workshop, 2001
- [42] Figer, G.; Pirker, G.; Wimmer, A.; Jauk, T.:
Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor
9.Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", TU-Graz, 2003
- [43] Fischer, A.:
Hybride, thermoakustische Charakterisierung von Drallbrennern
Dissertation, Technische Universität München, 2004
- [44] Freitag, A.; Dorenkamp, R.; Düsterdiek, T.; Scher, U.:
Konzepte zur Erfüllung zukünftiger Emissionsstandards für Pkw-Dieselmotoren
2. Emission Control, Dresden, 2004
- [45] Fritz, J.:
Flammenrückschlag druch verbrennungsinduziertes Wirbelaufplatzen
Dissertation, Technische Universität München, 2003

- [46] Fujimoto, H.; Iida, H.; Aoyama, T.; Senda, J.:
Analysis of Combustion Characteristics in Diesel Flame by Means of Chemiluminescence
Third Symposium (International) of Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Engines, Comodia, S.505-510, 1994
- [47] Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.:
Analyse des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses zur Potentialbewertung flexibler Einspritzverlaufsformung 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2004
- [48] Gaydon, A.G.; Wolfhard, H.G.:
Flames - Their Structure, Radiation and Temperature
Chapman & Hall LTD, London, 1960
- [49] Gaydon, A.G.:
The Spectroscopy of Flames
Chapman & Hall Ltd, Second Edition, 1974
- [50] Glarborg, P.; Miller, J.A.; Kee, R.J.:
Kinetic Modeling and Sensitivity Analysis of Nitrogen Oxide Formation in Well-Stirred Reactors
Combustion and Flame 65: 177-202, 1986
- [51] Glassman, I.:
Combustion
Third Edition, Academic Press, San Diego, 1996
- [52] Gray, A.; Ryan III, T.W.:
Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel
SAE Technical Paper, No. 971676, 1997
- [53] Grebner, D.; Triebel, W.:
Quantitative 2-D Zünddiagnostik durch schnelle orts- und zeitaufgelöste LIF von Formaldehyd XeF-Excimerlaseranregung
Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Haus der Technik, 1999
- [54] Griffith, J.F., Barnard, J.A.:
Flame and Combustion
Third Edition, Chapman Hall, London, 1995

- [55] Grzeszik, R.:
Laserinduzierte Fluoreszenz und Flammenemissionsspektroskopie zur Charakterisierung des Gemischbildungsprozesses bei wand- und luftgeführten Brennverfahren mit Benzindirekteinspritzung
Dissertation, Universität Bielefeld, 2002
- [56] Harada, A.; Shimazaki, N.; Sasaki, S.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.:
The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion
SAE Technical Paper, No. 980533, 1998
- [57] Hashizume, T.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.:
Combustion and Emissions Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion
SAE Technical Paper, No. 980505, 1998
- [58] Hasegawa, R.; Yanagihara, H.:
HCCI Combustion in DI Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 2003-01-0745, 2003
- [59] Hentschel, W.; Richter, J.U.:
Time-Resolved Analysis of Soot Formation and Oxidation in a Direct-Injection Diesel Engine for Different EGR-Rates by Extinction Method
SAE Technical Paper, No. 952517, 1995
- [60] Henle, A.:
Ermittlung der Einflüsse verschiedener Einspritzparameter auf das Betriebsverhalten eines Dieselmotors
Diplomarbeit, Technische Universität München, Robert Bosch GmbH, 2003
- [61] Henle, A.; Bittlinger, G.; Benz, C.; Stein, J.O.; Sattelmayer, T.:
Homogeneous Operating Strategies in a DI Diesel Engine with Pent-Roof Combustion Chamber and Tumble Charge Motion: Studies on a Single-Cylinder Test-Engine and an Optical Access Engine
SAE Technical Paper, No. 2005-01-0181, 2005
- [62] Herrmann, L.; Keller, F.; König, G.; Wagner, E.:
Laserspektroskopische Methoden zur Untersuchung des Einflusses der Gemischbildung auf NO- und Rußkonzentration im Dieselmotor
Laserdiagnostische und plasmatechnologische Grundlagen zur Verminderung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch von DI-Verbrennungsmotoren, BMBF Tagungsband, Düsseldorf, 2000

- [63] Hermann, L.;
Numerische Berechnung der dreidimensionalen Ladungsbewegung sowie der Gemischbildung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor
Diplomarbeit, Fachhochschule Gießen, Robert Bosch GmbH, 2005
- [64] Herzberg, G.:
Molecular Spectra and Molecular Structure
D. Van Nostrand R. Comp., Inc. Princeton, New York, 1950
- [65] Herzberg, G.:
The Spectra and Structures of Simple Free Radicals: An Introduction to Molecular Spectroscopy
Dover Publications, 1989
- [66] Herzberg, G.:
Molecular Spectra and Molecular Structure: Electronic Spectra and Electronic Structure of Polyatomic Molecules
Krieger Publications, 1991
- [67] Heywood, J.B.:
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill, 1988
- [68] Hiroyasu, H.; Long, Y.S.; Gakumasawa, H.:
The Structure of Fuel Sprays and Combustion Simulation in Diesel Engines
Proceedings of 4th Stuttgart International Symposium on Automotive and Engine Technology, pp. 52-69, 2001
- [69] Hötger, M.; Winzer, R.; Antoni, C.:
Integrale Lichtleit-Meßtechnik zur experimentellen Untersuchung des Verbrennungsablaufs im Dieselmotor
FVV-Vorhaben Nr.565, Abschlußbericht, Heft R 484, 1995, Heft 607, 1996
- [70] Hohlbaum, B.:
Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1992
- [71] Hottel, H.C.; Broughton, F.P.:
Determination of true temperature and total radiation from luminous gas flames - Use of special two-color optical pyrometer
Ind. Engineering Chemistry, Anal. Ed. 4, S. 166-175, 1932

- [72] Houben, H.:
Glühkerzen mit Brennraum-Sensor-Funktion
2.Emission Control, Dresden, 2004
- [73] van de Hulst, H.C.:
Light Scattering by Small Particles
Dover Publications Inc., New York, 1982
- [74] Hultqvist, A.; Christensen, M.; Johansson, B.; Franke, A.; Richter, M.; Aldén, M.:
A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process by Chemiluminescence Imaging
SAE Technical Paper, No. 1999-01-3680, 1999
- [75] Ipp, W.; Wagner, W.; Egermann, J.; Leipertz, A.:
Analyse der Ladungsschichtung in der Benzindirekteinspritzung (BDE) mittels mehrdimensionaler Lasermesstechnik
4. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden , 2000
- [76] Ishii, H.; Koike, N.; Suzuki, H.; Odaka, M.:
Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition Part 2: Analysis of combustion phenomena and NO_x formation by numerical simulation with experiment
SAE Technical Paper, No. 970315, 1997
- [77] Iwabuchi, Y.; Kawai, K.; Shoji, T.; Takeda, Y.:
Trial of new concept diesel combustion system - premixed compression-ignited combustion
SAE Technical Paper, No. 1999-01-0185, 1999
- [78] Jauk, T.; Eichlseder, H.; Figer, G.; Wimmer, A.;
Chmela, F.; Glensvig, M.; Winklhofer, E.:
Optische Analyse alternativer Dieselbrennverfahren
Dieselmotorentchnik 2004, Aktueller Stand und Darstellung neuester Entwicklungen und Entwicklungsziele, Kontakt & Studium, Band 656, Expert Verlag, 2004, S. 114-127
- [79] Kampmann, S.; Hammer, J.; Mattes, P.:
Weiterentwicklung von Common Rail Einspritzsystemen zur Erreichung künftiger Emissionsgrenzen
Motorische Verbrennung - Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (VII.Tagung), Haus der Technik München, 2005
- [80] Kaneko, N.; Ando, H.; Ogawa, H.; Miyamoto, N.:
Expansion of the Operating Range with In-Cylinder Water Injection in a Premixed Charge Compression Ignition Engine
SAE Technical Paper, No. 2002-01-1743, 2002

- [81] Kawashima, J.-I.; Ogawa, H.; Tsuru, Y.:
Research on a Variable Swirl Intake Port for 4-Valve High-Speed DI Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 982680, 1998
- [82] Kraftfahrt-Bundesamt:
Statistische Mitteilungen - Reihe 2: Fahrzeugbestand
Bestand an Kraftfahrzeugen und Fahrzeuganhängern am 1. Januar 2006, Jahresband, 2006
- [83] Kimura, S.; Aoki, O.; Ogawa, H.; Muranaka, S.; Enomoto, Y.:
New Combustion Concept for Ultra-Clean and High Efficiency Small DI Diesel Engines
SAE Technical Paper, No. 1999-01-3681, 1999
- [84] Kimura, S.; Aoki, O.; Kitahara, Y.; Aiyoshizawa, E.:
Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards
SAE Technical Paper, No. 2001-01-0200, 2001
- [85] Kohse-Höinghaus, K.; Jeffries, J.B.:
Applied Combustion Diagnostics
Taylor & Francis, New York London, 2002
- [86] Kosaka, H.; Drewes, V.; Catalfamo, L.; Aradi, A.; Iida, N.; Kamimoto, T.:
Two Dimensional Imaging of Formaldehyde Formed During the Ignition Process of a Diesel Fuel Spray
SAE Technical Paper, No. 2000-01-0236, 2000
- [87] Koyanagi, H.; Oing, G.; Renner, G.; Maly, R.:
Optimizing Common-Rail Injection by Optical Diagnostics in a Transparent Production Type Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 1999-01-3646, 1999
- [88] Kozuch, P.:
Untersuchung des Zusammenhangs zwischen thermodynamischen Analysegrößen und optischen, integralen Lichtleitmesssignalen beim DE-Dieselmotor
FVV-Vorhaben Nr.769, Abschlussbericht, Heft 772, 2003
- [89] Kuratle, R.:
Motorenmesstechnik
Vogel Fachbuch, 1995

- [90] Lavoie, G.; Heywood, J.; Keck, J.:
Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines
Combustion Science and Technology, Vol. 1, 1970
- [91] Mase, Y.; Kawashina, J.-I.; Sato, T.; Euguchi, M.:
Nissan's New Multivalve DI Diesel Engine Series
SAE Technical Paper, No. 981039, 1998
- [92] Mayer, K.:
Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-Rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farb-Methode
Dissertation, Karlsruhe, 2000
- [93] Mayr, B.; Hötger, M.; Puschmann, H.:
Integrale Lichtleit-Meßtechnik: Ein neuer Weg zur Untersuchung des Verbrennungsprozesses in Dieselmotoren
MTZ Motortechnische Zeitschrift 53 (1992) 1
- [94] Melton, L.A.:
Spectrally separated fluorescence emissions for diesel fuel droplets and vapor
Applied Physics, Vol. 22, No 14, pp 2224-2226, 1983
- [95] Merker, G.P.; Stiesch, G.:
Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung
Teubner, Stuttgart, Leipzig, 1999
- [96] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.:
Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung
2.Auflage, B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [97] Müller, U.C.:
Reduzierte Reaktionsmechanismen für die Zündung von n-Heptan und iso-Oktan unter motorrelevanten Bedingungen
Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [98] Müller, E.; Groenendijk, A.; Raatz, T.:
Homogene Dieselverbrennung - Die Lösung des NO_x-Partikel-Problems ?
4. Dresdner Motorenkolloquium, 2001
- [99] Müller, E.; Groenendijk, T.; Raatz, T.:
Homogene Dieselverbrennung - Merkmale und Entwicklungsmöglichkeiten
Dieselmotorentchnik 2002, Aktueller Stand und Darstellung neuester Entwicklungen und Entwicklungsziele, Kontakt & Studium, Band 630, Expert Verlag, 2002, S. 60-76

- [100] Musculus, M.P.B.; Dec, J.E.; Pickett, L.M.:
In-Cylinder Imaging of Conventional and Advanced, Low-Temperature Diesel Combustion
Diesel Engine Emissions Reduction Conference, Chicago, 2005
- [101] Möser, P.; Hentschel, W.:
Development of a Time Resolved Spectroscopic Detection System and Its Application to Automobile Engines
SAE Technical Paper, No. 961199, 1996
- [102] Morkadem, K.; Aldén, M.; Hult, J.:
High Repetition Rate Planar Laser Induced Fluorescence of OH in a Turbulent Non-Premixed Flame
Applied Physics, 1999
- [103] Najt, P.M.; Foster, D.E.:
Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion
SAE Technical Paper, No. 830264, 1983
- [104] Nakagome, K.; Shimazaki, N.; Niimura, K.; Kobayashi, S.:
Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine
SAE Technical Paper, No. 970898, 1997
- [105] Nishijima, Y.; Asaumi, Y.; Aoyagi, Y.:
Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) Using Impingement Spray System
SAE Technical Paper, No. 2001-01-1892, 2001
- [106] Nishijima, Y.; Asaumi, Y.; Aoyagi, Y.:
Impingement Spray System with Direct Water Injection for Premixed Lean Diesel Combustion
SAE Technical Paper, No. 2002-01-0109, 2002
- [107] Odaka, M.; Suzuki, H.; Koike, N.; Ishii, H.:
Search for optimizing control method of homogeneous charge diesel combustion
SAE Technical Paper, No. 1999-01-0184, 1999
- [108] Ofner, B.:
Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen
Dissertation, Technische Universität München, 2001

- [109] Ogawa, H.; Kimura, S.; Koike, M.; Enomoto, Y.:
A Study of Heat Rejection and Combustion Characteristics of a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept Based on Measurements of Instantaneous Heat Flux in a Direct-Injection Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 2000-01-2792, 2000
- [110] Onishi, S.; Jo, S.H.; Shoda, K.; Kato, S.:
Active Thermo-Atmospheric Combustion (ATAC) - A new Combustion Process for Internal Combustion Engines
SAE Technical Paper, No. 790501, 1979
- [111] Pauer, T.:
Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung - Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung
Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [112] Pearse, R.W.B.; Gaydon, A.G.:
The Identification of Molecular Spectra
Chapman & Hall Ltd, Third Edition, 1963
- [113] Pischinger, S.:
Verbrennungsmotoren
Vorlesungsumdruck Band II, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2001
- [114] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.:
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb
Springer-Verlag, Wien, 2002
- [115] Pittermann, R.:
Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung mittels multispektraler Meßverfahren
Dissertation, Universität Magdeburg, 1996
- [116] Pixner, P.; Schießl, R.; Dreizler, A.; Maas, U.:
Experimental determination of pdfs of OH radicals in IC engines using calibrated laser induced fluorescence as a basis for modeling the end-phase of engine combustion
Combustion Science and Technology, Vol. 158 pp 485-509, 2000
- [117] Pucher, G.R.; Gardiner, D.P.; Bardon, M.F.; Battista, V.:
Alternative Combustion Systems for Piston Engines Involving Homogeneous Charge Compression Ignition Concepts - A Review of Studies Using Methanol, Gasoline and Diesel Fuel
SAE-Technical Paper, No. 962063, 1996

- [118] Raatz, T.; Müller, E.:
Nanopartikelemission bei homogener Dieselerbrennung
Motorische Verbrennung 5, Haus der Technik, Essen, 13./14.März 2001
- [119] Raatz, T.:
Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung
Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2003
- [120] Raffel, M.; Willert, C.E.; Kompenhans, J.:
Particle Image Velocimetry - A Practical Guide
Springer Verlag Berlin Heidelberg, 1998
- [121] Richter, M.; Franke, A.; Aldén, M.; Hultqvist, A.; Johansson, B.:
Optical Diagnostics Applied to a Naturally Aspirated Homogeneous Charge Compression Ignition Engine
SAE Technical Paper, No. 1999-01-3649, 1999
- [122] Rotunno, A.A.; Melton, L.A.; Dobbs, G.M.; Winter, M.:
Direct Calibration Procedures for Exciplex-Based Vapor/Liquid Visualisation of Fuel Sprays
Combustion Science and Technology Vol 71, Gordon and Breach Science Publishers S.A., 1990
- [123] Ryan, T.W.; Callahan, T.J.:
Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel
SAE Technical Paper, No. 961160, 1996
- [124] Samaniego J.-M.; Egolfopolus, F.N.; Bowman, C.T.:
CO₂*-Chemilumineszenz in Premixed Flames
Combustion Science and Technologie, 1995, Vol. 109, pp. 183-203
- [125] Sams, T.; Neunteufl, K.; Bürgler, L.:
Regelung eines PKW-Dieselmotors mit alternativer Verbrennung
10. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2005
- [126] Sasaki, S.; Ito, T.; Iguchi, S.:
Smoke-less Rich Combustion by Low Temperature Oxidation in Diesel Engines
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- [127] Schmid, P.:
Untersuchung der gravimetrischen Partikelmesstechnik im Hinblick auf zukünftige Abgasgrenzwerte
Dissertation, TU Darmstadt, 2001

- [128] Schubiger, R.; Boulouchous, K.; Eberle, M.:
Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung
Motortechnische Zeitschrift MTZ, 5/2002, Jahrgang 63
- [129] Schloz, E.:
Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung
Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2003
- [130] Schugger, C.; Renz, U.:
Spraystruktur und Geschwindigkeitsfeld des primären Strahlaufbruchs bei der Dieseldirekteinspritzung
DFG-Schwerpunktprogramm Fluidzerstäubung und Sprühvorgänge, Dortmund, 2004
- [131] Semjonov, N.:
Kettenreaktionen
Leningrad, 1934
- [132] Sonderforschungsbereich 224:
Motorische Verbrennung
Abschlussbericht, 2001
- [133] Shell Deutschland Oil, External Affairs Europe:
Shell Pkw-Szenarien bis 2030 - Flexibilität bestimmt die Motorisierung
Szenarien des Pkw-Bestands und der Neuzulassungen in Deutschland bis zum Jahr 2030,
Hamburg, 2004
- [134] Shimazaki, N.; Tsurushima, T.; Nishimura, T.:
Dual Mode Combustion Concept With Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center
SAE Technical Paper, No. 2003-01-0742
- [135] Simescu, S.; Ryan T.W.; Neely, G.D.; Matheaus, A.C.; Surampudi, B.:
Partial Pre-Mixed Combustion with Cooled und Uncooled EGR in a Heavy-Duty Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 2002-01-0963
- [136] Simescu, S.; Fiveland, S.B.; Dodge, L.G.:
An Experimental Investigation of PCCI-DI Combustion and Emissions in a Heavy-Duty Diesel Engine
SAE Technical Paper, No. 2003-01-0345
- [137] Sitkei, G.:
Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren
Springer Verlag, Berlin, 1964

- [138] Stan, C.:
Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren
Springer-Verlag, 1999
- [139] Stan, C.; Guibert, P.:
Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung - Teil 1: Thermodynamische Grundlagen
Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1/2004, Jahrgang 65, S. 56-62
- [140] Steinparzer, F.; Kratochwill, H.; Mattes, W.; Stütz, W.:
Zweistufige Abgasturboaufladung am BMW 3,0 Liter Sechszylinder-Dieselmotor
13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2004
- [141] Stein, J.O.; Dürnholz, M.; Wirbeleit, F.; Kopp, C.; Benz, C.:
Homogene Dieselmotorische Verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen
13. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 2004
- [142] Steinbach, N.; Harndorf, H.; Khatchikian, P.; Drewes, V.; Kunz, T., Weber, G.; Louis, J.:
Synthetic versus conventional diesel: Evaluation of the emission perspectives of a Common Rail Engine using thermodynamic analysis and spray behavior trials
Technische Akademie Esslingen (TAE), 5th International Colloquium Fuels, Stuttgart, 2005
- [143] Stiesch, G.:
Modeling Engine Spray and Combustion Processes
Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003
- [144] Suzuki, H.; Koike, N.; Ishii, H.; Odaka, M.:
Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition Part 1: Experimental investigation of combustion and exhaust emission behaviour under pre-mixed homogeneous charge compression ignition method
SAE Technical Paper, No. 970313, 1997
- [145] Suzuki, T.; Kakegawa, T.; Hikino, K.; Obata, A.:
Development of diesel combustion for commercial vehicles
SAE Technical Paper, No. 972685, 1997
- [146] Suzuki, H.; Koike, N.; Odaka, M.:
Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines
SAE Technical Paper, No. 980509, 1998

- [147] Takeda, Y.; Nakagome, K.; Niimura, K.:
Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection
SAE Technical Paper, No. 961163, 1996
- [148] Thring, R.H.:
Homogeneous Charge Compression Ignition
SAE Technical Paper, No. 892068, 1989
- [149] Tsurushima, T.; Harada, A.; Iwashiro, Y.; Enomoto, Y.
Thermodynamic Characteristics of Premixed Compression Ignition Combustion
SAE Technical Paper, No. 2001-01-1891, 2001
- [150] Umweltbundesamt Berlin:
Future Diesel
Abgasgesetzgebung Pkw, leichte Nfz und Lkw - Fortschreibung der Grenzwerte bei Dieselfahrzeugen, 2003
- [151] Uhl, M.:
Simultane laseroptische Detektion der flüssigen und dampfförmigen Phase bei der Diesel Direkteinspritzung
Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [152] Urlaub, A.:
Verbrennungsmotoren, Band 2 (Verfahrenstheorie)
Springer Verlag, 1989
- [153] Vanhaelst, R.:
Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomo- genen Dieselverbrennung
Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [154] Verband der Automobilindustrie:
Auto Jahresbericht 2004
- [155] Versluis, M.; Georgiev, N.; Martinsson, L.; Aldén, M.; Kröll, S.:
2-D absolute OH concentration profiles in atmospheric flames using planar LIF in a bidirectional laser beam configuration
Applied Physics Vol.65, (pp 411-417), 1997
- [156] Walter, B.; Gatellier, B.:
Developement of the High Power NADI Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions
SAE Technical Paper, No. 2002-01-1744, 2002

- [157] Warnatz, J.:
Hydrocarbon Oxidation at High Temperatures
Berichte der Bunsen-Gesellschaft für physikalische Chemie 87, 1008-1022, 1983
- [158] Warnatz, J.:
Chemistry of High Temperature Combustion of Alkanes up to Octane
Twentieth Symposium (International) of Combustion, The Combustion Institute, S. 845-856, Pittsburg, 1984
- [159] Warnatz, J.:
Resolution of Gas Phase and Surface Combustion Chemistry into Elementary Reactions
24th Symposium (International) on Combustion, pp. 553-579, The Combustion Institute, Pittsburg, 1992
- [160] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W.:
Verbrennung
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2001
- [161] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Orlandini, I.; Kulzer, A.; Kopp, C.:
Weiterentwicklung und thermodynamische Bewertung von Diesel-HCCI-Brennverfahren
Motorische Verbrennung - Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (VII.Tagung), Haus der Technik München, 2005
- [162] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Knopf, M.; Bargende, M.:
Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren
Motortechnische Zeitschrift MTZ 2/2005 Jahrgang 66
- [163] Weißbäck, M.; Csató, J.; Glensvig, M.; Sams, T.; Herzog, P.:
Alternative Brennverfahren - Ein Ansatz für den zukünftigen Pkw-Dieselmotor
Motortechnische Zeitschrift MTZ, 9/2003, Jahrgang 64, S.718-727
- [164] WEISS IMAGING AND SOLUTIONS GmbH,
Homepage: <http://www.weiss-imaging.de/Webseiten/Referenzen>
- [165] Die Welt:
Feinstaub: EU droht Deutschland mit Millionenstrafen
Ausgabe vom 21.03.2005
- [166] Wichmann, E.:
Abschätzung positiver gesundheitlicher Auswirkungen durch den Einsatz von Partikelfiltern bei Dieselfahrzeugen in Deutschland
Im Auftrag des Umweltbundesamtes Berlin, 2003

- [167] Wirth, R.:
Entwicklung von kombinativen optischen Messtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung unter dieselmotorischen Temperaturen und Drücken
Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [168] Woschni, G.:
Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol.31, 12/1970
- [169] Yamasaki, Y.; Iida, N.:
Numerical Simulation of Auto-Ignition and Combustion of n-Butane an Air-Mixtures in a 4-Stroke-HCCI-Engine by Using Elementary Reactions
SAE Technical Paper, No. 2000-01-1834, 2000
- [170] Yanagihara, H.:
A Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engines Under a New Combustion System
17. Wiener Motoren Symposium, 1996
- [171] Yanagihara, H.:
Ignition timing control at Toyota "Unibus" combustion system
Proceedings of the IFP International Congress on a New Generation of Engine Combustion for the Future?, pp.34-42, 2001
- [172] Yokota H.; Kudo, Y.; Nakajima, H.; Kakegawa, T.; Suzuki, T.:
A new concept for low emission diesel combustion
SAE Technical Paper, No. 970897, 1997
- [173] Zacharias, F.:
Mollier-I, S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol.31, 7/1970
- [174] Zeh, D.:
Entwicklung und Einsatz einer kombinierten Raman/Mie-Streulichtmesstechnik zur ein- und zweidimensionalen Untersuchung der dieselmotorischen Gemischbildung
Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [175] Zeldovich, Y.:
The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions
Acta Physiochimica, USSR, Vol. 21, 1946

-
- [176] Zhao, F.; Asmus, W.; Assanis, D.; Dec, J.; Eng, J.; Najt, P.:
**Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research
and Development Issues**
SAE/PT94, 2003
- [177] Zillmer, M.:
Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung
Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1999