

Optische Untersuchung eines diffusiven Dual-Fuel Brennverfahrens für Erdgas sowie alternative Kraftstoffe mit niedriger Zündwilligkeit

Stephan Maximilian Gleis

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen
Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Malte Jaensch, Ph.D.

Prüfer*innen der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer

Die Dissertation wurde am 19.09.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Engineering and Design am 13.03.2023 angenommen.

Vorwort

Diese Arbeit beruht auf Forschungsergebnissen, die ich in meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TU München, am Motorenlabor im idyllisch gelegenen Kapuzinerhölzl, erarbeiten konnte.

Mein erster Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister für die Betreuung der Arbeit, und dass ich die zwei hochinteressanten Forschungsprojekte „FlexDI“ und „MethMare“ hier am Lehrstuhl bearbeiten durfte. Außerdem bedanke ich mich bei Herr Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer für die Übernahme des Koreferats, sowie Herrn Prof. Malte Jaensch, PhD, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ohne die am Lehrstuhl über viele Jahre aufgebaute Forschungsinfrastruktur sowie das von meinen Vorgängern erarbeitete Know-How wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Neben Herrn Prof. Wachtmeister, seit 2004 die Entwicklung des Lehrstuhls mit klarem Fokus vorangetrieben hat, möchte ich an dieser Stelle exemplarisch Frau Dr. Kathrin Wülfert und Herrn Dr. Benjamin Korb nennen. Frau Wülfert hat den in dieser Arbeit verwendeten Einzylindermotor konstruiert und aufgebaut, und ihn schon auf eine spätere optische Zugänglichkeit hin ausgelegt. Herr Korb hat den Motor in einen neuen Prüfstand – zu Beginn seiner Arbeit im Wesentlichen ein leerer Raum – umgezogen und eine zeitgemäße, flexible Motorsteuerung, Automatisierung und Messdatenerfassung aufgebaut. Außerdem hat er die erste Version des Optikmotors konstruiert und in Betrieb genommen. Ich durfte damals als Masterand an diesem spannenden Projekt mitarbeiten.

Unserem Oberingenieur Dr. Maximilian Prager möchte ich für sein immer offenes Ohr und seinen Rat auch in schwierigen Situationen danken, sowie Frau Marita Weiler für die erstklassige Organisation des Büros und des Rechnungswesens. Ein herzliches Danke auch an die Lehrstuhlwerkstatt für die gute Zusammenarbeit und die großartige Flexibilität, wenn manches mal „schnell“ gehen musste. Ganz besonders möchte ich zudem Herrn Christian Hödl erwähnen – ohne seine Erfahrung zu Fragen der Prüfstandsinfrastruktur und Sicherheitstechnik wären schon Assistentengenerationen vor mir aufgeschmissen gewesen. Außerdem hat er ganz maßgeblich dafür gesorgt, dass gemeinsame Feiern und der allfreitagliche Leberkas nie zu kurz kamen.

Die in dieser Arbeit beschriebenen Forschungsprojekte wurden in Kooperation mit den Firmen MTU Friedrichshafen GmbH und Woodward L'Orange GmbH durchgeführt. Hier möchte ich Herrn Dr. Manuel Boog, Herrn Frederic Dumser und Herrn Daniel Stecher von der MTU, sowie Herrn Dr. Michael Willmann, Herrn Ingmar Berger und Herrn Heinrich Nowak von L'Orange für die unkomplizierte und offene Zusammenarbeit danken. Auch Frau Karla Haller vom Projektträger Jülich möchte ich für ihre unkomplizierte Art und Hilfestellung bei unseren Rückfragen zu administrativen Themen danken.

Bei meinen Lehrstuhlkollegen möchte ich mich für das angenehme Arbeitsklima bedanken, ganz besonders bei Alexander Schröder, Thomas Bartkowski und Stephan Eicheldinger für den intensiven

fachlichen und außerfachlichen Austausch im Kellerbüro alias „Gas Engine Competence Center“. Für die notwendige körperliche Ertüchtigung hat Alexander Schröder gesorgt, mit dem ich von Zeit zu Zeit die Ehre hatte Ringwettkämpfe nach altgriechischer Art auszutragen. Unvergessen ist auch die Japan-Reise mit Stefan Eicheldinger, wo wir uns zuerst auf einer SAE-Konferenz über neue Trends in der Motorentchnik und anschließend zwei Wochen in ostasiatischer Kultur und Lebensweise fortgebildet hatten.

Ein besonderer Dank geht an meine Kollegin Dr. Stephanie Frankl, die den simulativen Teil der Projekte „FlexDi“ und „MethMare“ bearbeitet hat, für die sehr gute und freundschaftliche Zusammenarbeit. Sie hat immer wenn „Not am Mann“ war beim neuverkleben von Glaseinsätzen geholfen und war bei den Optikmotorversuchen eine äußerst zuverlässige Beifahrerin am Prüfstand. Die fachlichen Diskussionen zu unseren Themen und auch darüber hinaus habe ich sehr geschätzt, was unsere beiden Arbeiten sicherlich bereichert hat.

Meinen Eltern möchte ich danken, dass sie mich immer gefördert und mein Studium ermöglicht haben, sowie bei meinen Geschwistern und Freunden, dass sie auch während der sehr arbeitsreichen Phasen dieser Arbeit für die nötige Abwechslung und den nötigen Rückhalt gesorgt haben.

Kufstein, im Dezember 2023

Stephan Gleis

Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt mit einem „Hochdruck-Dual-Fuel“ Brennverfahren (*engl. HPDF, High Pressure Dual Fuel*) für schnelllaufende Großmotoren, welche z.B. in Bahn- oder Schiffsantrieben eingesetzt werden. Mit dem Verfahren können typische Ottokraftstoffe wie Erdgas, Methanol oder Wasserstoff in einem dieselähnlichen, luftverdichtenden Verbrennungsprozess genutzt werden. Das Gas bzw. der Ottokraftstoff wird dabei gegen Ende des Verdichtungsstaktes unter hohem Druck - in dieser Arbeit 300...500 bar - in den Brennraum eingedüst und in einer Diffusionsflamme ähnlich wie bei einer konventionellen Dieselerverbrennung verbrannt. Da Ottokraftstoffe bei Eindüsung in heiße verdichtete Luft nicht von selbst zünden, wird die Zündung durch Einspritzung einer kleinen Menge Dieselerkraftstoff (typischerweise 1...3%) eingeleitet.

Das HPDF Verfahren ist momentan vor allem aus zwei Gründen interessant: Zum einen können mit Erdgas als Kraftstoff extrem klimaschädliche Emissionen von unverbranntem Methan nahezu vollständig vermieden werden. Zum anderen ist das Brennverfahren aufgrund der Diffusionsverbrennung besonders stabil und kraftstoffflexibel. Dadurch können mit dem Verfahren auch anspruchsvolle Kraftstoffe wie Wasserstoff selbst bei höchsten Leistungsdichten problemlos eingesetzt werden.

In der vorliegenden Arbeit wird das Brennverfahren an einem 4,8l Einzylinder-Transparentmotor optisch untersucht, wobei mit 24bar Mitteldruck Betriebspunkte auf dem Vollastniveau aktueller Serienmotoren dargestellt werden können. Die Verbrennung wird mittels simultaner Highspeed-Aufnahmen sowohl im sichtbaren Wellenlängenbereich als auch im UV-Bereich untersucht. Aus den RGB-Kameraaufnahmen im sichtbaren Bereich können außerdem mithilfe der 2-Farben-Methode die lokale Flammentemperatur sowie die optische Rußdichte ermittelt werden. Die Untersuchungen liefern einerseits ein direktes Verständnis für die Vorgänge bei der Verbrennung. Außerdem dienen sie einer parallelen Arbeit von Frau Dr. Stephanie Frankl als Validierungsdaten für ein dort entwickeltes CFD-Simulationsmodell.

Im Versuchsteil wird zunächst die Methan-HPDF-Verbrennung unter gleichen Randbedingungen mit einer konventionellen Dieselerverbrennung verglichen. Hier zeigt sich, dass die ablaufenden Vorgänge bis auf die Zündung sehr ähnlich sind. Anschließend wird die Verbrennung mit Methan als Kraftstoff in verschiedenen Parametervariationen untersucht, wobei sich vor allem eine Anhebung des Gasdrucks als ein effektiver Stellhebel zur Senkung der Rußemissionen herausstellt. Eine teilweises Vormischen der Gasstrahlen ist hier ebenfalls effektiv, führt aber zu hohen Druckerstiegschwindigkeiten.

Die Eignung des Brennverfahrens für alternative Kraftstoffe wird in einer vergleichenden Untersuchung mit Methan, Wasserstoff und Methanol als Hauptkraftstoff demonstriert. Die Verbrennung ist mit allen drei Kraftstoffen bemerkenswert stabil. Mit Wasserstoff und insbesondere mit Methanol ergeben sich äußerst niedrige Rußemissionen. Abschließend wird mit einem Methan-HPDF und einem Wasserstoff-HPDF Betriebspunkt gezeigt, dass das Brennverfahren auch bei Mitteldrücken über 30 bar stabil funktioniert, und somit für höchste Leistungsdichten perfekt geeignet ist.

Abstract

This thesis investigates a "high-pressure dual-fuel" (*HPDF*) combustion process for highspeed large engines, which are used, for example, in rail or marine propulsion systems. The process allows typical gasoline fuels like natural gas, methanol or hydrogen to be used in a diesel-like air-compressing combustion process. The gas or Otto fuel is thereby injected with high pressure – in this work 300...500 bar - into the combustion chamber near the end of the compression stroke, and burned in a diffusion flame similar to a conventional diesel combustion. As Otto fuels do not self-ignite when injected into hot compressed air, ignition is initiated by injecting a small amount (typically 1...3%) of diesel fuel.

The HPDF process is currently of interest for two main reasons: First, with natural gas as fuel, extremely climate-damaging emissions of unburned methane can be avoided almost completely. Secondly, the process is particularly stable and fuel flexible due to its diffusion combustion. This means that even demanding fuels such as hydrogen can be used with the process without any problems, even at the highest power densities. Therefore, even demanding fuels such as hydrogen can be used without any problems, even at highest power densities.

In this thesis, the combustion process is optically analyzed on a 4,8l transparent research engine. With the self-developed optical engine, operating points with 24 bar IMEP can be represented, which corresponds to the full-load-level of typical current series engines. The combustion is analyzed using simultaneous high-speed recordings in both the both visible and UV light spectrum. From the RGB camera recordings in the visible spectrum, also local flame temperatures and optical soot density can be evaluated using the 2-color-pyrometry method. The investigations provide on the one hand a direct understanding of the combustion process. On the other hand, the data is used as validation data for a CFD simulation model developed in a parallel work by Ms. Dr. Stephanie Frankl.

In the experimental part, a Methane-HPDF operating point is first compared to a conventional diesel combustion at equivalent operating conditions. This shows that the underlying processes are very similar, except for the ignition. Further, the combustion is investigated with methane as fuel in different parameter variations, whereby increasing the gas pressure in particular proves to be an effective means for reducing soot emissions. Partial premixing of the gas jets is also effective in this respect, but leads to high pressure rise rates.

The suitability of the combustion process for alternative fuels is shown in a comparative study with Methane, Hydrogen and Methanol as fuel. The combustion is remarkably stable with all three fuels. With hydrogen and especially with methanol, it results in very low soot emissions. Finally, the suitability of the process for high IMEP levels over 30 bar is shown in a study comparing a Methane-HPDF and a Hydrogen-HPDF operating point. This demonstrates that the process is perfectly suited for highest power densities with a broad variety of fuels.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Formelzeichen und Abkürzungen	III
1. Motivation und Zielsetzung.....	1
1.1. Regenerative Kraftstoffe als zukünftige Energieträger	1
1.2. Brennverfahren für Industriegasmotoren	4
1.3. Zielsetzung und Struktur der Arbeit	9
2. Grundlagen und Stand des Wissens	10
2.1. Allgemeine Phänomenologie diffusiver Brennverfahren	10
2.2. Historische Entwicklung von HPDF-Verbrennungskonzepten.....	17
2.3. Stand des Wissens und Forschungsbedarf	22
3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken.....	29
3.1. Optisch zugänglicher Forschungsmotor	29
3.2. Strömungsfeld im Brennraum (PIV).....	33
3.3. HPDF-Injektor und Kraftstoffsystem	37
3.4. Optischer Versuchsaufbau	43
3.5. Qualitative Auswertung der optischen Aufnahmen	47
3.6. 2-Farben-Methode.....	49
3.7. Abgasmessung und Ablauf eines Messpunktes	56
4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung.....	61
4.1. Vergleich mit einer konventionellen Diesel-Verbrennung.....	62
4.2. Einfluss des Gasdrucks	70
4.3. Einfluss der Motorlast.....	77
4.4. Relatives Timing der Piloteinspritzung.....	81

4.5. Geteilte Gaseinspritzung (Split-Injection).....	88
4.6. Einfluss von Abgasrückführung und Luftmasse	94
4.7. Einfluss der Pilotkraftstoffmenge	100
4.8. Einfluss von Injektor- und Brennraumgeometrie	106
4.9. Vergleich von Methan, Methanol und Wasserstoff als Hauptkraftstoff	112
4.10. HPDF mit Methan und Wasserstoff bei Mitteldrücken über 30 bar.....	117
5. Zusammenfassung und Ausblick.....	123
5.1. Einordnung und Diskussion der Ergebnisse	123
5.2. Zukünftiges Potential des Brennverfahrens	125
Literaturverzeichnis	131
Liste der betreuten Studienarbeiten.....	142
Publikationsliste.....	144

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Symbole

c_0	[m/s]	Lichtgeschwindigkeit in Vakuum
c_{Medium}	[m/s]	Schallgeschwindigkeit in einem Medium
d_{50}	[μm]	Mittlerer Partikeldurchmesser
h	[J · s]	Planck'sches Wirkungsquantum
H_o	[kJ/kg]	oberer Heizwert, Brennwert
H_u	[kJ/kg]	unterer Heizwert, Heizwert
k_B	[J/K]	Stefan-Boltzmann-Konstante
$k_{grün}$	[–]	Kalibrierfaktor für die 2-Farben-Methode
k_{opt}	[–]	Kalibrierfaktor für die 2-Farben-Methode
KL	[–]	optische Dichte
M	[–]	Molekül / Stoßpartner
p_L	[bar]	Ladedruck
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
Q_{100}	[l/min]	Hydraulischer Durchfluss
s_L	[m/s]	Laminare Flammenfrontgeschwindigkeit
s_T	[m/s]	Turbulente Flammenfrontgeschwindigkeit

Griechische Symbole

ε	[–]	Verdichtungsverhältnis
ε	[–]	Emissionsgrad eines grauen Strahlers
η	[–]	Wirkungsgrad
γ	[–]	Faktor bzw. Exponent zur Bildkorrektur
κ	[–]	Isentropenexponent
λ	[–]	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
ϕ	[–]	Äquivalenzverhältnis, Kehrwert von Lambda
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ_{ign}	[s]	Zündverzugszeit

Akronyme

AGR	Abgasrückführung
ASI	After Start of Injection
ASP	Arbeitsspiel
C14-Methode	Radiokarbonmethode zur Altersbestimmung organischer Materialien
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CIMAC	Conseil International des Machines a Combustion
DAC	Direct Air Capture
DF	Dual Fuel
DI	Direct Injection
DPF	Dieselpartikelfilter
EPA	Environmental Protection Agency, Umweltschutzbehörde der USA
ES	Einlass Schließt
FTIR	Fourier-Transform-Infrarotspektrometer
GD	Gas Diesel
GI	Gas Injection
GRI-30	Reaktionsmechanismus, Entwickelt vom Gas Research Institute
GUI	Graphical User Interface
GWP	Global Warming Potential
GWP ₁₀₀	GWP in einem Betrachtungszeitraum von 100 Jahren
GWP ₂₀	GWP in einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren
HC	Hydrocarbon Emissions / Kohlenwasserstoffemissionen
HE	Haupteinspritzung
HPDF	High Pressure Dual Fuel
HPDI	High Pressure Direct Injection
HSV	Farbraum (Hue-Saturation-Value)
IMO	International Maritime Organization
KW	Kurbelwinkel
LED	Light Emitting Diode
LNG	Liqified Natural Gas
LPDF	Low Pressure Dual Fuel
LVK	Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
NOx	Stickoxidemissionen

Formelzeichen und Abkürzungen

OT	Oberer Totpunkt
PIV	Particle Image Velocimetry
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
PM	Particulate Matter / Partikelemissionen
PTFE	Polytetraflourethylen, Teflon
RCEM	Rapid Compression Expansion Machine
SCR	Selective Catalytic Reduction
SOE	Start of Energizing / Bestromungsbeginn eines Injektors
SOI	Start of Injection
THC	Total Hydrocarbon Emissions (inklusive Methan)
TUM	Technische Universität München
UBC	University of British Columbia
UN	United Nations
UV	Ultraviolett
Vis	Licht im sichtbaren Wellenlängenbereich

1. Motivation und Zielsetzung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit dem Gas-Diesel-Brennverfahren, einem bis jetzt relativ selten genutzten Brennverfahren für Gasmotoren, bei dem das Gas ähnlich wie in einem Dieselmotor diffusiv verbrannt wird. Das Thema ist vor allem aus zwei Gründen aktuell: Zum einen ist das Brennverfahren eine der wenigen Möglichkeiten, einen Erdgasmotor nahezu ohne klimaschädliche Methanemissionen zu betreiben. Vor allem die kurzfristige Klimabilanz von Gasmotoren, in einem Betrachtungszeitraum von ≤ 20 Jahren, wird dadurch deutlich verbessert. Zum anderen ist das Brennverfahren bestens geeignet, um künftige regenerative Kraftstoffe wie z.B. Wasserstoff oder Methanol in Verbrennungsmotoren zu nutzen.

1.1. Regenerative Kraftstoffe als zukünftige Energieträger

Seit ihrer Erfindung haben sich Verbrennungsmotoren in vielen Bereichen als Antriebslösung durchgesetzt – von Kleingeräten wie Kettensägen bis hin zu Lokomotiv- und Schiffsantrieben oder zur flexiblen Stromerzeugung in Kraftwerken. Vor allem für mobile Anwendungen ist die hohe Energiedichte fossiler Kraftstoffe ein entscheidender Vorteil.

Die Verwendung fossiler Energieträger hat jedoch auch dazu geführt, dass die CO_2 -Konzentration in der Erdatmosphäre im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter stark ansteigt. Während der Wert über 400.000 Jahre stabil zwischen 200 und 300 ppm lag, steigt er seit ca. 100 Jahren stark an und liegt heute bei knapp 400 ppm. Wegen seiner Infrarot-Absorption verursacht CO_2 einen Treibhauseffekt, der einen Anstieg der mittleren Temperatur auf der Erde bewirkt. Es ist wissenschaftlicher Konsens, dass dieser Anstieg unvorhersehbare Folgen für die klimatischen Bedingungen auf der Erde haben kann [Pac15]. Ein immer steilerer Anstieg des CO_2 -Gehalts der Erdatmosphäre auf bisher in der Menschheitsgeschichte unbekannte Werte könnte also drastische Klimaveränderungen hervorrufen, welche es in der Menschheitsgeschichte ebenfalls noch nicht gegeben hat.

Die allermeisten Nationen der Erde haben deshalb in diversen UN-Klimakonferenzen beschlossen, die Treibhausgasemissionen und damit die Nutzung fossiler Brennstoffe schrittweise zu senken. Mittelfristiges Ziel ist die Treibhausgas-Neutralität, d.h. es sollen nicht mehr Treibhausgase ausgestoßen werden, als sie an anderer Stelle durch natürliche oder technische Prozesse wieder aus der Atmosphäre entfernt werden. Aufgabe der Politik ist es dabei, geeignete Rahmenbedingungen zu setzen, um z.B. durch eine Bepreisung von CO_2 -Emissionen klimafreundliche Technologien wirtschaftlich attraktiv zu machen.

In Tabelle 1.1-1 wird die Energiedichte von Dieselkraftstoff mit potentiellen klimafreundlichen Alternativen verglichen. Die Energiedichte von Batterien ist, trotz enormer technologischer Fortschritte in den letzten Jahren, immer noch mehr als eine Größenordnung geringer als die Energiedichte von

Wasserstoff oder synthetischen Kraftstoffen. Für mobile Maschinen mit hohem Energiebedarf, wie z.B. Bau- und Landmaschinen, Langstrecken-LKW oder Schiffe sind daher Wasserstoff oder synthetische Kraftstoffe die einzige Möglichkeit, klimaneutrale Antriebe praktikabel umzusetzen.

	Chem. Formel	Energiedichte Volumetrisch		Energiedichte Gravimetrisch (Heizwert H_u)	C-Gehalt
	[-]	Zustand	[MJ/L]	[MJ/kg]	[gC/MJ]
Diesel	$C_nH_{1,8 \cdot n}$	flüssig (1bar, 20°C)	35,8	44,6	20,7
Batterie (Li-Ionen)	-	-	0,7 ... 1,8	0,3 ... 0,9	-
Wasserstoff	H_2	flüssig (1bar, -252°C)	8,5	119,6	0,0
		gasförmig (300bar, 20°C)	2,5		
		gasförmig (700bar, 20°C)	4,8		
Methan	CH_4	flüssig (1bar, -162°C)	21,1	49,9	15,0
		gasförmig (300bar, 20°C)	10,9		
Methanol	CH_3OH	flüssig (1bar, 20°C)	15,7	19,5	18,8
Ammoniak	NH_3	flüssig (8,6bar, 20°C)	11,3	18,4	0,0

Tabelle 1-1 Energiedichte von Dieselmotorkraftstoff und potentiellen zukünftigen Alternativen. Quellen: [Lin97; Kur15]

Der erste Schritt zu synthetischen Kraftstoffen ist immer die Herstellung von Wasserstoff aus regenerativem Strom mittels Wasserelektrolyse. Nach Herstellerangaben werden dabei aktuell Wirkungsgrade von 65...70%, bezogen auf den unteren Heizwert H_u , erreicht [Sie22; Sun22]. Um den Wasserstoff direkt in mobilen Anwendungen nutzen zu können, muss er noch verdichtet oder für den Transport über weite Strecken per Schiff sogar tiefkalt verflüssigt werden. Diese Schritte erfordern einen weiteren erheblichen Energiebedarf - für die Kompression auf 700 bar sind das bis zu 12% des Energieinhalts, für die kryogene Verflüssigung ca. 6...8 % [Ohl14].

Die volumetrische Energiedichte von Wasserstoff außerdem selbst bei einem extrem hohen Speicherdruck von 700 bar noch sehr gering - im Vergleich zu herkömmlichem Diesel beträgt sie nur knapp ein Siebtel. Zur leichteren Handhabung und auch für den Transport über weite Strecken per Schiff ist es daher sinnvoll, aus Wasserstoff weitere, energiedichtere chemische Verbindungen herzustellen – auch wenn dies zunächst einem Mehraufwand darstellt.

1. Motivation und Zielsetzung

Die naheliegendste Möglichkeit ist, den Wasserstoff an Kohlenstoffatome zu binden, und damit verhältnismäßig „bekannte“ Kraftstoffe wie Methan oder Methanol herzustellen. Auch eine Herstellung von synthetischem Dieselmotorkraftstoff ist theoretisch möglich. Damit solche Kraftstoffe tatsächlich CO₂-neutral sind, muss der dafür benötigte Kohlenstoff durch Abscheidung von CO₂ aus der Atmosphäre bereitgestellt werden. Dies kann zum Beispiel durch die Nutzung von Biomasse als Kohlenstoffquelle geschehen. Ein höheres technisches Skalierungspotential hat jedoch die „Direct Air Capture“ Technologie, also die direkte Filterung und Abscheidung von CO₂ aus der Umgebungsluft. Dabei wird CO₂ aus der Umgebungsluft an geeignete flüssige oder feste Adsorptionsmedien gebunden, welche dieses bei erhöhter Temperatur und ggf. Unterdruck / Vakuum wieder freisetzen.

Synthetisches Methan lässt sich mit einem geeigneten Katalysator, bei einem Druck von ca. 15 bar, direkt aus Wasserstoff und CO₂ erzeugen [Gig18]. Bei dieser Reaktion wird Wärme frei, die z.B. für den Wärmebedarf der Direct Air Capture (DAC) genutzt werden kann. Auch die Herstellung von Methanol ist mit geeigneten Katalysatoren direkt aus Wasserstoff und CO₂ möglich [Sch22]. Aus Methanol lassen sich in weiteren Prozessschritten Kraftstoffe herstellen, die unseren bisherigen Benzin- und Dieselmotorkraftstoffen sehr ähnlich sind [HIF22].

Der Vorteil von Ammoniak gegenüber Kohlenstoff-basierten synthetischen Kraftstoffen besteht darin, dass für die Produktion kein CO₂ benötigt wird. Die sowohl in Anschaffung als auch Betrieb kostenintensive Direct-Air-Capture Anlage entfällt dadurch, und der für die NH₃-Produktion benötigte Stickstoff kann vergleichsweise einfach mittels Membrantechnik aus der Luft abgeschieden werden. Ammoniak könnte deshalb in Zukunft ein v.a. preislich sehr interessanter synthetischer Kraftstoff werden. Die Verbrennung von Ammoniak in Turbinen oder Motoren ist aber bisher nur wenig erforscht. Eine durchdachte Herausforderung ist auch die Giftigkeit – für das Tank- und Kraftstoffsystem muss deshalb ein aufwändiges Sicherheitssystem entwickelt werden. Im Gegensatz zu Wasserstoff und Methanol wird Ammoniak deshalb in dieser Arbeit nicht experimentell untersucht.

Als Standort für die Produktion synthetischer Kraftstoffe bieten sich besonders dünn besiedelte Regionen an, in denen es heute kaum eine Stromnachfrage gibt, die aber gute Bedingungen für erneuerbare Stromproduktion bieten. Die kontinuierlich fallenden Preise für Photovoltaik- und Windenergieanlagen werden die Wirtschaftlichkeit solcher Projekte in Zukunft weiter begünstigen. Ein erstes Demonstrationsprojekt für E-Fuel-Produktion im industriellen Maßstab ist die Anlage „Haru Oni“ im Süden von Chile, die noch im Jahr 2022 in Betrieb gehen und bereits 2024 mehr als 50 Millionen Liter synthetischen Kraftstoff im Jahr produzieren soll [HIF22].

1.2. Brennverfahren für Industriegasmotoren

Industriemotoren werden außerhalb der typischen „On-Road“ Anwendungen wie PKW und LKW-Antrieben eingesetzt. Innerhalb ihrer Leistungsklasse werden sie oft für eine breite Palette an Anwendungen verwendet. Der in dieser Arbeit verwendete Forschungsmotor ist von der MTU-4000 Baureihe abgeleitet – die unter anderem für Bahn- und Schiffsantriebe, Minenfahrzeuge oder zur Stromerzeugung in Kraftwerken eingesetzt wird. Industriegasmotoren sind meist von Dieselmotoren abgeleitet. Bei vielen Herstellern teilen sie sich mit diesen eine gemeinsame Plattform, bei der sich nur die für die Gasverbrennung relevanten Bauteile unterscheiden.

Bis heute werden große Industriegasmotoren vor allem zur Stromerzeugung in Kraftwerken eingesetzt. Vor dem Hintergrund der Energiewende ist hier mit einer weiteren Zunahme zu rechnen, da mit zunehmenden Anteilen an Wind- und Solarstrom der Bedarf an Regelleistung im Stromnetz steigt. Gasmotoren sind hierfür wegen ihrer hohen Flexibilität perfekt geeignet.

In mobilen Anwendungen, wie z.B. Schiffsantrieben, sind Gasmotoren bis heute eher eine Nischenanwendung. Mit zunehmenden Bemühungen zur Reduzierung von CO₂-Emissionen wächst aber auch in diesem Bereich das Interesse, Erdgas wegen des geringeren spezifischen Kohlenstoffgehalts an Stelle von Diesel als Kraftstoff einzusetzen.

Die meisten Gasmotoren arbeiten heute nach dem Otto-Prinzip, d.h. es wird ein vorgemischtes Kraftstoff-Luft-Gemisch angesaugt und fremdgezündet. Die Flamme breitet sich anschließend in Form einer Flammenfront-Verbrennung vom Zündort durch das Kraftstoff-Luft-Gemisch aus. Abbildung 1.2-1 gibt einen Überblick über das grundsätzliche Verhalten einer solchen vorgemischten Verbrennung in Abhängigkeit ihrer wichtigsten Kenngröße – der Luftzahl λ . Diese beschreibt die tatsächlich vorhandene Luftmenge im Vergleich zu der theoretischen Mindest-Luftmenge, die für eine vollständige Verbrennung des im Brennraum vorhandenen Kraftstoffs benötigt wird.

Bei stöchiometrischem Betrieb ($\lambda = 1$) steht für die Verbrennung nur genau diese Mindest-Luftmenge zur Verfügung. Die in der Verbrennungsreaktion frei werdende Wärmeenergie verteilt sich auf eine minimale Luft- und Kraftstoffmenge. Bei $\lambda = 1$ wird deshalb die höchste Verbrennungstemperatur („adiabate Flammentemperatur“) erreicht.

Bei zunehmendem Luftüberschuss ($\lambda > 1$) sinkt die Flammentemperatur, da die überschüssige Luft als thermischer Ballast wirkt. Die Bildung von Stickoxiden (NO_x) ist hauptsächlich von der Flammentemperatur, sowie zusätzlich vom Sauerstoffangebot abhängig. Sie erreicht deshalb bei $\lambda \approx 1,1$ ihren Maximalwert, und fällt zu höheren Luftverhältnissen hin ab. Unterhalb von $\lambda \approx 1,1$ steigen Produkte unvollständiger Verbrennung (CO und HC) wegen des relativen Sauerstoffmangels stark an. Bei sehr mageren Luftverhältnissen ist ebenfalls ein Anstieg von CO und HC-Emissionen zu beobachten – hier kommt es wegen der extrem niedrigen Flammentemperaturen zu einer unvollständigen Verbrennung. Die laminare Flammenfrontgeschwindigkeit (s_L) ist bei leicht fetten Verhältnissen maximal, und fällt zu hohen Luftverhältnissen hin ab. Vor allem wegen der thermodynamisch günstigeren Eigenschaften des Arbeitsgases (Isentropenexponent κ) steigt der Wirkungsgrad jedoch mit zunehmendem Luftüberschuss.

1. Motivation und Zielsetzung

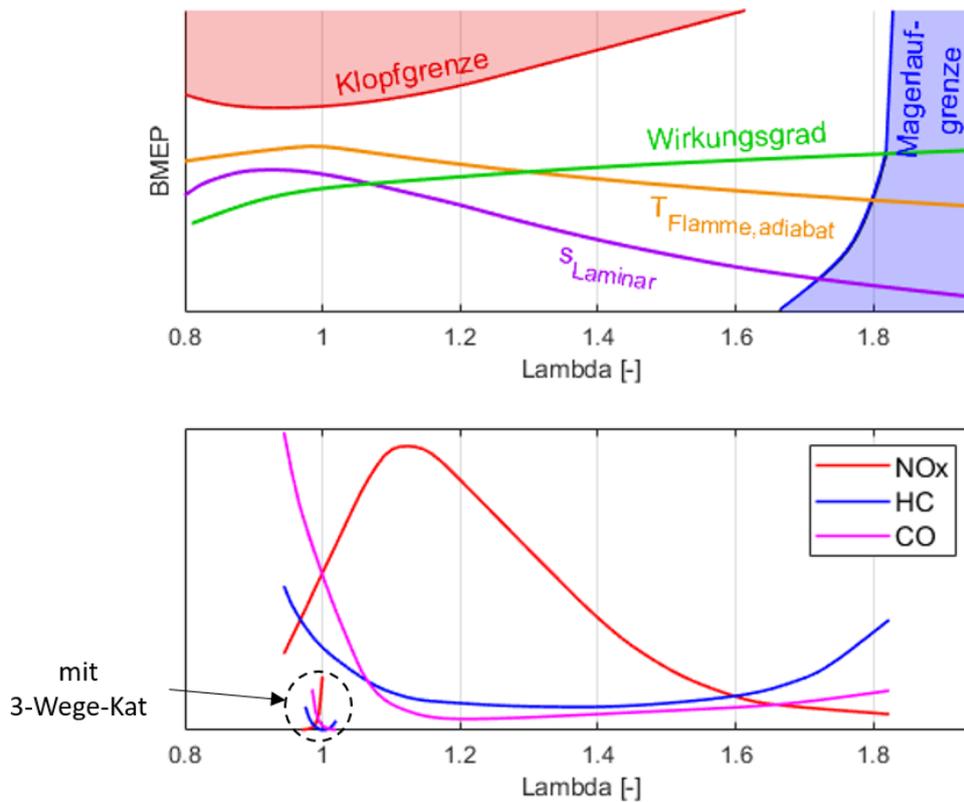


Abbildung 1-1 Verhalten der ottomotorischen Verbrennung in Abhängigkeit der Luftzahl λ

Abhängig von der spezifischen Leistung (indizierter Mitteldruck, p_{mi}) und der Luftzahl λ existieren für Ottomotoren zwei Betriebsgrenzen – die Klopfgrenze und die Magerlaufgrenze. Beim Klopfen kommt es aufgrund hoher Drücke und Temperaturen zu einer Selbstzündung und einer anschließenden Detonationswelle im noch unverbrannten Teil des Gemisches, vor der Flammenfront. Die Folge sind extreme Druckwellen und eine Zerstörung der thermischen Wandgrenzschicht, welche den Motor im Extremfall innerhalb kürzester Zeit zerstören können. An der Magerlaufgrenze wird die Flammenausbreitung wegen der niedrigen Verbrennungstemperaturen zunehmend instabil. Dies kann dazu führen, dass die Zylinderladung nur teilweise oder auch gar nicht verbrennt, und somit unverbranntes Gemisch ins Abgas ausgeschoben wird.

Mit $\lambda = 1$ betriebene Ottomotoren haben den Vorteil, dass die NO_x , CO - und HC -Emissionen in einem nachgeschalteten 3-Wege-Katalysator sehr einfach in unschädliches N_2 , CO_2 und H_2O umgewandelt werden können. Für die Umwandlung wird ein bestimmtes Verhältnis aus NO_x , CO und HC im Rohabgas benötigt, welches nur bei $\lambda = 1$ vorliegt.

Für Industrie-Gasmotoren kommen dennoch meist Mager-Verbrennungskonzepte ($\lambda \gg 1$) zum Einsatz, da damit bessere Wirkungsgrade erzielt werden. Die zu höheren Mitteldrücken verschobene Klopfgrenze erlaubt außerdem höhere Zylinderleistungen, NO_x -Grenzwerte werden in der Regel rein innermotorisch über das magere Luftverhältnis eingehalten. Besonders bei den Mager-Gasmotoren ist es eine zentrale Herausforderung, trotz der niedrigen laminaren Flammenfrontgeschwindigkeit s_L eine

wirkungsgradgünstige, schnelle Verbrennung zu erreichen. In Abbildung 1.2-2 (mittlere Zeile) sind verschiedene Zündverfahren gezeigt, die dafür eingesetzt werden.

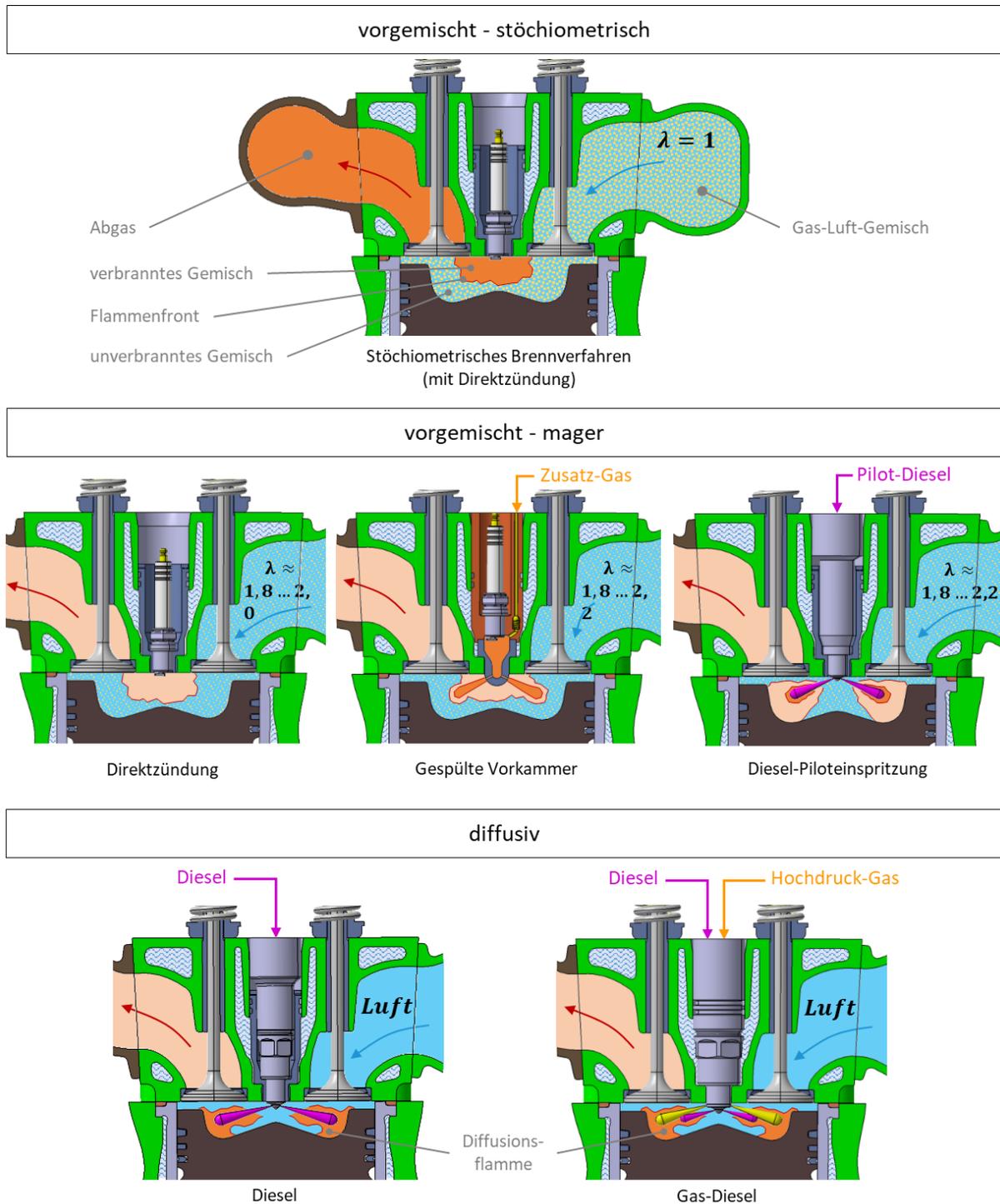


Abbildung 1-2 Zünd- und Verbrennungskonzepte für Industrie-Gasmotoren - Dieselmotor als Vergleich

Die Direktzündung ist die einfachste Bauart. Hier sitzt die Zündkerze, wie auch von PKW-Ottomotoren bekannt, direkt im Brennraum. Durch Formgebung von Kolben und Einlasskanälen wird versucht, ein hohes Turbulenzniveau im Brennraum zu erzeugen, da dies die Flammenausbreitung beschleunigt (die

1. Motivation und Zielsetzung

turbulente Flammenfrontgeschwindigkeit s_T kann bis zum 10-fachen der laminaren Flammenfrontgeschwindigkeit s_L betragen).

Bei größeren Motoren reicht diese Maßnahme für eine ausreichend schnelle Verbrennung oft nicht mehr aus. Eine Möglichkeit ist dann, die Verbrennung mit einer gasgespülten Vorkammer weiter zu beschleunigen. Die Zündkerze befindet sich in einer Vorkammer, welche ca. 1...2 % des Kompressionsvolumens besitzt und durch Überströmkanäle mit dem Hauptbrennraum verbunden ist. Während des Ladungswechsels wird in die Vorkammer Zusatzgas eingedüst. Zusammen mit dem mageren Gemisch, welches während der Verdichtung aus dem Hauptbrennraum einströmt, bildet sich in der Vorkammer gegen Ende des Verdichtungstaktes ein nahezu stöchiometrisches Gemisch. Nach der Zündung verbrennt zunächst dieses „fette“ Gemisch in der Vorkammer. Anschließend dringen Fackelstrahlen aus der Vorkammer, welche das magere Gemisch im Hauptbrennraum sehr schnell und großflächig entflammen.

Eine weitere Möglichkeit ist die Zündung durch eine Diesel-Piloteinspritzung. Dabei wird eine kleine Menge Dieseldieselkraftstoff (ca. 1...5 % der Gesamt-Energiemenge) in den Brennraum eingebracht, welcher anschließend selbst zündet. Obwohl die Zündung der in einem Dieselmotor entspricht, ist die anschließende Verbrennung des Gas-Luft-Gemischs eine typische vorgemischte Flammenfrontverbrennung. Trotz der dieselmotorischen Zündung ist ein solcher Gasmotor deshalb ein Ottomotor mit allen in Abbildung 1.2-1 gezeigten Emissions-Charakteristika und Betriebsgrenzen.

Das in dieser Arbeit untersuchte „Gas-Diesel“-Brennverfahren verfolgt dagegen das Ziel, das Gas analog zu einem Dieselmotor diffusiv zu verbrennen. Das Brenngas wird dazu erst gegen Ende des Verdichtungstaktes in den Brennraum eingedüst, wozu hohe Gasdrücke (200...500 bar) und ein spezieller Hochdruck-Gasinjektor notwendig sind. Anders als Dieseldieselkraftstoff zünden Ottokraftstoffe wie Methan, Methanol oder Wasserstoff bei der Eindüsung in heiße, verdichtete Luft nicht von selbst. Vor der Gaseindüsung wird deshalb eine kleine Menge Diesel-Pilotkraftstoff eingespritzt, so dass sich die Gasstrahlen an den Diesel-Pilotflammen entzünden können. Wie konventionelle Diesel-Brennverfahren wird auch das Gas-Diesel-Verfahren mit Luftüberschuss betrieben. Die Emissions- und Betriebscharakteristik entspricht der konventioneller Dieselmotoren und unterscheidet sich grundlegend von dem in Abbildung 1.2-1 gezeigten ottomotorischen Verhalten. Anders als die ottomotorische Flammenfrontverbrennung ist die diffusive Diesel- und Gas-Diesel-Verbrennung durch die Mischung von Kraftstoff und Luft dominiert. In lokal fetten Zonen kommt es zur Rußbildung, während in den nahezu stöchiometrischen Flammenbereichen durch hohe Temperaturen Stickoxide gebildet werden. Da außerhalb der diffusiven Flammenzonen kein vorgemischtes Gas-Luft-Gemisch vorliegt, gibt es prinzipbedingt kein Klopfen oder mageres Verlöschen der Flamme, welche den Betriebsbereich begrenzen.

Der große Vorteil des Gas-Diesel-Verfahrens beim Betrieb mit Erdgas sind dessen niedrige Emissionen an klimaschädlichem unverbranntem Methan. Verglichen mit CO₂ hat Methan ein sehr hohes Treibhauspotential, es baut sich aber in der Atmosphäre auch schneller ab (vgl. Abbildung 1.2-3). In sehr langen Zeiträumen nimmt die im Vergleich zu CO₂ extreme Klimaschädlichkeit zwar ab, da sich Methan in der Atmosphäre zersetzt. In einem Zeitraum von 100 Jahren hat ein Gramm unverbrannt emittiertes Methan aber immer noch das 28-fache Treibhauspotential von einem Gramm CO₂, in einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren ist das Treibhauspotential sogar 84-mal so hoch [Pac15].

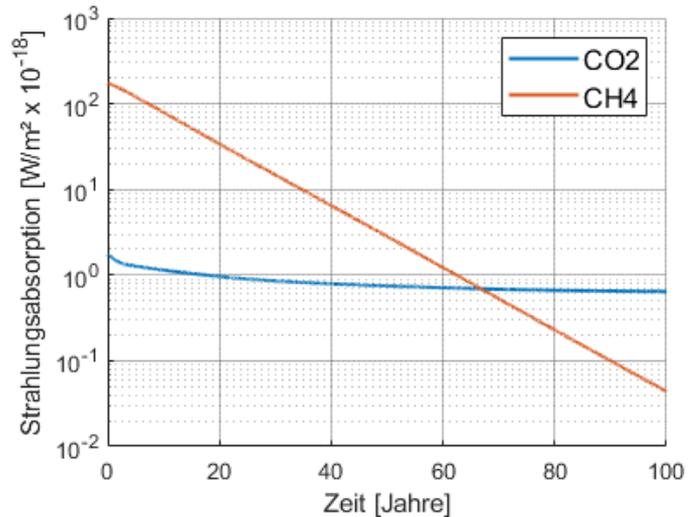


Abbildung 1-3 Strahlungsabsorption von CO₂ und CH₄ [Edw14]

Vor allem bei Magergasmotoren kommt es zu einem vergleichsweise hohen Methanschlupf, da das Gas-Luft-Gemisch in konstruktiv notwendigen Spaltvolumen wie dem Feuersteg (Abbildung 1.2-4) nicht verbrennen kann. Vor allem bei wirkungsgradgünstiger, sehr magerer Betriebsweise ergeben sich außerdem niedrige Abgastemperaturen. Dadurch kann das Methan auch im Abgas nicht mehr nachoxidieren. Da Methan ein sehr reaktionsträges Molekül ist, ist auch eine katalytische Nachoxidation schwierig umzusetzen. Methan-Katalysatoren für Magergasmotoren sind immer noch Gegenstand aktueller Forschung [Ott15; Leh19; Haa19]. Aktuell zeigen solche Katalysatoren noch keine zufriedenstellende Konvertierungsrate über eine angemessene Lebensdauer, insbesondere bei niedrigen Abgastemperaturen.

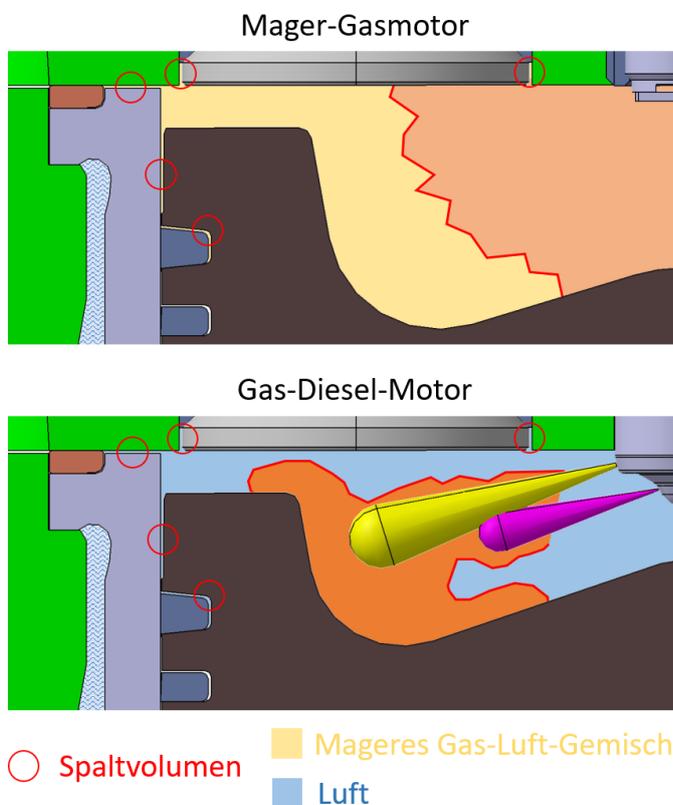


Abbildung 1-4 in Spaltvolumen gefangenes Brenngas als Quelle von CH₄-Emissionen bei Magergasmotoren

Bei dem Gas-Diesel-Brennverfahren gelangt dagegen durch die diffusive Verbrennung kein Gas in die besagten Spaltvolumen. Auch die lokal fette Diffusionsflamme und die dadurch hohen Flammentemperaturen führen dazu, dass kaum unverbranntes Methan zurückbleibt. Im Gegensatz zu stöchiometrischen Otto-Gasmotoren sind aber global magere Luftverhältnisse und hohe Verdichtungsverhältnisse möglich. Diese zwei

1. Motivation und Zielsetzung

Faktoren führen dazu, dass mit dem Gas-Diesel-Verfahren ähnlich hohe Wirkungsgrade wie in aktuellen Magergas- und Dieselmotoren erreicht werden. Bei Nutzung von fossilem Erdgas als Übergangstechnologie ist das Gas-Diesel-Konzept deshalb das klimafreundlichste Brennverfahren: Es vereint die ca. 25% niedrigeren CO₂-Emissionen von Erdgas (im Vergleich zu Diesel) mit einem hohen Motorwirkungsgrad und kaum nennenswerten klimaschädlichen Methanemissionen.

Für zukünftige CO₂-neutrale Kraftstoffe ist das Verfahren vor allem wegen der „robusten“ diffusiven Verbrennung interessant. Bei Wasserstoff-Ottomotoren kann beispielsweise die Klopfgrenze den möglichen Betriebsbereich extrem einschränken. Außerdem besteht die Gefahr, dass es zu einer Vorentflammung des Gemischs durch Öltröpfchen oder Kontakt mit heißem Abgas kommt. Beides ist beim Gas-Diesel-Verfahren nicht möglich, da sich vor dem gewünschten Zündzeitpunkt kein Wasserstoff im Brennraum befindet.

1.3. Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Gas-Diesel-Brennverfahrens mit optischen Messtechniken. Dazu kommt ein 4,8l optisch zugänglicher Forschungsmotor zum Einsatz, welcher im Zuge der Arbeit weiterentwickelt wird. Die Versuchsdaten sollen einerseits direkt dem besseren Verständnis des Brennverfahrens dienen. Außerdem dienen die Daten als Validierungsdaten für eine parallel laufende Arbeit von Stephanie Frankl [Fra21b], welche sich mit der CFD-Simulation des Brennverfahrens beschäftigt. Im Vergleich zu bisherigen Arbeiten ist die Untersuchung von Gasdrücken bis 500 bar, sowie die vergleichende Untersuchung von Wasserstoff und Methanol als Kraftstoffalternativen zu Methan, besonders hervorzuheben.

Die Arbeit gliedert sich zunächst in eine Zusammenfassung des aktuellen Stands des Wissens (Kapitel 2), sowie eine Beschreibung des experimentellen Aufbaus inklusive Versuchs- und Auswertemethodik (Kapitel 3). In Kapitel 4 wird das Gas-Diesel-Brennverfahren anhand ausgewählter Parameterstudien charakterisiert. In Kapitel 5 werden die wichtigsten Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf mögliche künftige Einsatzzwecke des Brennverfahrens gegeben.

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Wie im vorherigen Abschnitt diskutiert, wird der Verbrennungsablauf beim Gas-Diesel-Brennverfahren im Wesentlichen durch die Mischung von Kraftstoff und Luft limitiert und bestimmt. Viele grundsätzliche Mechanismen der Gas-Diesel-Verbrennung sowie der Schadstoffbildung entsprechen daher einer konventionellen Diesel-Verbrennung. In Kapitel 2.1 werden deshalb die Grundlagen diffusiver, mischungs-limitierter Brennverfahren anhand einer konventionellen Dieselverbrennung erklärt. Anschließend wird auf die Unterschiede zur konventionellen Dieselverbrennung aufgrund der Kraftstoffeigenschaften eingegangen. Kapitel 2.2 zeigt einen Überblick über bisherige Arbeiten und den aktuellen Wissensstand zu dem Brennverfahren. Daraus werden offene Fragestellungen abgeleitet, welche in dieser Arbeit untersucht werden.

2.1. Allgemeine Phänomenologie diffusiver Brennverfahren

Abbildung 2.1-1 zeigt einen typischen Verlauf der Wärmefreisetzung in einem modernen, direkteinspritzenden Dieselmotor. Ab dem Öffnen der Düsennadel, und dem Beginn der Einspritzung bei 0° KW ASI („After Start of Injection“) beginnt zunächst die Zündverzugszeit abzulaufen. In dieser Zeit verdampft der erste Teil des eingespritzten Kraftstoffs, und in dem Gemisch aus Kraftstoffdampf und der heißen, verdichteten Luft laufen Vorreaktionen ab,

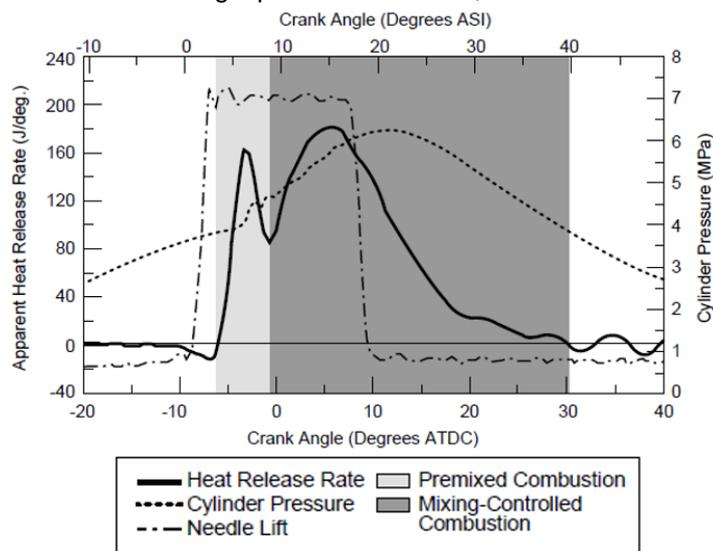


Abbildung 2-1 Typischer Verlauf der Wärmefreisetzung in einem modernen direkteinspritzenden Dieselmotor [Dec97]

die später zur Zündung führen. Während dieser Zeitspanne wird noch keine Verbrennungswärme freigesetzt. Das Verdampfen des Kraftstoffs entzieht dem Brennraum Wärme, so dass die berechnete Wärmefreisetzungsrate sogar leicht negativ wird. In diesem Beispiel sind bei ca. 3°KW nach Beginn der Einspritzung die Vorreaktionen soweit abgelaufen, dass es zu einer merkbaren Wärmefreisetzung kommt. Innerhalb kurzer Zeit wird nun das gesamte, während der Zündverzugszeit gebildete Kraftstoff-Luft-Gemisch umgesetzt. In

der Wärmefreisetzungsrate ergibt sich dadurch ein charakteristischer sogenannter „Premixed-Peak“. Bei 9°KW nach Einspritzbeginn beginnt in diesem Beispiel die diffuse Verbrennungsphase, in der englischsprachigen Literatur oft als „Mixing Controlled Combustion“ (Mischungskontrollierte Verbrennung) bezeichnet. Da alle bereits mit Luft vermischten Kraftstoffanteile bereits verbrannt sind, hängt die

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Wärmefreisetzungsrate in dieser Phase nur noch von der Mischung des Kraftstoffs mit der umgebenden Luft ab. Die Verbrennungsprozesse laufen generell wesentlich schneller ab als die zuvor notwendige Mischung des Kraftstoffs mit der Luft. Dieses generell bei Diffusionsflammen beobachtete Verhalten wird in Lehrbüchern oft anschaulich und etwas plakativ mit der Formulierung „gemischt ist gleich verbrannt“ beschrieben.

Beim Dieselmotor gibt es innerhalb dieser mischungskontrollierten Verbrennungsphase noch einen markanten Zeitpunkt – das Ende der Kraftstoffeinspritzung (hier bei ca. 17°KW nach Einspritzbeginn). Hier wird, mehr oder weniger schlagartig, das Nachfördern von neuem Kraftstoff in den Brennraum unterbrochen. Außerdem fällt mit dem Strahlimpuls der Einspritzung der wichtigste Treiber für die Mischung von Kraftstoff und Luft weg. Es ergibt sich ein markanter Knick in der Wärmefreisetzungsrate, welche anschließend in eine annähernd hyperbelförmige Ausbrandphase übergeht. Verbliebene kraftstoffreiche Zonen mischen und verbrennen in dieser Phase nur noch sehr langsam. Die letzten Kraftstoffbestandteile werden erst sehr spät (>30°KW nach OT) umgesetzt, was sich nachteilig auf den Wirkungsgrad auswirkt. Die Verbrennungsentwicklung am Dieselmotor hat deshalb, abgesehen von der Minderung von Schadstoff-Emissionen, das Ziel, diese Ausbrandphase durch geeignete Maßnahmen (z.B. höhere Einspritzdrücke) zu verkürzen.

Der oben beschriebenen globale Ablauf einer Diesel-Verbrennung ist schon sehr lange bekannt, und auch in seinen Ursachen verstanden. Zu den Details, wie ein Kraftstoffstrahl in einem Dieselmotor zündet und dessen Verbrennung abläuft, gab es dagegen lange Zeit nur sehr vage Vermutungen, beziehungsweise aus heutiger Sicht inkorrekte Modellvorstellungen. Beispielsweise ging man von einer „Tröpfchen-Verbrennung“ oder einem sehr weit eindringenden flüssigen Strahlkern aus, der mantelförmig von der Diffusionsflamme umhüllt ist. Erst seit den 1990er-Jahren bestand die Möglichkeit, das Innere von dieselmotorischen Diffusionsflammen mithilfe lasergestützter optischer Messtechniken zu untersuchen.

Mit einem Laser-Lichtschnitt kann dabei eine Ebene entlang der Strahlachse beleuchtet und je nach Messtechnik auf verschiedene Parameter (z.B. Ruß-Volumenkonzentration, flüssiger Kraftstoff, Fluoreszenz bestimmter Verbrennungsradikale) untersucht werden. Die umfangreichsten derartigen Untersuchungen wurden in den 1990er-Jahren von John Dec und weiteren Wissenschaftlern bei den Sandia National Laboratories in Livermore / Kalifornien durchgeführt [Dec92a; Dec92b; Dec95; Esp97]. Im Jahr 1997 veröffentlichte Dec ein Paper [Dec97], in dem er die Erkenntnisse aus diesen Untersuchungen sowie aus Arbeiten anderer Institute zusammenfasste, und daraus eine allgemeine Modellvorstellung einer

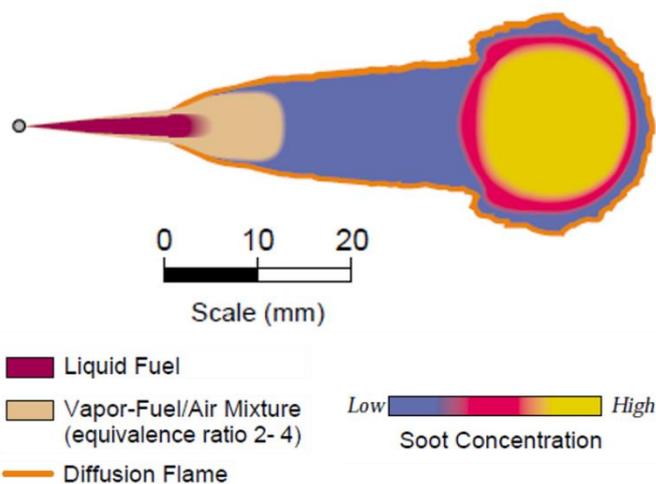


Abbildung 2-2 Modellvorstellung einer dieselmotorischen Diffusions-Verbrennung nach Dec [Dec97]

dieselmotorischen Verbrennung entwickelte. Für die voll diffusive Flamme ist diese Modellvorstellung in Abbildung 2.1-2 gezeigt, die wichtigsten Eckdaten sind in folgende Punkte beschrieben:

- Der flüssige Kraftstoffstrahl, beziehungsweise flüssige Kraftstoff-Tröpfchen dringen nur wenige Zentimeter in den Brennraum ein. Stromab dieser Grenze liegt Kraftstoff nur noch in der Gasphase vor.
- Wenige Millimeter bis Zentimeter stromab des flüssigen Kraftstoffstrahls beginnen Teilreaktionen des fetten Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches, bei denen sich auch Ruß bildet. Die höchste Rußkonzentration, sowie auch die größten Rußteilchen finden sich im Kopfwirbel des Kraftstoffstrahls.
- Die eigentliche Diffusionsflamme (also die Zone der hauptsächlichen Wärmefreisetzung) befindet sich in einer verhältnismäßig schmalen Grenzschicht zwischen dem fetten Kraftstoffdampf / Luft-Strahl und der umgebenden reinen Luft.

Die wichtigsten Schadstoffe, die es in einer dieselmotorischen Verbrennung zu minimieren gilt, sind Ruß und Stickoxide. Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe können durch den beim Dieselmotor vorhandenen Luftüberschuss leicht in einem nachgeschalteten Oxidationskatalysator oxidiert werden und stellen daher ein untergeordnetes Problem dar.

Die Bildung von Ruß und Stickoxiden hängt stark von den lokalen Bedingungen in der Diffusionsflamme, insbesondere der Temperatur und dem lokalen Luftverhältnis (λ bzw. $\varphi = 1/\lambda$) ab. Am besten lässt sich das Verhalten in sogenannten $\varphi - T$ Plots, wie beispielsweise in Abbildung 2.1-3 gezeigt, verstehen: Bei einer gegebenen Kraftstoff- und Lufttemperatur stellt die blaue Linie alle möglichen Mischungstemperaturen von noch unverbranntem Kraftstoff und Luft dar. In Rot ist die von φ abhängige adiabate Flammentemperatur eingetragen. Sie erreicht bei $\varphi = 1$ ihren Maximalwert. Bei mageren Verhältnissen ($\varphi < 1$) fällt sie aufgrund des thermischen Ballasts der überschüssigen Luft ab, bei fetten Verhältnissen ($\varphi > 1$) wegen des relativen Sauerstoffmangels.

Mit einem Reaktionskinetik-Programm können außerdem für jede $\varphi - T$ -Kombination die nach einer beliebigen Zeit gebildete Menge an Stickstoffmonoxid (NO) sowie des Ruß-Vorläuferprodukts Acetylen (C_2H_2) berechnet werden. In den hier gezeigten Plots wurden dazu der GRI-3.0-Reaktionsmechanismus [Smi] das Open-Source-Tool Cantera [Goo21] verwendet. Abbildung 2.1-3 zeigt die Verhältnisse für den Kraftstoff Methan, die NO- und C_2H_2 -Bildungsraten gelten für eine Verweildauer von 1ms.

In einer typischen Diffusionsflamme mischt sich der Kraftstoff zuerst auf der blauen Mischungslinie mit Luft, wird aber schon lange vor dem Erreichen von $\varphi = 1$ teiloxidiert, so dass er auf der roten Linie der adiabaten Flammentemperatur zu liegen kommt. Dort setzt sich die Mischung und damit die weitere Oxidation fort. Acetylen bzw. Ruß bildet sich bevorzugt bei mittleren Temperaturen ($\sim 1800 \dots 2000^\circ K$) und fetten Verhältnissen. Stickstoffmonoxid bildet sich vor allem bei stöchiometrischen oder mageren

2. Grundlagen und Stand des Wissens

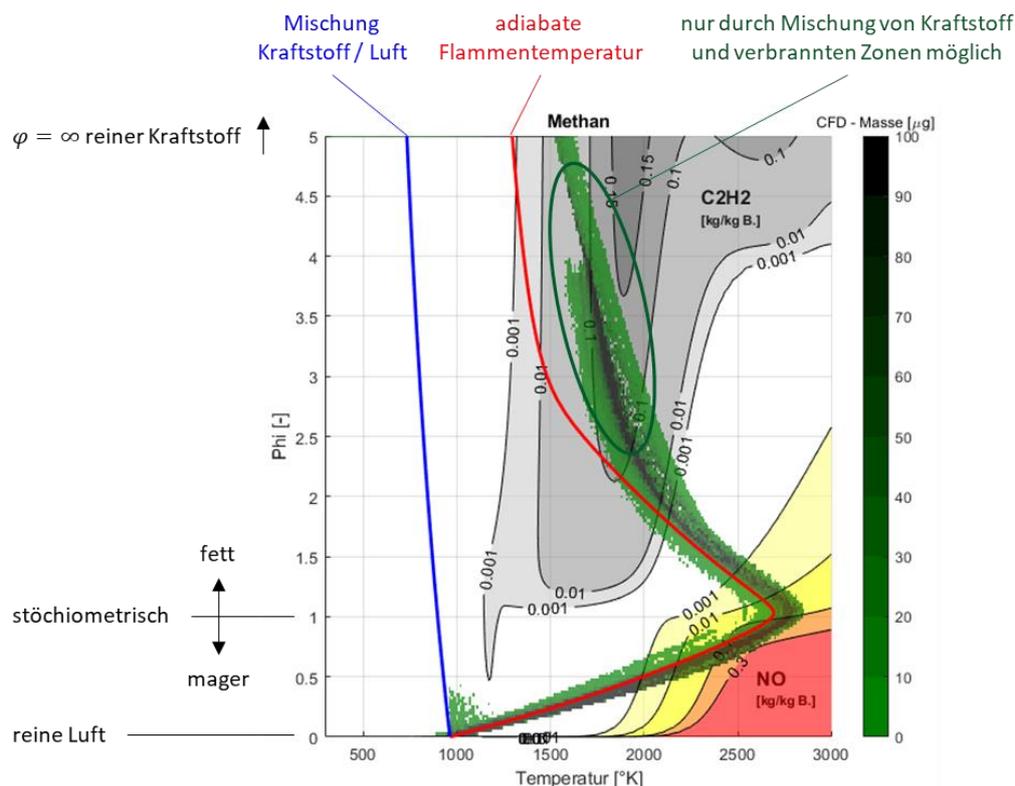


Abbildung 2-3 Phi-T-Plot zur HPDF-Verbrennung von Methan, mit NO- und C₂H₂-Bildungsraten

Verhältnissen (Sauerstoff-Überschuss notwendig), und hohen Temperaturen (ab ~2200°K). In Zonen mit hohen Temperaturen und Luftüberschuss wird außerdem bereits gebildeter Ruß wieder oxidiert.

Für einen Vergleich der oben beschriebenen theoretischen Überlegungen mit einer realen Verbrennung sind außerdem die Ergebnisse einer CFD-Simulation aus [Fra20] eingetragen. Für weite Teile des Plots ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Für Werte von $\varphi > 2$ liegen die Simulationsergebnisse aber deutlich oberhalb der adiabaten Flammentemperatur. Diese Werte kommen zustande, weil sich im Kopfwirbel des Kraftstoffstrahls (bzw. beim Auftreffen auf der Kolbenmulde) frischer Kraftstoff mit heißeren, schon verbrannten Reaktionsprodukten mischt. Bereiche, in denen eine solche Mischung stattfindet, sind im Hinblick auf die Rußbildung besonders ungünstig [Fin21]. Die Linie der adiabaten Flammentemperatur liegt eigentlich unterhalb des Bereichs, in dem in der Realität bzw. laut CFD-Simulation das meiste C₂H₂ gebildet wird.

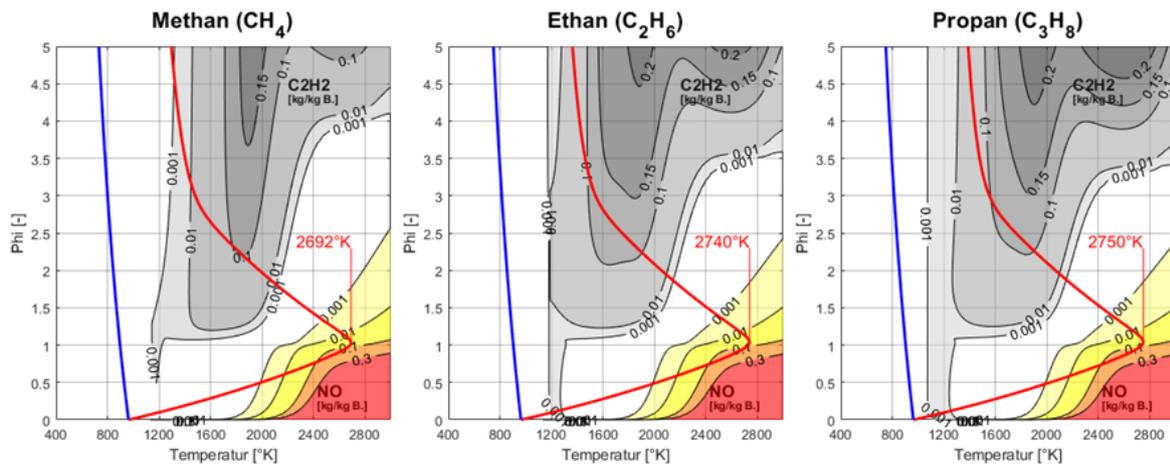
Für die Brennverfahrensentwicklung bedeutet diese Erkenntnis, dass sich Zonen mit heißen Verbrennungsprodukten möglichst nicht mit dem stromauf befindlichen Kraftstoffstrahl mischen sollten. Dies kann z.B. durch eine geeignete Umlenkung an der Kolbenmulde erreicht werden.

Abbildung 2.1-4 zeigt den Einfluss der Kraftstoffchemie auf Flammentemperatur und Schadstoffbildung. Bei Kohlenwasserstoffen steigt die maximale adiabate Flammentemperatur mit zunehmender Kettenlänge leicht an, außerdem nimmt die Neigung zur Rußbildung etwas zu. Es ist anzunehmen, dass sich dieser Trend über C₃H₈ hinaus bis zu Diesel-ähnlichen Kettenlängen fortsetzt. Mit dem GRI-3.0-Mechanismus können aber längere Kohlenwasserstoff-Kettenlängen nicht berechnet werden.

Bei Methanol bildet sich durch den im Kraftstoff enthaltenen Sauerstoff kein C_2H_2 , und somit im weiteren Verlauf der Verbrennung auch kein Ruß. Die adiabate Flammentemperatur ist im Vergleich zu Methan um $36^\circ K$ niedriger. Durch die Kraftstoffchemie ist auch die NO-Bildung deutlich reduziert.

Bei Wasserstoff steigt die maximale adiabate Flammentemperatur deutlich an, im Vergleich zu Methan um $143^\circ K$. Zusätzlich sind die Isolinien der NO-Bildung im Vergleich zu Methan etwas zu niedrigeren Temperaturen und fetteren Luftverhältnissen verschoben. Da im Kraftstoff kein Kohlenstoff vorkommt, kann auch kein C_2H_2 bzw. Ruß gebildet werden.

Kohlenwasserstoffe (C_xH_y) – Einfluss der Kettenlänge



Einfluss von Sauerstoff im Kraftstoff, sowie fehlendem Kohlenstoff

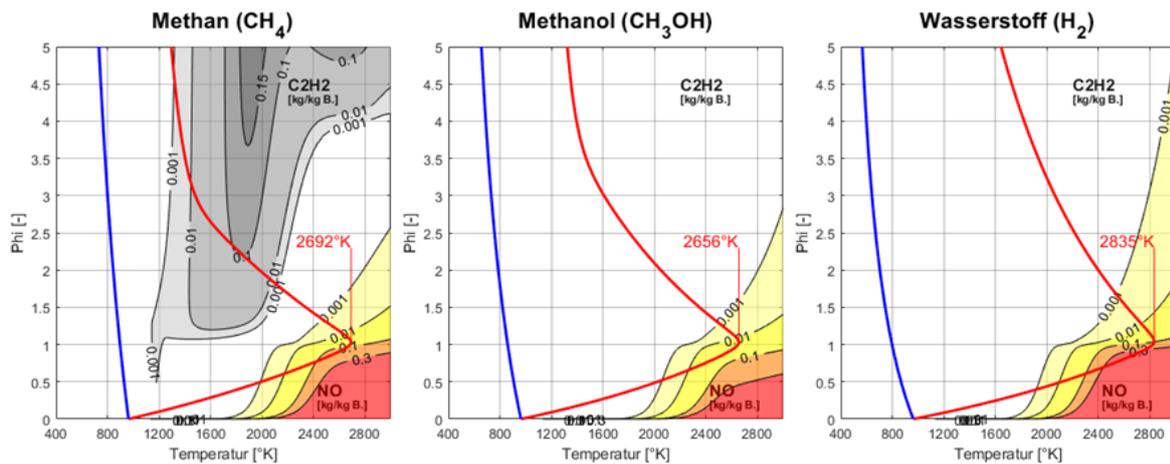


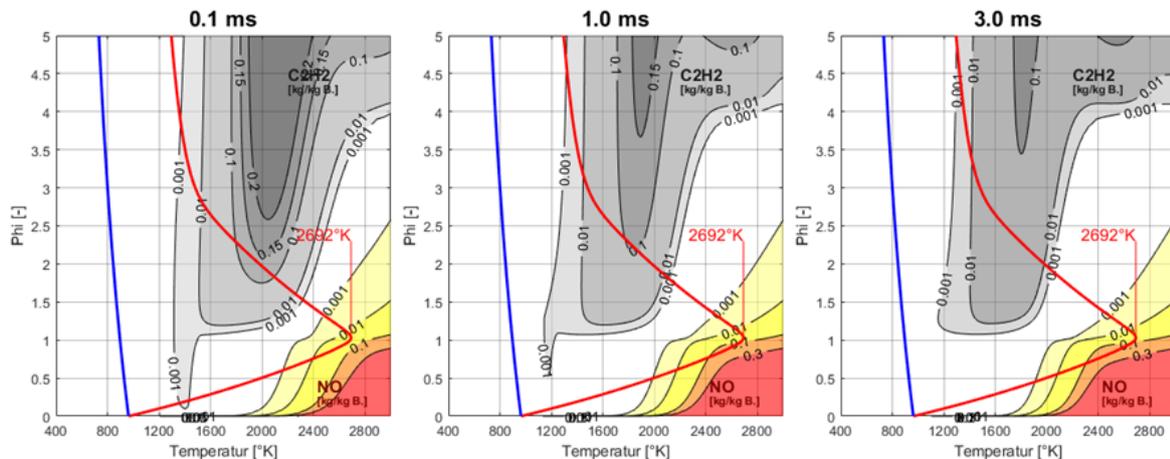
Abbildung 2-4 NO- und C_2H_2 -Bildung in Abhängigkeit des Kraftstoffs

Abbildung 2.1-5 zeigt den Einfluss der Zeit auf die Bildungsraten im $\varphi - T$ -Plot, sowie den Einfluss eines reduzierten Sauerstoffgehaltes der Verbrennungsluft. Vor allem bei sehr kurzen Zeiten (0,1 ms) befindet sich die NO-Bildung noch nicht im Gleichgewicht. Für die Praxis bedeutet das, dass eine schnelle und intensive Mischung über die NO-kritischen Bereiche hinaus (z.B. durch hohe Einspritzdrücke) hinsichtlich NO_x -Emissionen Vorteile bringen kann.

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Eine Absenkung des O_2 -Gehaltes der Verbrennungsluft senkt die adiabate Flammentemperatur, da bei $\varphi = 1$ pro Sauerstoffmolekül mehr Stickstoffmoleküle als thermischer Ballast vorhanden sind. In der Praxis kann dies durch eine Abgasrückführung erreicht werden – diese ist bei „älteren“ Dieselmotoren ohne SCR-Abgasnachbehandlung eine verbreitete Maßnahme zur Senkung der Stickoxidemissionen. Da in den Bereichen der höchsten Stickoxidbildung auch Ruß sehr gut oxidiert wird (hohe T und O_2 -Überschuss), steigen dadurch die Rußemissionen meist deutlich an.

Einfluss der Zeit auf die NO- und C2H2-Bildung



Einfluss des Sauerstoffgehaltes der Verbrennungsluft (\approx AGR)

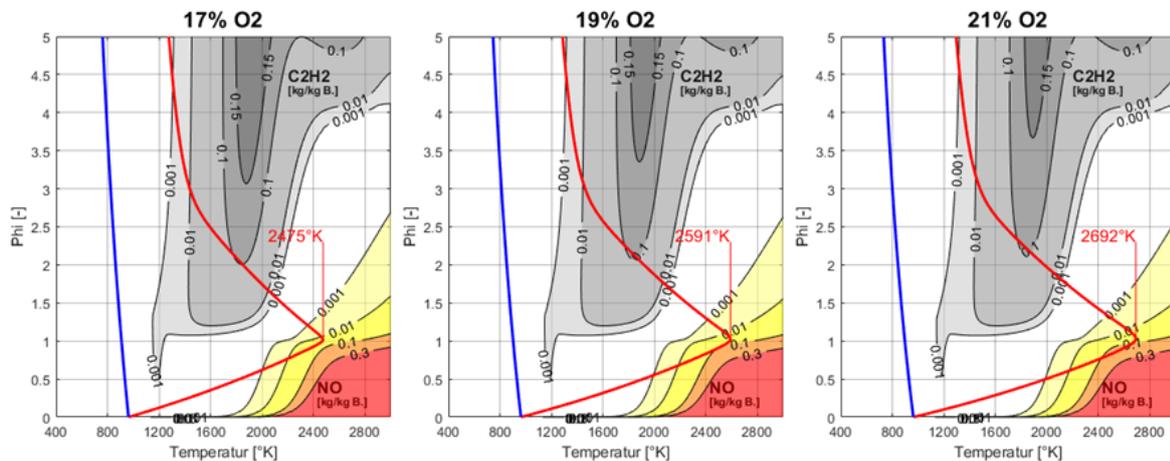


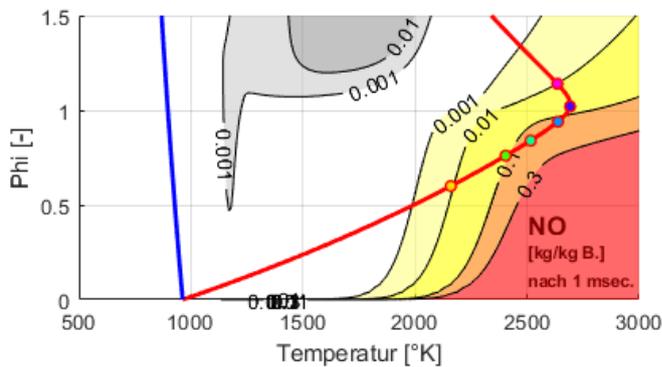
Abbildung 2-5 NO- und C2H2-Bildung in Abhängigkeit der Zeit und des O_2 -Gehalts der Verbrennungsluft

In Abbildung 2.1-6 wird noch einmal die Zeitabhängigkeit der NO-Bildung betrachtet. Genauer gesagt wird die Frage erörtert, inwieweit die NO_x -Bildung durch ein schnelleres Durchlaufen des NO_x -kritischen Bereichs, z.B. durch höhere Einspritzdrücke, reduziert werden kann.

In dem $\varphi - T$ -Plot im oberen Teil der Abbildung sind Punkte auf der Linie der adiabaten Flammentemperatur im λ -Bereich der höchsten NO-Bildung eingetragen. In dem Diagramm unterhalb sind dazu die zeitlichen Verläufe der NO-Bildung gezeigt. Die eingezeichneten Kurbelwinkel beziehen sich auf eine Motordrehzahl von 750 U/min.

Prinzipiell gibt es für jede Temperatur und jedes Luftverhältnis eine NO-Gleichgewichtskonzentration, die aber erst nach einer gewissen Reaktionszeit erreicht wird. Mit zunehmendem Sauerstoffüberschuss, also ab $\varphi \leq 1$ (bzw. $\lambda \geq 1$), steigt die Gleichgewichtskonzentration stark an. Andererseits nimmt mit zunehmendem Luftüberschuss wegen der sinkenden Flammentemperatur die Zeit bis zum Erreichen dieser Gleichgewichtskonzentration stark zu.

Mit höheren Einspritzdrücken (bzw. ähnlichen Maßnahmen zur Beschleunigung der Gemischbildung) wird sowohl der Bereich der Rußbildung, als auch der der NO_x-Bildung schneller durchlaufen. Im Bereich um $\lambda = 1$ wird es kaum möglich sein, durch eine schnellere Gemischbildung eine Verbesserung zu erreichen, da sich hier die Gleichgewichtskonzentration sehr schnell einstellt. Es scheint aber durchaus möglich, den weiteren Anstieg auf noch höhere Gleichgewichtskonzentrationen im Bereich $\lambda \approx 1,2 \dots 1,3$ zu reduzieren.



Die Tatsache, dass höhere Einspritzdrücke zu einem besseren Ruß-NO_x-Tradeoff führen [Pfl11], liegt vermutlich maßgeblich in der Zeitabhängigkeit der Ruß- und NO_x-Bildung begründet.

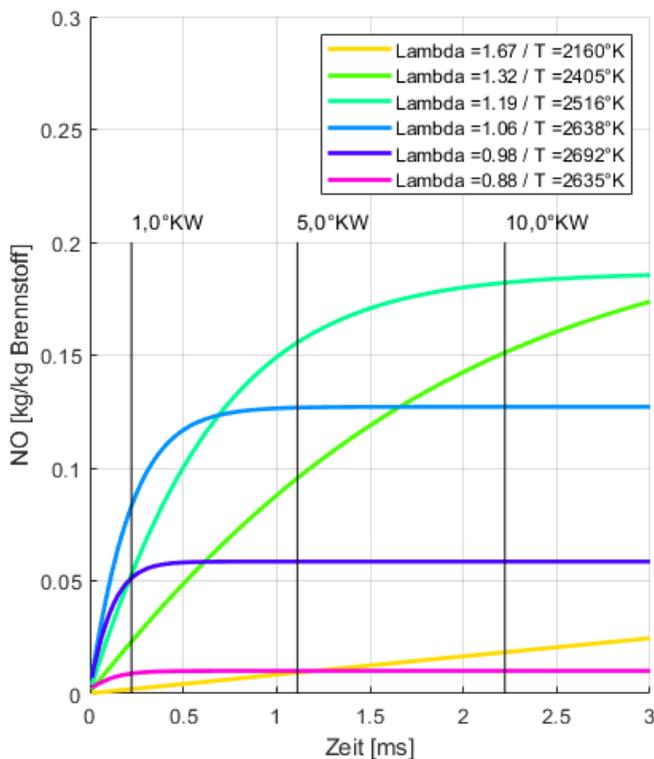


Abbildung 2-6 Zeit- und λ -Abhängigkeit der NO-Bildung

2.2. Historische Entwicklung von HPDF-Verbrennungskonzepten

Historisch gesehen hatten die ersten Forschungsarbeiten zur Gas-Diesel-Verbrennung das Ziel, auf LNG-Transportschiffen anfallendes Boil-off-Gas in Dieselmotoren zu nutzen. Als „Boil-off“ wird die Gasmenge bezeichnet, die in LNG-Tanks trotz sehr guter Isolierung verdampft und abgeführt werden muss, um den Tankdruck konstant zu halten. Bis in die frühen 1980er-Jahre waren solche LNG-Transportschiffe mit Dampfturbinen-Antrieben ausgestattet, die jedoch vor allem hinsichtlich des Wirkungsgrades Nachteile gegenüber den sonst in der Schifffahrt verwendeten Dieselmotoren hatten. Eine norwegische Forschergruppe [Ein83], sowie Forscher des japanischen MAN-Lizenznehmers Mitsui E&S [Miy83] veröffentlichten auf dem CIMAC-Kongress 1983 unabhängig voneinander Forschungsarbeiten, in denen sie die Hochdruck-Gas-Eindüsung zusätzlich zum Dieselmotorkraftstoff an großen 2-Takt-Schiffsmotoren (bzw. an entsprechenden Forschungsaggregaten) vorstellten. Von der Norwegischen Gruppe um P.M. Einang wurde außerdem in den folgenden Jahren in Zusammenarbeit mit dem Hersteller Wärtsilä ein Gas-Diesel-Verbrennungskonzept für Viertakt-Schiffsmotoren entwickelt [Ein89]. Um dem vergleichsweise beengten Bauraum in Viertakt-Zylinderköpfen gerecht zu werden, wurde dafür ein kombinierter Gas-Diesel-Injektor entwickelt, der dem in dieser Arbeit verwendeten HPDF-Injektor bereits in vielen Punkten (3 Gasnadeln, um eine zentrale Diesel-Nadel angeordnet) ähnelt.

Als Hauptvorteil und Grund für die Auswahl der Hochdruck-Eindüsung war damals ausschlaggebend, dass die Betriebsstrategie des Basis-Dieselmotors praktisch unverändert übernommen werden konnte. Alle oben genannten Arbeiten zeigen sehr ähnliche bzw. fast deckungsgleiche Zylinderdruckverläufe zwischen reinem Diesel- und HPDF-Betrieb. Konzepte zur Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses bzw. Erkennung von irregulären Betriebszuständen (Klopfen / Zündaussetzer), wie sie bei heutigen Mager-Gasmotoren verwendet werden, waren damals noch kaum entwickelt, weshalb die Otto-Gasverbrennung damals keine konkurrenzfähigen Leistungsdichten und Wirkungsgrade erreichen konnte. Niedrige Kohlenwasserstoff- (bzw. Methan-) Emissionen wurden zwar damals schon als positive Eigenschaft des Brennverfahrens erkannt, spielten jedoch für die Konzeptauswahl eine untergeordnete Rolle.

Sowohl von MAN und dessen Lizenznehmern (Mitsui E&S, Hyundai Heavy Industries), als auch von Wärtsilä wurden auf Basis der oben genannten Forschungsarbeiten Vollmotoren mit dem Brennverfahren sowie einem entsprechendem Hochdruck-Gassystem entwickelt. Von MAN / Mitsui wurde 1994 der erste langsam laufende 2-Takt Schiffsdieselmotor mit GI-Verbrennungsausrüstung (GI = „Gas Injection“) als Technologiedemonstrator einem Kraftwerk in Chiba / Japan installiert. Erst seit 2012 werden derartige Motoren jedoch kommerziell für Schiffsanwendungen angeboten und vertrieben [Jul13; Jul16]. Bis heute wird die Technologie von MAN weiterentwickelt. Beispielsweise wurde auch der Einsatz von Methanol mit dem Brennverfahren erfolgreich getestet [May16; May19b]. An der Kyushu University (Fukuoka / Japan) wurden und werden, teilweise in Zusammenarbeit mit MAN / Mitsui, optische Grundlagenuntersuchungen zu dem Hochdruck-DI-Brennverfahren durchgeführt [Imh13; Tak13].

Von Wärtsilä wurde das in Zusammenarbeit mit dem norwegischen Forschungsinstitut Marintek (heute SINTEF) entwickelte GD („Gas Diesel“) Brennverfahren für mittelschnell laufende 4-Takt Schiffsmotoren seit Ende der 1980-er Jahre kommerziell angeboten [Hei14]. Seit jedoch ab Mitte der 1990er-Jahre Niederdruck-DF-Motoren mit zufriedenstellender Leistungsdichte angeboten werden konnten, wurde verstärkt auf dieses Konzept gesetzt. Gründe dafür sind erstens die einfachere Einhaltung der in den IMO-Abgasvorschriften reglementierten Emissionen (d.h. Ruß und NO_x - klimaschädliche CH₄-Emissionen sind dort nicht reglementiert). Zweitens ist das Niederdruck-Gassystem konstruktiv deutlich einfacher aufgebaut als die Hochdruck-Variante. Abgesehen von einzelnen Technologiedemonstratoren, wie der Umrüstung eines Fährschiffes auf Methanol-HPDF-Betrieb [Sto16], sind seitdem von Wärtsilä und SINTEF keine weiteren Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zu dem Thema bekannt.

An der University of British Columbia (UBC, Vancouver, Kanada) werden seit den frühen 1990er Jahren Forschungsarbeiten zum Einsatz des Brennverfahrens in LKW-Dieselmotoren durchgeführt. Anfängliche Ziele waren die Einhaltung neuer Abgasnormen der EPA, sowie die vor allem in Nordamerika bestehenden Kostenvorteile bei der Verwendung von Erdgas anstelle von Diesel. Der Fokus der Arbeiten von Prof. Hill und dessen Mitarbeitern lag anfangs auf der Entwicklung eines für Nutzfahrzeug-Anwendungen geeigneten Dual-Fuel-Injektors [Hod92; Hod96], sowie einer umfangreichen Charakterisierung der Gasstrahlen unter nicht reagierenden Bedingungen [Oue92; Oue96]. Erste motorische Untersuchungen wurden an einem 2-Takt Dieselmotor Detroit Diesel Corporation durchgeführt [Hod92; Tao95; Hod96]. Um basierend auf den Forschungsarbeiten kommerzielle Systeme für Nutzfahrzeugmotoren zu entwickeln, wurde im Jahr 1995 die Firma Westport Innovations (heute Westport Fuel Systems) gegründet, mit der seit dieser Zeit eine enge Entwicklungs- und Forschungszusammenarbeit besteht. Seit 2001 besteht eine Zusammenarbeit mit Cummins, um für LKW moderne Viertaktmotoren mit Hochdruckgas-Direkteindüsung (HPDI, „High Pressure Direct Injection“) anzubieten. Von Westport und der UBC wurden seit dieser Zeit zahlreiche und umfangreiche Forschungsarbeiten zu dem Thema veröffentlicht [Jon05; Mct03; Mct04; McT06; Mct07; Dun13].

Die signifikantesten Unterschiede zwischen den oben beschriebenen Implementierungen des Brennverfahrens bestehen in der Konstruktion, sowie der Anordnung der Einspritzrüstung. Bei großen 2-Takt Schiffsdieselmotoren gestaltet sich dies am einfachsten, da hier ohnehin schon im Schwerölbetrieb mehrere (2 bzw. 3) Injektoren um das zentrale Auslassventil herum angeordnet sind. Für die Gaseindüsung wird neben jedem Diesel-Injektor ein separater Hochdruck-Gasinjektor in den Zylinderkopf integriert, so dass die Gasstrahlen an den Pilotflammen des jeweils benachbarten Dieselinjektors gut zünden können. Ähnlich wie bei Common-Rail Diesel-Injektoren ist eine direkte Aktuierung der Gasnadeln über einen Elektromagneten nicht praktikabel, da sie zu hohe Magnetkräfte erfordern würde. Die Betätigung der Gasnadeln erfolgt deshalb elektro-hydraulisch über einen „Steueröldruck“. Außerdem wird der Gasinjektor intern, vor allem an der sonst schwierig zu bewältigenden Dichtstelle an der Gasnadel-Führung, durch einen „Sperröldruck“ abgedichtet. Für die Dichtwirkung muss dieser immer höher sein als der anliegende Gasdruck. Bei modernen 2-Takt Schiffsdieselmotoren ist am Motor ohnehin ein Hochdruck-Hydraulik-Kreislauf vorhanden, mit dem unter anderem die Auslassventile und die

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Einspritzung flexibel elektro-hydraulisch betätigt werden. Bei den Varianten mit Hochdruck-Gaseindüsung werden Steuer- und Sperröl für den Gasinjektor ebenfalls aus diesem Hydraulikkreis (d.h. aus Motoröl) gespeist [Jul16].

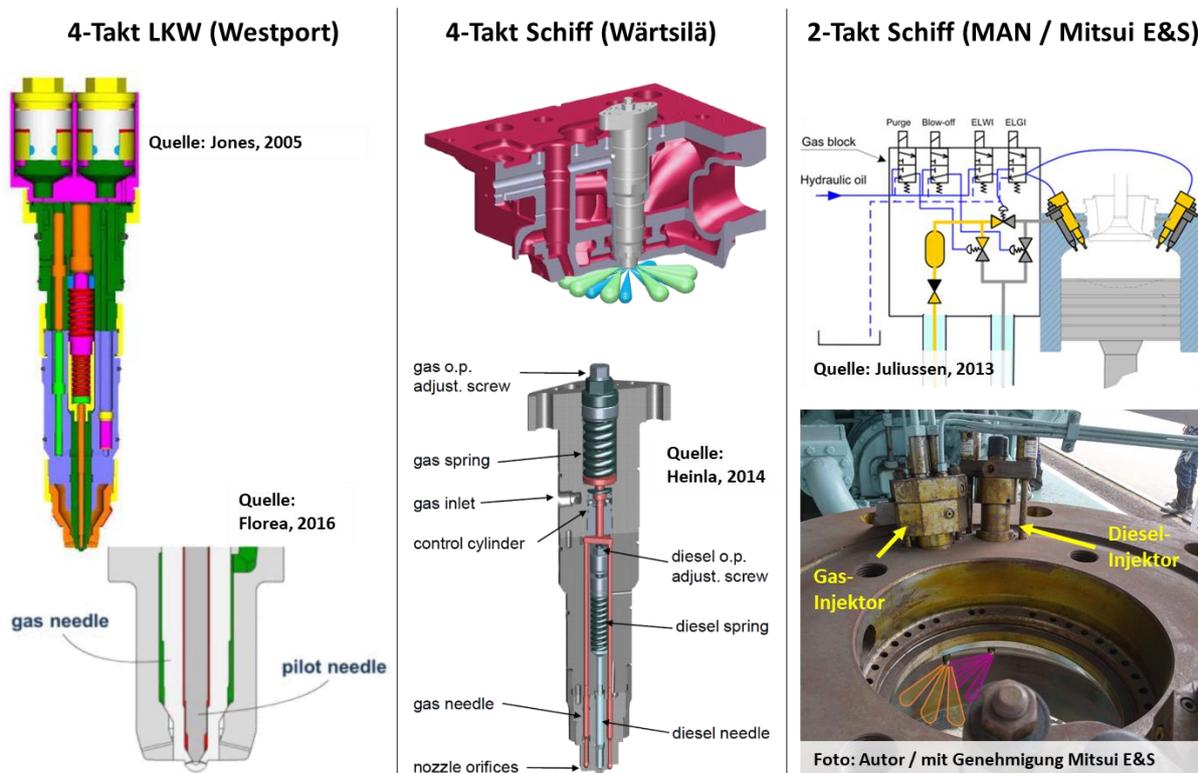


Abbildung 2-7 Mögliche Bauweisen von Injektoren für das HPDF-Brennverfahren [Jon05; Flo16; Hei14; Jul13]

In Viertaktmotoren ist für den einzelnen, zentral angeordneten Injektor deutlich weniger Bauraum vorhanden. Bei dem Wärtsilä-System [Ein89; Hei14] wurden deshalb die Komponenten für die Hochdruck-Gaseindüsung in das Gehäuse des Dieselinjektors integriert, wofür dessen Außenkontur nur minimal angepasst werden musste. Um eine annähernd symmetrische, radiale Ausrichtung der Gasstrahlen zu erreichen, sind drei Gas-Düsennadeln um eine zentrale Diesel-Einspritzdüse herum angeordnet. Trotz der Integration in einem gemeinsamen Gehäuse ist die Hochdruck-Gaseindüsung vom Diesel-Einspritzsystem (konventionelles PLD-System) funktionell getrennt, d.h. bei unterbrochener Hochdruck-Gasversorgung ist auch ein 100%-Dieselbetrieb möglich. Auch dieses System verwendet Steueröl zur Aktuierung bzw. Sperröl zur Injektor-internen Abdichtung des Gaspfades. Die genaue Funktionsweise ist aber in den wenigen Veröffentlichungen [Ein89; Hei14] nur andeutungsweise beschrieben.

Der von Westport entwickelte kombinierte Injektor für LKW-Anwendungen besitzt anstatt dem Mehrnadel-Konzept ein sogenanntes „Nadel-In-Nadel“ Design. Die Diesel-Düsennadel ist dabei innerhalb der beweglichen Gas-Düsennadel angeordnet. Nach anfänglichen Varianten mit einspritz-synchroner (Diesel-) Druckerzeugung [Hod96] besitzt die Konstruktion seit dem Jahr 2000 zwei Magnetventile, mit denen sich Gas- und Dieseleinspritzung zeitlich unabhängig voneinander ansteuern lassen [Dum00]. Um das System einfach zu halten, ist pro Injektor nur jeweils ein Anschluss für den Diesel- und den Gas-Raildruck vorhanden. Der Diesel-Raildruck dient dabei gleichzeitig als Steueröl für die Aktuierung der Gasseite, sowie als Sperröl zur internen Abdichtung des Gaspfades. Um durch den Sperröldruck

einerseits eine zuverlässige Abdichtung des Gaspfades zu erreichen, aber andererseits auch eine exzessive Diesel-Leckage in das Gassystem zu vermeiden, wird in einem separaten „Fuel Conditioning Modul“ außerhalb des Zylinderkopfs eine feste Druckdifferenz (typischerweise ~5...15 bar) zwischen Diesel- und Gasdruck eingestellt. In dem Westport-System ist deshalb der Raildruck der Diesel-Piloteinspritzung fest an den Gasdruck gekoppelt [McT15], so dass mit dem System im Vergleich zu modernen Diesel-Einspritzsystemen nur sehr niedrige Diesel-Raildrücke möglich sind. Im Fall einer Unterbrechung der Hochdruck-Gasversorgung ist außerdem – im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Systemen für Schiffsmotoren – nur ein sehr eingeschränkter Diesel-Notlaufbetrieb möglich.

Interessant ist außerdem, wie sich die Motivation für die Verwendung des Hochdruck-Gas-Diesel-Brennverfahrens seit den 1980er-Jahren geändert hat: Wie eingangs erwähnt, zielten die ersten Versuche auf eine „Nischenanwendung“ auf LNG-Transportschiffen ab, um dort anfallendes Boil-Off-Gas überhaupt in Verbrennungsmotoren verwenden zu können [Ein83; Miy83]. Im Lauf der 1990er und 2000er Jahre entwickelte sich, vor allem aus Umweltschutzgründen, ein zunehmendes Interesse an Gasmotoren für Schiffsantriebe. Meist wurde hier jedoch Otto-Magermotoren mit Pilotzündung („DF-Motoren“) der Vorzug gegeben – einerseits wegen der (auch im Vergleich zu HPDF) deutlich niedrigeren NO_x- und Ruß-Emissionen, andererseits wegen dem einfacheren Niederdruck-Gassystem. Das HPDF-Brennverfahren blieb bei Großmotoren eine Nischenanwendung für Anwendungsfälle mit „problematischen“ Gaszusammensetzungen [Hei14]. Lediglich bei LNG-Umrüstungen für LKW wurde der im Vergleich zu Otto-Gasmotoren günstigere Drehmomentverlauf als Vorteil gesehen [Dum00; McT15; Gou04].

Die Diskussion um klimaschädlichen Methanschlupf bei Magergasmotoren spielt erst seit jüngerer Zeit eine bedeutende Rolle, z.B. [Bau13]. Bei Mager-Gasmotoren ergeben sich unabhängig von Zündverfahren (Funkenzündung mit / ohne Vorkammer, Pilotzündung) vergleichsweise hohe Methanschlupfwerte in der Größenordnung von ca. 1...3 % des eingesetzten Brenngases [Kor21; Eic19a; Bar20; Ush19b; Ush19a]. Der Methanschlupf lässt sich zwar bedingt durch konstruktive Parameter, wie die Reduzierung von Spaltvolumen (z.B. Feuersteg) im Brennraum reduzieren [Bau13], zeigt aber ansonsten ein Tradeoff-Verhalten mit den ebenfalls zu minimierenden NO_x-Emissionen [Kor21; Eic19a; Bar20; Ush19b; Ush19a]. Wegen der lokal fetten Verbrennung und der Abwesenheit von Brenngas in Spaltvolumen wie z.B. dem Feuersteg sind die Methanschlupfwerte beim HPDF-Brennverfahren um mindestens eine Größenordnung niedriger [McT15]. Da Methan ein sehr reaktionsträges Molekül ist, sind Methan-Katalysatoren für Magergasmotoren mit einer über die Motorlebensdauer stabil hohen Konvertierungsrate immer noch Gegenstand aktueller Forschung [Haa19]. Aus heutiger Sicht ist das HPDF-Brennverfahren daher die einzige Möglichkeit, niedrige Methanschlupfwerte mit den hohen Leistungsdichten und Wirkungsgraden aktueller Diesel- und Magergasmotoren zu kombinieren, und damit das Treibhausgas-Minderungspotential von Methan als Kraftstoff (ca. 22% gegenüber Dieselkraftstoff bei gleichem Wirkungsgrad) voll zu nutzen [Dun13; Bar17; Boo19]. Um die sehr niedrigen Stickoxid- und Rußemissionen von aktuellen Magergasmotoren zu erreichen, sind beim HPDF-Verfahren wegen der diffusiven Verbrennung immer geeignete Abgasnachbehandlungssysteme (SCR und evtl. auch Dieselpartikelfilter) notwendig. Im Gegensatz zu Methankatalysatoren sind diese

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Systeme seit einigen Jahren Stand der Technik, und es werden höchste NO_x-Konvertierungsraten (SCR: >95% NO_x-Konversion [Gir07; Chi09]) bzw. Partikel-Abscheidegrade (DPF: >95% Abscheiderate [Bar10]) erreicht.

Ein weiterer Grund für das aktuell hohe Interesse an dem Brennverfahren ist die Suche nach regenerativ herstellbaren synthetischen Kraftstoffen für die Schifffahrt. Für viele der hier diskutierten Energieträger (Methanol, Wasserstoff, Ammoniak) bietet sich das Brennverfahren an, da der Brennverlauf hauptsächlich durch die Mischung bestimmt wird und andere Stoffeigenschaften wie z.B. zündwilligkeit oder laminare Brenngeschwindigkeit nur eine untergeordnete Rolle spielen. In Schiffsmotoren wurde z.B. der Einsatz von Methanol von Wärtsilä [Sto16] und MAN [May16] bereits erprobt, von MAN wurde das Brennverfahren außerdem für längerkettige Alkane (LPG = Propan / Butan) angepasst [May19a]. Obwohl sich die Stoffeigenschaften teils massiv unterscheiden, wurden jeweils mit dem Dieselbetrieb vergleichbare Brennraumdruckverläufe erreicht [Sto16; May16; May19a].

Für eine „dieselmotorische“ Verbrennung von Wasserstoff wurden bis jetzt lediglich Konzepte untersucht, die eine Selbstzündung des Wasserstoffs anstreben [Rot00]. Hier ergeben sich jedoch lange Zündverzugszeiten, und nur bei sehr hohen Ansauglufttemperaturen kann eine akzeptable Verbrennungsstabilität erreicht werden. Besonders für die Schifffahrt ist auch Ammoniak ein vielversprechender, weil besonders kostengünstiger, synthetischer Kraftstoff [Lan12]. Anders als für Methan bzw. Methanol wird für dessen Produktion kein Kohlenstoff benötigt, der in einer echten CO₂-Kreislaufwirtschaft durch eine kostenintensive „Direct Air Capture“ aus der Umgebungsluft abgeschieden werden muss. Der parallel zu dieser Arbeit vom Projektpartner Woodward L'Orange entwickelte Injektor ist prinzipiell für alle oben genannten synthetischen Kraftstoffe geeignet [Wil21].

2.3. Stand des Wissens und Forschungsbedarf

Tabelle 2-1 zeigt eine Übersicht über bisherige experimentelle Forschungsarbeiten zur Hochdruck-Gas-Diesel-Verbrennung. Die Arbeiten sind je nach Art der Versuchsträger mit einem Farbcode (blau / gelb / grün / rot) hinterlegt. Die blau hinterlegten Untersuchungen wurden an konventionellen Versuchsmotoren, d.h. Einzylinder-Forschungsmotoren oder seriennahen Vollmotoren durchgeführt. Über eine Zylinderdruckindizierung können hier der Brennraumdruckverlauf und der zugehörige Wärmefreisetzungsverlauf (vgl. Abbildung 2-1) bestimmt werden, was Rückschlüsse auf die Vorgänge bei der Verbrennung erlaubt. Außerdem werden in der Regel Emissionen, Wirkungsgrad und weitere Parameter (z.B. Verbrennungsstabilität) mitbestimmt, so dass solche Versuche sehr schnell belastbare Aussagen über zielführende Einstellparameter und die generelle „Performance“ eines untersuchten Verbrennungskonzepts liefern.

Um solche konventionellen Versuchsergebnisse interpretieren und daraus zielgerichtet weitere Entwicklungsansätze ableiten zu können, wird eine gute Modellvorstellung der ablaufenden Vorgänge benötigt. CFD-Simulation können dies unterstützen, dafür werden aber gerade für neue bzw. wenig untersuchte Brennverfahren Validierungsdaten benötigt. Diese beiden Ziele – ein direktes Verständnis und Validierungsdaten für CFD-Simulationen - werden mit Versuchsaufbauten verfolgt, bei denen optische Messtechniken zum Einsatz kommen. Im einfachsten Fall wird in einer „kalten Einspritzkammer“ lediglich die Eindüsung des Kraftstoffstrahls ohne Verbrennung betrachtet (Tabelle 2.3-1 → grün). Mithilfe der Schlieren-Messtechnik [Set01; Set17] können Dichteunterschiede detektiert, und so z.B. das Eindringen eines Gasstrahls in eine gasförmige Umgebung visualisiert werden.

Für die optische Untersuchungen der Verbrennung werden meist entweder Einhubtriebwerke (engl. RCEM, Rapid Compression Expansion Machine), oder optisch zugängliche Forschungsmotoren verwendet. Einhubtriebwerke (Tabelle 2.3-1 → gelb) sind Versuchsträger, bei denen die notwendige Temperatur- und Druckrandbedingung für den Verbrennungsversuch nur einmal kurzzeitig durch eine schnelle Kompression und Expansion erzeugt wird. Dadurch, dass beispielsweise ein Ventiltrieb nicht benötigt wird, lässt sich eine exzellente optische Zugänglichkeit zum Brennraum (u.a. für Schlieren-Messtechnik) konstruktiv umsetzen. Die Verbrennung wird meist gewollt isoliert von Effekten wie Brennraumströmung oder Wandinteraktion, wie sie an realen Motoren auftreten, untersucht. Für sehr grundlagenorientierte Untersuchungen werden oft Injektoren mit nur einem Düsenloch verwendet. Das Verhältnis aus Brennraumvolumen und eingebrachter Kraftstoffmenge liegt meist ein Vielfaches über dem eines realen Motors, so dass die Verbrennung nur einen vergleichsweise geringen Druckanstieg verursacht.

Bei volloptisch zugänglichen Forschungsmotoren (Tabelle 2.3-1 → rot) wird dagegen ein konventioneller Einzylinder-Forschungsmotor so umgebaut, dass der Brennraum über einen großflächigen Zugang durch den Kolbenboden optisch zugänglich ist. Eine solche Konstruktion wurde erstmals 1961 bei General Motors von F.W. Bowditch umgesetzt [Bow60]. Zusätzliche seitliche optische Zugänge, z.B. für Beleuchtung oder Einbringen eines Laserlichtschnittes, sind ebenfalls möglich. Die konstruktiven Möglichkeiten für optische Zugänge oder Anbringen eines Spiegels im Brennraum sind aber dennoch

2. Grundlagen und Stand des Wissens

so eingeschränkt, dass die ansonsten sehr effektive Schlieren-Messtechnik nicht eingesetzt werden kann. Abgesehen von diesen Nachteilen kann die Verbrennung aber unter sehr realitätsnahen Bedingungen untersucht werden. So werden Ladungsbewegung und die Interaktion mit der Kolbenmulde berücksichtigt. Sofern konstruktiv dasselbe Verdichtungsverhältnis realisiert werden kann, entspricht außerdem der Zylinderdruck- und Wärmefreisetzungsverlauf weitgehend dem des entsprechenden „Thermodynamik“-Forschungsmotors [Hat18; Mar19]. Während RCEMs also exzellente Voraussetzungen für sehr grundlegende Untersuchungen bieten, ermöglichen volloptische Forschungsmotoren Untersuchungen nahe an den realen, motorischen Randbedingungen.

Von allen bisherigen experimentellen Untersuchungen zur HPDF-Verbrennungskonzept wurden die meisten an konventionellen Forschungsmotoren durchgeführt. Obwohl die Veröffentlichungslage zum HPDF-Konzept im Vergleich zu anderen Brennverfahren überschaubar ist, ist die Anzahl der „konventionellen“ Verbrennungsuntersuchungen so groß, dass in Tabelle 2.3-1 eine Auswahl getroffen werden musste. Die zahlenmäßig meisten dieser Arbeiten stammen von den Forschungsaktivitäten an der University of British Columbia (UBC), beziehungsweise der eng mit der UBC verbundenen Firma Westport Fuel Systems. Sehr aktuelle Arbeiten sind auch von MAN Energy Solutions für große 2-takt Schiffsdieselmotoren zu finden [May16; May19b; May19a] – hier wurde das Brennverfahren mit den Kraftstoffen Methanol und Flüssiggas (LPG) getestet.

Vom Projektpartner MTU Friedrichshafen GmbH wurden parallel zu dieser Arbeit Untersuchungen an einem „thermodynamischen“ MTU-4000 Einzylindermotor durchgeführt [Boo19]. Für die Vergleichbarkeit wurde eine weitgehend identische Verbrennungsausrüstung, d.h. eine identische Zylinderkopfgeometrie sowie baugleiche HPDF-Experimentalinjektoren des Projektpartners Woodward L'Orange verwendet.

Zeitgleich wurden außerdem am Large Engine Competence Center in Graz (LEC) Untersuchungen des Brennverfahrens mit dem Woodward-L'Orange Experimentalinjektor durchgeführt [Aßm19; Red19; Bär19; Kie19]. Dabei kamen ein vom LEC selbst entwickelter Einspritzverlaufsindikator-Prüfstand, sowie ein 6,25L Einzylinder-Forschungsmotor zum Einsatz. Der Einspritzverlaufsindikator ist auf dem Prinzip der Strahlkraftmessung aufgebaut, und ermöglicht eine separate Beurteilung des Einspritzverlaufes der drei Gasdüsen. Außerdem kann die mit der Gaseindüsung eingebrachte Sperrölmenge vermessen werden. In den Untersuchungen am Einzylindermotor wurden unter anderem das Lastniveau, der Gasdruck (400 / 500 bar), das relative Timing der Piloteinspritzung, sowie verschiedene Gaszusammensetzungen (Erdgas / Erdgas-H₂-Mischung) untersucht. Mit den Einzylinder-Untersuchungen wurden außerdem zuvor durchgeführte CFD-Simulationen zu zwei Kolbenmuldenvarianten experimentell validiert [Aßm19].

Quelle	Nr.	Versuchsart	Injektor-Design	Gasdruck [bar]	P _{mi} [bar]	Kraftstoff	Fragenstellungen / Ergebnisse / Kommentar
Miyake, 1983	[Miy83]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Eigenbau (Mitsui E&S)	245	20	Methan	Machbarkeit HPDF / erste Charakterisierung
Einang, 1983	[Ein83]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Eigenbau (Marintek)	150 ... 160	12	Methan	Machbarkeit HPDF / erste Charakterisierung
Einang, 1989	[Ein89]	Thermodynamik (Vollmotor, Schiff, 4T)	Wärtsilä	250	4 ... 23	Methan	Systemdemonstrator 4-Takt Schiffsdiesel
Tao, 1995	[Tao95]	Thermodynamik (Vollmotor, NFZ, 2T)	Westport HPDI	60 ... 80	0 ... 5	Methan	Diss - opt. / thermodyn. / sim. Untersuchungen
Rottengruber, 2000	[Rot00]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Eigenbau (MAN / TUM)	300	9 ... 19	Wasserstoff	H2-Selbstzündung (kein HPDF)
McTaggart-Cowan, 2003	[Mct03]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	190 ... 230	5 ... 18	Methan	Charakterisierung HPDF-Betriebsverhalten
McTaggart-Cowan, 2004	[Mct04]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	210	6 ... 11	Methan	HPDF-Betriebsverhalten / Einfluss AGR
Jones, 2005	[Jon05]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	190	8 ... 12	Methan	Pilot-Anteil an PM-Emission (mit C14-Methode)
McTaggart-Cowan, 2006	[Mct06]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	180 ... 300	3 ... 14	Methan CH4-H2	Diss - exp. Untersuchungen am Einzylinder
McTaggart-Cowan, 2007	[Mct07]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	210 ... 300	3 ... 14	Methan	HPDF-Betriebsverhalten / Einfluss Gasdruck
Dunn, 2013	[Dun13]	Thermodynamik (Vollmotor, NFZ)	Westport HPDI 2.0	300	3 ... 23	Methan	Applikation eines NFZ-Vollmotors
McTaggart-Cowan, 2015	[Mct15]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI 2.0	280 ... 600	21 ... 25	Methan	Potential hoher Gasdrücke
Stojcevski, 2016	[Sto16]	Thermodynamik (Vollmotor, Schiff, 4T)	Wärtsilä	600	6 ... 26	Methanol	Demonstrator Methanol-HPDF 4T-Schiffsmotor
Mayer, 2016	[May16]	Thermodynamik (Vollmotor, Schiff, 2T)	MAN	600	17	Methanol	Demonstrator Methanol-HPDF 2T-Schiffsmotor
Faghani, 2017	[Fag17b]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI	250 ... 270	14 ... 19	Methan	Späte Gas-Nachspritzung
Faghani, 2017	[Fag17a]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Westport HPDI	250	17	Methan	Späte Pilotinspritzung (Gas-Vormischung)
Mayer, 2019	[May19b]	Thermodynamik (Vollmotor, Schiff, 2T)	MAN	170 ... 300	20	LPG	Demonstrator HPDF mit LPG für 2T-Schiffsmotor
Boog, 2019	[Boo19]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	MTU Friedrichshafen GmbH	300	24	Methan	Untersuchung an einem MTU-4000 Einzylindermotor
Aßmus, 2019	[Aßm19]	Thermodynamik (EZ-Forschungsmotor)	Woodward L'Orange	400 ... 500	24	Methan CH4-H2	Verhalten Emissionen, Wirkungsgrad vs. Gasdruck, Gasart, Timing (@ 6,25 l/cyl. & 1500 U/min)
Redtenbacher, 2019	[Red19]	Einspritzverlaufsimulator-Prüfstand	Eigenbau (Mitsui E&S)	196	-	Methan	Eindringverhalten Methanstrahl
Miyake, 1983	[Miy83]	Optik - kalte Einspritzkammer	Westport HPDI	20 ... 80	-	Methan	Diss - Eindringverhalten Methanstrahl
Oullette, 1996	[Oue96]	Optik - kalte Einspritzkammer	Westport HPDI	300	-	Wasserstoff	Diss - H2-Selbstzündung (kein HPDF)
Prechtl, 2000	[Pre00]	Optik-RCEM (Voll-Injektor)	Eigenbau (MAN / TUM)	275 ... 475	-	Methan	Diss - Optische Charakterisierung HPDF
Imhof, 2013	[Imh13]	Optik-RCEM (1 Gasstrahl / 1 Pilotstrahl)	Eigenbau (Kyushu University)	225 ... 315	-	Methan	Optische Charakterisierung HPDF
Takasaki, 2013	[Tak13]	Optik-RCEM (1 Gasstrahl / 1 Pilotstrahl)	Eigenbau (Kyushu University)	330	-	Methan	Charakterisierung der Gas-Zündung
Fink, 2018	[Fin18]	Optik-RCEM (1 Gasstrahl / 1 Pilotstrahl)	Woodward L'Orange (1-Loch)	235 ... 490	-	Methan	Diss - Charakterisierung, v.a. der Gas-Zündung
Fink, 2021	[Fin21]	Optik-RCEM (1 Gasstrahl / 1 Pilotstrahl)	Woodward L'Orange (1-Loch)	200	12	Methan	Charakterisierung HPDF in Optikmotor
Hatzipanagiotou, Marko, 2018	[Hat18]	Volloptischer EZ-Forschungsmotor (2,1 L)	Westport HPDI 2.0	200	12	Methan	Diss - Charakterisierung HPDF-Betriebsverhalten
Marko, 2019	[Mar19]	Volloptischer EZ-Forschungsmotor (2,1 L)	Westport HPDI 2.0	180	10 ... 11	Methan	Anwendung der 2-Farben-Methode
Khosravi, 2019	[Kho19]	Volloptischer EZ-Forschungsmotor (2,0 L)	Westport HPDI	140 ... 220	5 ... 15	Methan	Charakterisierung HPDF-Betriebsverhalten
Rochussen, 2020	[Roc20]	Volloptischer EZ-Forschungsmotor (2,0 L)	Westport HPDI	300 ... 500	~ 22 ... 24 (ref.)	Methan	
Diese Arbeit	[]	Volloptischer EZ-Forschungsmotor (4,8 L)	Woodward L'Orange	1 ... 33		Methan Methanol Wasserstoff	siehe nachfolgende Kapitel

Thermodynamische Untersuchungen (Einzylinder / Vollmotor)
Optische Untersuchungen - kalte Einspritzkammer
Optische Untersuchungen - Einhubtriebwerk (RCEM)
Optische Untersuchungen - Transparentmotor

Tabelle 2-1 Übersicht über bisherige experimentelle Untersuchungen zum HPDF-Brennverfahren

2. Grundlagen und Stand des Wissens

Optische Messtechniken wurden schon bei den allerersten Untersuchungen des HPDF-Konzepts von MAN / Mitsui E&S, sowie von der University of British Columbia eingesetzt. Dabei wurde jeweils die Ausbreitung des Gasstrahls in einer „kalten“ Einspritzkammer untersucht. Diese Untersuchungen zeigen, dass das Eindringverhalten von Gasstrahlen unter HPDF-Bedingungen mit dem einer Diesel-Einspritzung vergleichbar ist [Miy83], und dass es sich gut mit der bisherigen Theorie zu turbulenten Gas-Freistrahlen deckt [Miy83; Oue96].

Optische Untersuchungen der Verbrennung wurden für das HPDF-Verfahren sehr lange nicht durchgeführt, obwohl entsprechende Versuchsträger und Messtechniken für andere Otto- und dieselmotorische Brennverfahren schon länger eingesetzt werden [z.B. Bow60; Bat88; Mue02; Fuy12]. Abgesehen von einer Arbeit zur diffusiven Wasserstoff-Verbrennung mit *Selbstzündung* (kein HPDF) [Pre00], wurden die ersten optischen RCEM-Grundlagenuntersuchungen zur Methan-HPDF-Verbrennung erst im Jahr 2013 veröffentlicht [Imh13; Tak13]. Weitere Grundlagenuntersuchungen an einer RCEM wurden in einer zu dieser Arbeit parallel laufenden Arbeit innerhalb eines gemeinsamen Forschungsprojekts durchgeführt [Fin18; Fin19; Fin21]. Erste Untersuchungen an volloptischen Forschungsmotoren wurden erst 2017 von Daimler Truck bzw. 2019 von der UBC veröffentlicht [Hat18; Mar19; Kho19; Roc20]. Zur Auslegung und Optimierung von HPDF-Verbrennungskonzepten musste daher lange Zeit auf Erfahrungswerte bzw. Modellvorstellungen aus der Diesel-Brennverfahrensentwicklung zurückgegriffen werden. Die Validierung von CFD-Simulationsmodellen war bis dahin nur anhand globaler Größen, wie Zylinderdruck- und Wärmefreisetzungsverlauf, möglich [Li05]. Erst 2017 wurde eine erste CFD-Simulation einer HPDF-Verbrennung vorgestellt, welche anhand von optischen Verbrennungsaufnahmen validiert wurde [Hat18].

Bezüglich der Phänomenologie der HPDF-Verbrennung besteht weitgehende Einigkeit, dass sich diese – trotz der Verwendung von Gas als Hauptkraftstoff – am ehesten mit einer konventionellen Dieselerverbrennung vergleichen lässt. Bereits sehr frühe experimentelle Untersuchungen konnten eindrucksvoll nahezu deckungsgleiche Zylinderdruckverläufe zwischen einer HPDF- und einer konventionellen Dieselerverbrennung zeigen [Miy83; Ein83; Ein89]. Basierend auf bisherigen experimentellen Untersuchungen lässt sich das HPDF-Verfahren wie folgt charakterisieren:

Bei der „klassischen“ HPDF-Verbrennung erfolgt die Einspritzung und Zündung des Pilotkraftstoffes vor Beginn der Eindüsung des Hauptkraftstoffes. Da das Ziel ist, die Pilotkraftstoffmenge möglichst zu minimieren, ist die Wärmefreisetzung aus dem Pilotkraftstoff (zeitlich vor der Hauptkraftstoff-Einspritzung) meist vergleichsweise gering. Die anschließende Wärmefreisetzung aus dem Hauptkraftstoff zeigt alle Charakteristika einer konventionellen dieselmotorischen Verbrennung, wie sie auch in Abbildung 2.1-1 dargestellt ist: Der Hauptkraftstoff zündet im Allgemeinen nicht sofort an den Pilotflammen, so dass sich bis zur Zündung vorgemischte Bereiche bilden, welche dann in Form eines „Premixed-Peaks“ umgesetzt werden. Wie bei der konventionellen Dieselerverbrennung erfolgt die weitere Wärmefreisetzung mischungslimitiert, d.h. die Wärmefreisetzungsrates ist proportional zur Mischung von Kraftstoff und Luft. Während der Kraftstoffeindüsung ist die Umsetzungsrate daher hoch und folgt näherungsweise der Einspritzrate. Mit dem Ende der Kraftstoffeindüsung fällt einer der Haupttreiber für die Mischung von

Kraftstoff und Luft weg. Die dann noch nicht verbrannten Zonen mischen und verbrennen daher relativ langsam in einer „hyperbelförmigen“ Ausbrandphase [Imh13].

Ein entscheidender Unterschied zur Diesel-Verbrennung ergibt sich im Zustandekommen des Premixed-Peaks: Bei der konventionellen Dieselverbrennung hängt die Zündverzugszeit von der Kraftstoffchemie und den im Brennraum herrschenden Druck- und Temperaturverhältnissen ab. Die Zündverzugszeit und damit die vorgemischt freigesetzte Wärmemenge hängen daher von den Betriebsbedingungen des Motors (z.B. Ansaugluft-Temperatur) ab, und können nicht direkt beeinflusst werden. Beim HPDF-Verfahren ist eine solche Beeinflussung dagegen durch Spätverschieben der Piloteinspritzung relativ einfach möglich, so dass der vorgemischt umgesetzte Energieanteil gezielt erhöht werden kann [Imh13; Fag17b; Boo19; Fin19]. Dies kann vorteilhaft im Hinblick auf niedrige Ruß-Emissionen sein [Fag17b]. Nachteilig ist, dass die vorgemischte Verbrennung zu sehr hohen Druckanstiegsgeschwindigkeiten führt [Fag17b], was wegen der mechanischen Belastung des Motors und dem Verbrennungsgeräusch meist unerwünscht ist.

Im Gegensatz zu Otto-Gasmotoren ergeben sich beim HPDF-Verfahren extrem niedrige Methanemissionen [Gou04; Imh13]. Ein Grund ist, dass kein Gas-Luftgemisch in Spaltvolumen wie z.B. den Feuersteg gelangt, in welche Flamme wegen des geringen Abstands zu den kalten Brennraumwänden nicht eindringen kann. Außerdem liegt durch die diffusive Verbrennung, trotz globalen Luftüberschusses, innerhalb der Diffusionsflamme ein fettes Gemisch vor, was zu lokal hohen Flammentemperaturen und damit einer vollständigen Verbrennung führt. Ein weiterer fundamentaler Unterschied zu Gas-Ottomotoren sind die diesel-typischen, extrem niedrigen zyklischen Schwankungen der Wärmefreisetzung und damit des Zylinderdruckverlaufs. Während bei Ottomotoren die Wärmefreisetzung von der Ausbreitung einer turbulenten Flammenfront durch ein vorgemischtes Gemisch bestimmt wird, wird sie bei Diesel- und HPDF-Motoren von der Mischung der Kraftstoffstrahlen mit der umgebenden Luft bestimmt. Typischerweise sind Mischungsprozesse deutlich stabiler als turbulente Strömungsfelder, welche in Ottomotoren die Flammenausbreitung bestimmen. Verbrennungsanomalien wie Zündaussetzer oder Klopfen kommen deshalb bei HPDF-Motoren ebenfalls nicht vor. Dadurch bestehen bei HPDF-Motoren keine verbrennungsbedingten Limitierungen, beispielsweise des Verdichtungsverhältnisses oder des globalen Luftverhältnisses.

Ein Nachteil gegenüber Gas-Ottomotoren ist das Diesel-typische Verhalten der Ruß- und Stickoxid-Emissionen. Eine vorgemischte, ottomotorische Verbrennung spielt sich in dem in Abbildung 2.1-3 gezeigten Phi-T-plot immer auf einer waagrechten Linie, zwischen Mischungstemperatur und der vom gewählten Luftverhältnis bestimmten adiabaten Flammentemperatur ab. Selbst bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren ($\lambda = \varphi = 1$) werden dadurch die für Rußbildung kritischen fetten Luftverhältnisse komplett vermieden. Bei homogenen Magerbrennverfahren (typisch: $\lambda = 1,5 \dots 2,0$ / $\varphi = 0,67 \dots 0,50$) wird zusätzlich durch das hohe Luftverhältnis die adiabate Flammentemperatur soweit abgesenkt, dass die NO_x-Bildung signifikant reduziert wird. Beim Diesel- und HPDF-Brennverfahren muss dagegen immer der gesamte Bereich von reinem Kraftstoff ($\varphi = \infty$) bis idealerweise zum mittleren globalen Luftverhältnis durchlaufen werden. Es ergibt sich daher der schon in Kapitel 2-1 für Dieselmotoren beschriebene Ruß-NO_x-Tradeoff [Pfl11]. Durch eine Steigerung des Gas-Einspritzdrucks kann, wie von

2. Grundlagen und Stand des Wissens

konventionellen Dieselmotoren bekannt, der Ruß-NO_x-Kraftstoffverbrauchs Tradeoff zu günstigeren Werten verschoben werden [McT15]. In einer Untersuchung von Jones wurde mithilfe der C14-Methode und dem Einsatz von Biodiesel als Pilotkraftstoff untersucht, zu welchen Anteilen die Ruß-Emissionen aus der Pilotflamme bzw. aus der diffusiven Gasverbrennung selbst stammen [Jon05]. Der größte Anteil der Rußemissionen stammt demzufolge aus der diffusiven Gasverbrennung, nur ein kleiner Anteil (4% ... bei niedrigen Lasten 40%) vom Pilotkraftstoff. Interessanterweise wurde auch festgestellt, dass eine Erhöhung der Pilotmenge eine Hebelwirkung auf die Rußemissionen der Gasverbrennung hat. So führte eine Steigerung der Pilotmenge um 75% einerseits zu einem Anstieg der Rußemissionen aus dem Pilotkraftstoff (+15...40%), aber auch zu einem signifikanten Anstieg der Rußemissionen aus der diffusiven Gasverbrennung (+30...86%).

Wegen der mischungskontrollierten Verbrennung ist zu erwarten, dass sich das HPDF-Verfahren sehr gut für alternative Kraftstoffe eignet, deren Brenneigenschaften in ottomotorischen Verfahren teilweise schwer handhabbar sind. Bis jetzt sind in der Literatur erfolgreiche Untersuchungen mit Methanol [Sto16; May16], LPG (C₃H₈/ C₄H₁₀) [May19a] sowie Methan-Wasserstoff-Mischungen bekannt [McT06]. Mit reinem Wasserstoff sind bis jetzt nur Versuche zu einem ähnlichen diffusiven Brennverfahren bekannt, bei denen aber die Selbstzündung des Wasserstoffs angestrebt wurde [Pre00; Rot00]. Wie anhand theoretischer Berechnungen in Abbildung 2.1-4 gezeigt, hat die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffs auch in der Praxis einen großen Einfluss auf die Ruß- und NO_x-Emissionen. Die genannten Untersuchungen bestätigen die erwartete stabile, mischungskontrollierte Verbrennung, sowie den anhand der Theorie zu erwartenden Einfluss der Kraftstoffchemie auf die Emissionen.

Ziel dieser Arbeit ist es, durch Verbrennungsuntersuchungen an einem Optikmotor einerseits das phänomenologische Verständnis des Brennverfahrens zu erweitern, und andererseits Validierungsdaten für CFD-Simulationen in einer parallel laufenden Arbeit von Stephanie Frankl [Fra21b] zur Verfügung zu stellen. Dabei soll vor allem auf Aspekte eingegangen werden, die durch bisherige Optikmotor-Untersuchungen noch nicht abgedeckt sind:

Gasdruck: Die vier Arbeiten, in denen die HPDF-Verbrennung bisher an volloptisch zugänglichen Forschungsmotoren untersucht wurde, nutzen alle den Westport-HPDI-Injektor. Der maximale Gasdruck liegt bei 220 bar. Zusätzlich ist bei dem Westport-System der Pilotdiesel-Raildruck fest an den Gasdruck gekoppelt (typischerweise Gasdruck + ca. 10...15 bar). In dieser Arbeit wurden dagegen Gasdrücke bis 500 bar (mit 500 bar als „Standardfall“) untersucht. Durch den vom Forschungspartner Woodward L'Orange entwickelten Prototypeninjektor werden zudem unabhängig einstellbare Pilot-Einspritzdrücke bis 1200 bar ermöglicht. Lediglich in zwei Einzelstrahl-Verbrennungsuntersuchungen an RCEMs (ohne Einfluss von Brennraumströmung und Wandinteraktion) wurden bisher ähnliche Gas-Einblasedrücke (bis 475 bzw. 490 bar) untersucht [Imh13; Fin21]. Selbst bei den konventionellen Verbrennungsuntersuchungen ist bisher nur eine Arbeit bekannt, in der gasförmige Kraftstoffe bei > 300 bar Einblasedruck (bis 600 bar) untersucht wurden [McT15].

Motorgröße und Betriebspunkt: Die bisherigen Optikmotor-Untersuchungen wurden an Versuchsträgern in LKW-Größe, mit einem Zylinder-Hubraum von 2,0 bzw. 2,13 L durchgeführt. Es wurden Teillast-Betriebspunkte mit standardmäßig 10...12 bar (in Variationen bis 15 bar) indiziertem Mitteldruck

untersucht [Hat18; Mar19; Kho19; Roc20]. Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung an einem Volloptik-Motor mit 4,8 L Zylinderhubraum – diese Motorenklasse kommt z.B. in Schiffen, oder ähnlich leistungshungrigen Anwendungen wie z.B. Lokomotiven oder Grubenfahrzeugen zum Einsatz. Die Untersuchungen sollen außerdem bei Bedingungen durchgeführt werden, die bei modernen Motoren dieser Leistungsklasse der Vollast entsprechen (Indizierter Mitteldruck 22 ... 24 bar).

Kraftstoffe: Es sind bis jetzt keine Arbeiten bekannt, in denen der Einfluss verschiedener Kraftstoffe (Methan, Methanol, Wasserstoff) unter ansonsten gleichen Bedingungen (d.h. gleiche Einspritzausrüstung, gleicher Motorbetriebspunkt) optisch untersucht wurde. Auch ein optischer Vergleich mit einer konventionellen Dieselerbrennung (bei gleicher Last / gleichem Betriebspunkt) wurde bis jetzt nur in einer RCEM anhand eines einzelnen Diesel- und Gasstrahls, ohne Einfluss von Brennraumströmung und Wandinteraktion, untersucht [Imh13].

Parametervariationen: Einige der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Parametervariationen wurden in bisherigen optischen Untersuchungen noch nicht behandelt, z.B. der Einfluss von sehr niedrigen Motorlasten (Kap. 4.2), einer geteilten Gaseindüsung (Kap. 4.5) oder einer ca. 40% Laststeigerung bei gleichem globalen Luftverhältnis (Kap. 4.10). Bei anderen Parametervariationen gibt es in bisherigen Arbeiten zwar grundsätzlich schon ähnliche Studien – wegen der sehr unterschiedlichen Randbedingungen (Gasdruck, Motorlast, Brennraumdruck / Luftdichte bei Start der Einspritzung, Motorgröße) sind aber in dieser Arbeit andere Ergebnisse bzw. Auswirkungen der variierten Parameter zu erwarten. Beispielsweise führt ein höherer Gasdruck (500 bar) bei einer Variation des relativen Timings der Piloteinspritzung zu einer deutlich intensiveren Vormischung von Gas und Luft, und somit zu einem wesentlich geringeren diffusiven Verbrennungsanteil.

Die vorliegende Arbeit ist eine Ergänzung zu bisherigen optischen Untersuchungen des Brennverfahrens. Sie verfolgt zwei Hauptziele: Einerseits, das phänomenologische Verständnis zu erweitern, beispielsweise um den Einfluss der oben genannten Randbedingungen, welche sich teilweise erheblich von bisherigen (insbesondere optischen) Untersuchungen des Brennverfahrens unterscheiden [Hat18; Mar19; Kho19; Roc20]. Andererseits sollen Validierungsdaten zur Entwicklung von CFD-Simulationsmodellen des Brennverfahrens bereitgestellt werden. In der Arbeit von Stephanie Frankl [Fra21b], ist ein solches Modell beschrieben, welches mit Messdaten aus dieser Arbeit validiert wurde.

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

In diesem Kapitel werden Versuchsaufbau und Messtechnik, die Methodik der Versuchsdurchführung sowie die Auswertemethodik beschrieben. Kapitel 3.1 beschreibt den optisch zugänglichen 4,8 l Forschungsmotor, welcher im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelt wurde. In Kapitel 3.2 wird das Strömungsfeld im OT gezeigt, das mittels PIV-Messtechnik untersucht wurde. Kapitel 3.3 zeigt den von Woodward-L'Orange entwickelten HPDF-Experimentalinjektor, sowie das für dessen Betrieb notwendige Kraftstoff- und Sicherheitssystem. Kapitel 3.4 beschreibt die zur Verbrennungsdiagnostik eingesetzte optische Messtechnik, Kapitel 3.5 die Aufbereitung und Auswertung der optischen Aufnahmen. Kapitel 3.6 behandelt dazu einen Spezialaspekt – die Auswertung von Rußkonzentration und Flammentemperatur mittels der 2-Farben-Methode. In Kapitel 3.7 wird schließlich die Prüfstands-Infrastruktur kurz beschrieben, und der experimentelle Ablauf eines Messpunktes erklärt.

3.1. Optisch zugänglicher Forschungsmotor

Die Grundkonstruktion des in dieser Arbeit verwendeten Optikmotors ist im Rahmen einer Vorgängerarbeit [Kor15a; Kor20; Kor21] entstanden und verwendet das Kurbelgehäuse sowie den Ventiltrieb eines zuvor am Lehrstuhl entwickelten, modular aufgebauten konventionellen Einzylinder-Forschungsmotors [Wül15]. In Hub und Bohrung, sowie beim verwendeten Zylinderkopf entspricht der Forschungsmotor der MTU-4000 Baureihe.

Die Weiterentwicklung des Motors in dieser Arbeit betrifft zum einen den optischen Kolben, der durch eine komplette Neukonstruktion ersetzt wurde. Außerdem wurde der seitliche optische Brennraumzugang erstmalig aufgebaut und in Betrieb genommen. Im Rahmen der Arbeit wurde er später für einen Betrieb bei hohen Lasten weiterentwickelt.

Beim Optikkolben konnte durch die Neukonstruktion eine dauerfeste Auslegung aller Metallbauteile bis 300 bar Spitzendruck, sowie gleichzeitig eine Vergrößerung des optischen Zugangs auf $\varnothing 105\text{mm}$ erreicht werden. Die zylindrische Kolbenmulde ist direkt in den Glaseinsatz des Optikkolbens eingearbeitet (Abb. 3.1-2). Dadurch ist das Muldenvolumen für eine seitliche Beleuchtung zugänglich, was z.B. die Anwendung der PIV- oder Mie-Streulicht-Messtechnik auch innerhalb der Kolbenmulde ermöglicht. Durch Verwendung eines neuen Dichtkonzepts mit Kolbendichtungen aus dem Pneumatik- bzw. Hydraulikbereich konnte eine nahezu hermetische Abdichtung des Brennraums erreicht werden. Dies ist vor allem bei hohen Lasten wichtig, da hier die zuvor verwendeten geschlitzten PTFE-Graphit-Kolbenringe zu einem hohen Blow-By und einem signifikanten Verlust an Arbeitsgas während des Hochdruckteils eines Arbeitsspiels führten. Weitere Details zur konstruktiven Gestaltung des Optikkolbens und dessen FEM-gestützten dauerfesten Auslegung auf 300 bar Spitzendruck sind in [Gle19] beschrieben. Abbildung 3.1-1 zeigt den finalen, für die in Kapitel 4 gezeigten Untersuchungen verwendeten Konstruktionsstand. Einige technische Daten sind in Tabelle 3.1-1 zusammengefasst.

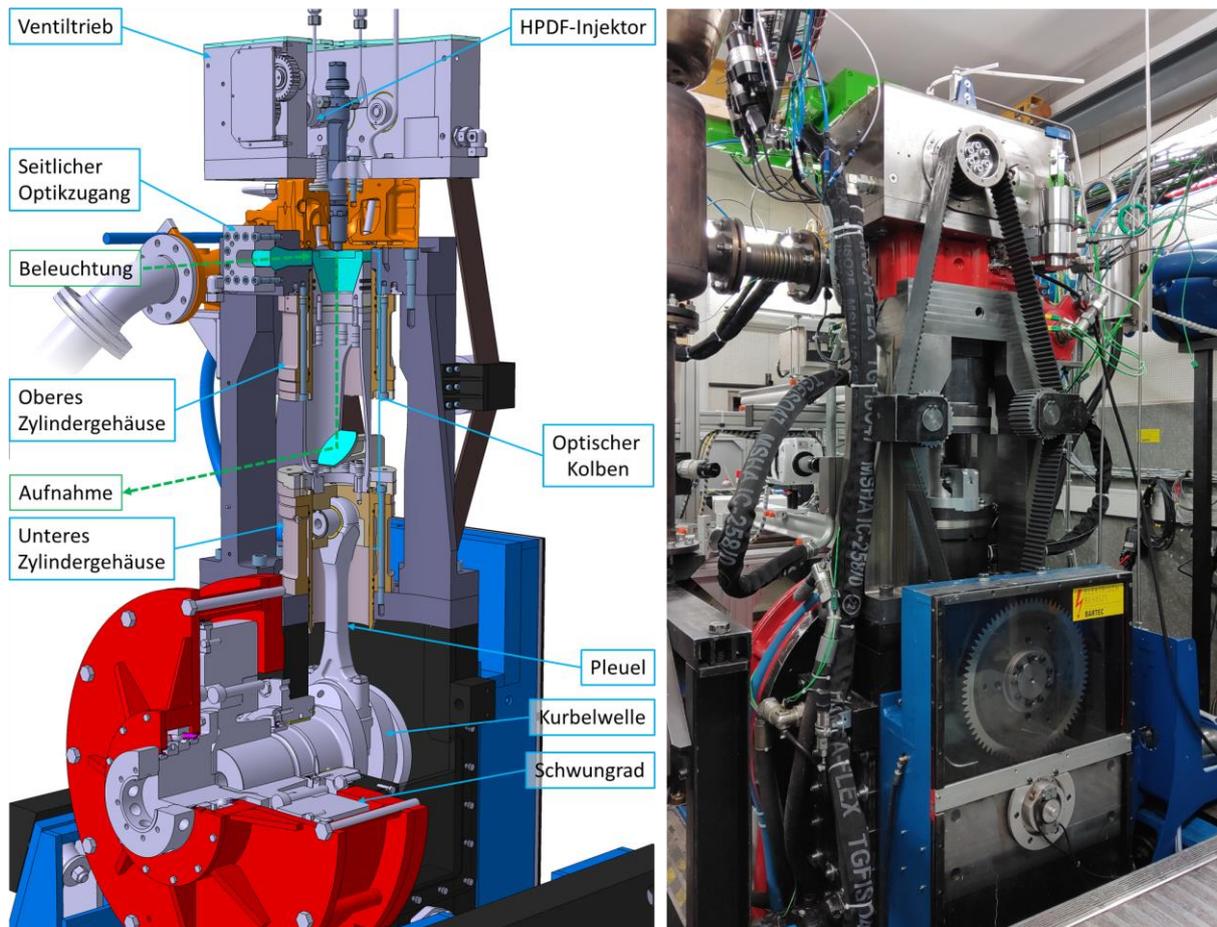


Abbildung 3-1 der 4,77 L optische Forschungsmotor des LVK

Parameter	Wert
Bohrung x Hub	170mm x 210mm
Pleuellänge	480mm
Hubraum	4,77 L
Verdichtungsverhältnis	Anpassbar 11 ... 19 / diese Arbeit: 17
Optischer Zugang - Kolben	Kolbenfenster $\varnothing 105\text{mm}$ / Kolbenmulde ($\varnothing 120\text{mm}$) komplett sichtbar durch Sichtkegelwinkel der Kameras
Optischer Zugang - Seitlich	120mm x 36mm / direkt unterhalb des Feuerdecks gesamter Brennraum optisch zugänglich (durch Lichtbrechung an gekrümmter Innenseite des Glaseinsatzes)
Spitzendruck	300 bar (Dauerfestigkeit für alle Metallbauteile)

Tabelle 3-1 Technische Daten des 4,77 L optischen Forschungsmotors

Der seitliche Optikzugang wurde ursprünglich im Rahmen einer Vorgängerarbeit [Gle14; Kor15b; Kor21] konzipiert. Für den Betrieb bei hohen Lasten wurde auch hier die Konstruktion nochmals überarbeitet –

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

der finale Stand ist in Abbildung 3.1-2 gezeigt. Die konstruktiv größte Herausforderung ist der geringe Abstand zwischen dem Glaseinsatz und den oberhalb liegenden Kühlbohrungen des Zylinderkopfes.

Um einen direkten Glas-Metall-Kontakt zu vermeiden, sitzt der Glaseinsatz in einem 1,5mm starken PTFE-Frästeil in einer seitlichen Tasche des Optikmotorgestells. Die auf den Glaseinsatz nach außen wirkende Brennraumdruckkraft wird von einem Halter aufgenommen, mit dem dieser – ähnlich wie der Glaseinsatz des Optikkolbens – auf einer konischen Klebefläche verklebt ist. Zwischen Gestell und Zylinderkopf erfolgt die Abdichtung durch einem O-Ring, da mit einer konventionellen Zylinderkopfdichtung (Weichstahling) nicht die notwendige Flächenpressung erreicht werden kann. Im vorderen Bereich wird des Glaseinsatzes wird anstatt der Teflon-Schutzhülle ein Frästeil aus dem Spezialkunststoff „Vespe-SP1“ verwendet, da Teflon bei hohen Lasten keine ausreichende Temperaturbeständigkeit besitzt.

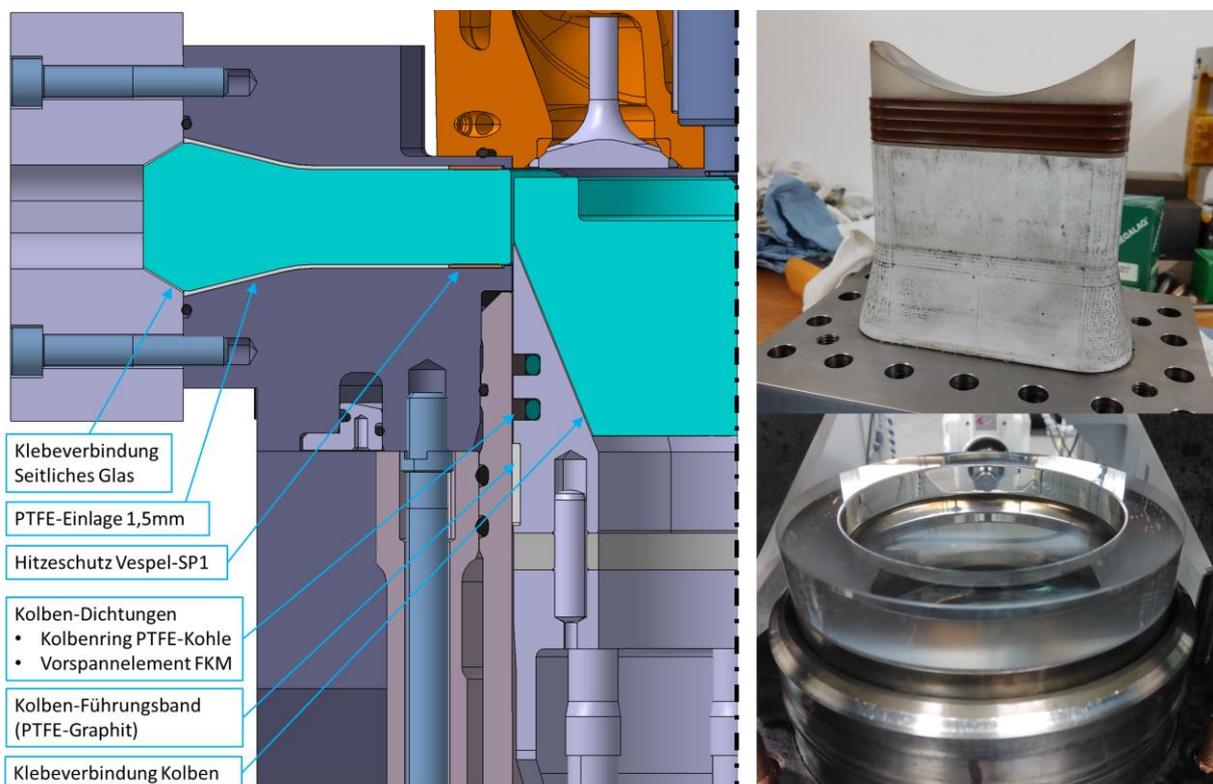


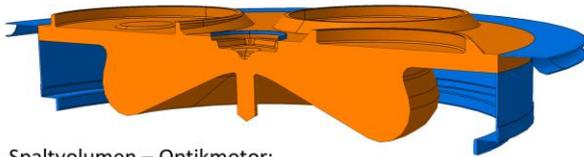
Abbildung 3-2 Details der optischen Zugänge des Forschungsmotors

Mit dem gezeigten Aufbau konnten erfolgreich Betriebspunkte mit bis zu 33 bar indiziertem Mitteldruck und bis über 300 bar Spitzendruck vermessen werden (vgl. Kapitel 4.10). Eingeschränkt wird der Betrieb hauptsächlich durch den Wärmeeintrag im vorderen Bereich des seitlichen Optikzugangs, der auch schon bei längerem Schleppbetrieb mit hohen Ladedrücken kritisch ist. Zukünftige weitere konstruktive Optimierungen sollten daher vor allem darauf abzielen, die Wärmeabfuhr aus diesem Bereich zu verbessern.

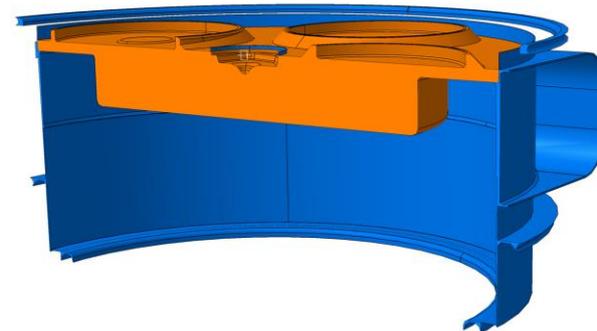
Abbildung 3.1-3 zeigt das Kompressionsvolumen des Optikmotors, verglichen mit dem entsprechenden Kompressionsvolumen eines Serien-Dieselmotors. Prinzipbedingt haben Spaltvolumen mit hohem Oberfläche-/Volumen-Verhältnis beim Optikmotor einen größeren Anteil. Bei der hier verwendeten

Konfiguration ($\varepsilon = 17$) liegt der Anteil der Spaltvolumen bei ca. 10% des Gesamtvolumens im oberen Totpunkt (OT). Dies ist knapp dreimal so viel wie in einem vergleichbaren konventionellen Dieselmotor.

Spaltvolumen – Serienmotor:



Spaltvolumen – Optikmotor:



		Serienmotor	Optikmotor
Hubraum	[l]	4,77	4,77
OT-Volumen Kernbrennraum	[l]	0,2912	0,2698
OT-Volumen Spalte	[l]	0,0106	0,0304
OT-Volumen Gesamt	[l]	0,3018	0,3002
Spaltvolumen Anteil	[%]	3,52	10,12
Epsilon - Gesamt	[-]	16,79	16,88
Epsilon - nur Kernbrennraum	[-]	17,37	18,67
Oberfläche - Kernbrennraum	[mm ²]	60.417	57.524
Oberfläche - Spaltvolumen	[mm ²]	59.114	117.875
O/V Kernbrennraum	[mm ² /mm ³]	0,207	0,213
O/V Spaltvolumen	[mm ² /mm ³]	5,572	3,880

Abbildung 3-3 Kompressionsvolumen von Optik- und Serienmotor

Wegen des hohen Oberfläche-Volumen-Verhältnisses der Spaltvolumen wird aus diesen Volumens überproportional viel Wärme an die umgebenden Bauteile abgeführt, so dass die Lufttemperatur dort in der Nähe der entsprechenden Wandtemperaturen liegt. In einem Druckverlaufsanalyse-Modell für den Optikmotor [Wal18] wurden die Spaltvolumen als separate Zone berücksichtigt. Bei einem Verdichtungsverhältnis von 17 und einem Spaltvolumen-Anteil von 10% befindet sich im OT wegen der höheren Luftdichte etwa 20% der im Zylinder befindlichen Luftmasse in den Spaltvolumen (vgl. Abbildung 3.1-4).

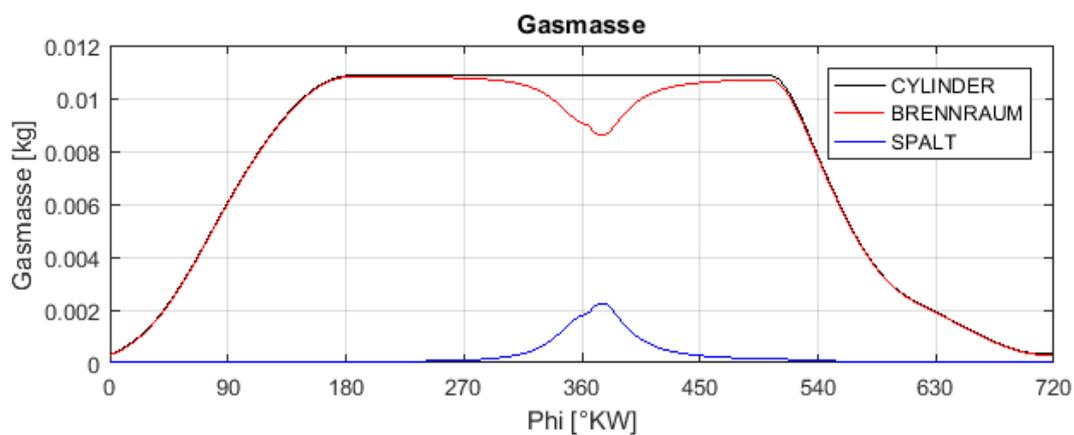


Abbildung 3-4 Aufteilung der Luftmasse auf Kernbrennraum und Spaltvolumen

Wärmeverluste, sowie (beim Optikmotor kaum relevante) Massenverluste durch Blow-By an den Kolbenringen sind die zwei wesentlichen Ursachen für den sogenannten „thermodynamischen Verlustwinkel“, d.h. die Tatsache dass das Brennraumdruck-Maximum im geschleppten Betrieb einige zehntel Grad Kurbelwinkel vor dem tatsächlichen oberen Totpunkt auftritt. Um den Einfluss der überproportional

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

großen Spaltvolumen zu charakterisieren, wurde der thermodynamische Verlustwinkel für den Optikmotor bestimmt. Mit einem induktiven Abstandssensor (vgl. Abbildung 3.1-5) wird dafür ein zum Kolbenweg proportionales Signal erzeugt, um daraus den realen OT zu ermitteln.

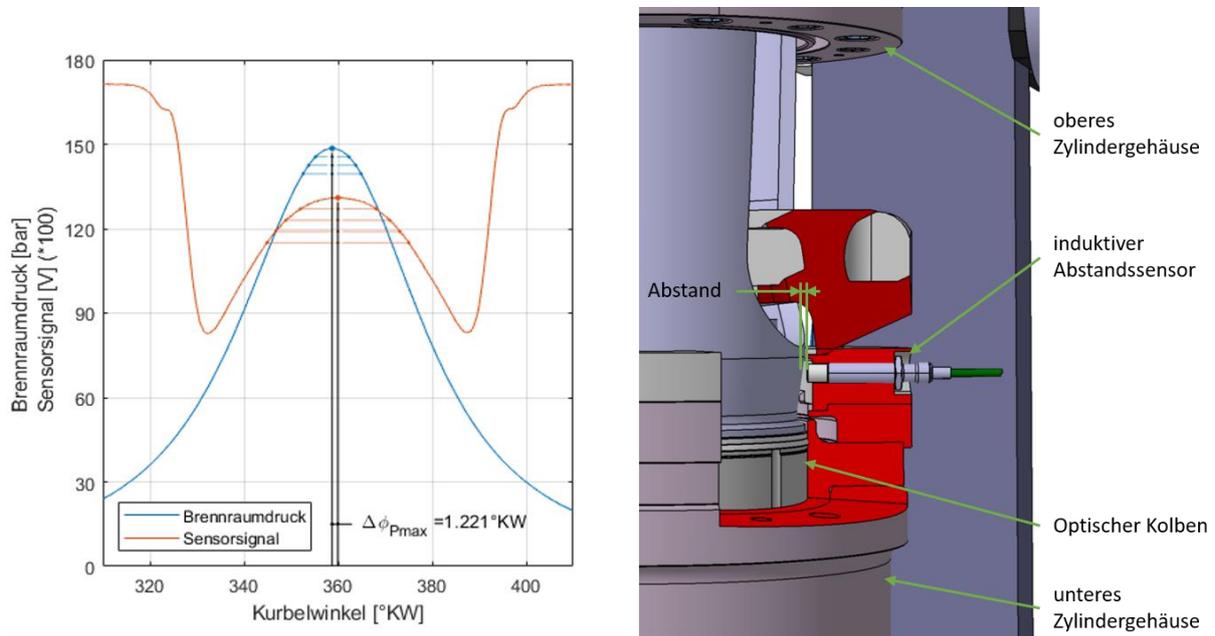


Abbildung 3-5 Bestimmung des thermodynamischen Verlustwinkels

Die Kurbelwinkel-Lage des maximalen Brennraumdrucks sowie die maximalen Kolbenposition werden gemittelten Verläufen (50 ASP pro Messpunkt) ermittelt. In vier geschleppten Messungen bei 750 U/min, bei denen das Kolbenweg-Signal mit aufgezeichnet wurde, ergaben sich thermodynamische Verlustwinkel von 1,15 ... 1,30 °KW. In konventionellen Motoren ohne optischen Zugang und dementsprechend vergrößerten Spaltvolumen sind je nach Drehzahl thermodynamische Verlustwinkel von ca. 0,5...1,0 °KW typisch [Roc85; Pip07].

3.2. Strömungsfeld im Brennraum (PIV)

Das Strömungsfeld im Brennraum unmittelbar vor Beginn der Kraftstoffeinspritzung ist eine wichtige Randbedingung für den anschließenden Verbrennungsprozess. Mithilfe der PIV-Messtechnik („Particle Image Velocimetry“) wurde es deshalb für verschiedenen Drehzahlen, Ladedrücke und Einlass-Nockenwellen bei einer Kurbelwinkelstellung von 350°KW (10°KW vor Zünd-OT) vermessen. Der Laserlichtschnitt wurde 15mm unterhalb des Feuerdecks platziert, so dass die Ebene, für die das Strömungsfeld vermessen wird bei 350°KW in etwa auf halber Höhe der Kolbenmulde liegt (vgl. Abbildung 3.2-1). Als Tracer-Partikel kommen Titandioxid-Partikel mit einem mittleren Durchmesser (d_{50}) von $6,0 \mu m$ zum

Einsatz. Für den Lichtschnitt wird ein 532nm Doppelpuls laser (Litron Nano TI-200-15 PIV) verwendet. Weitere Details zum Versuchsaufbau und zur Auswertemethodik sind in [Gle19] beschrieben.

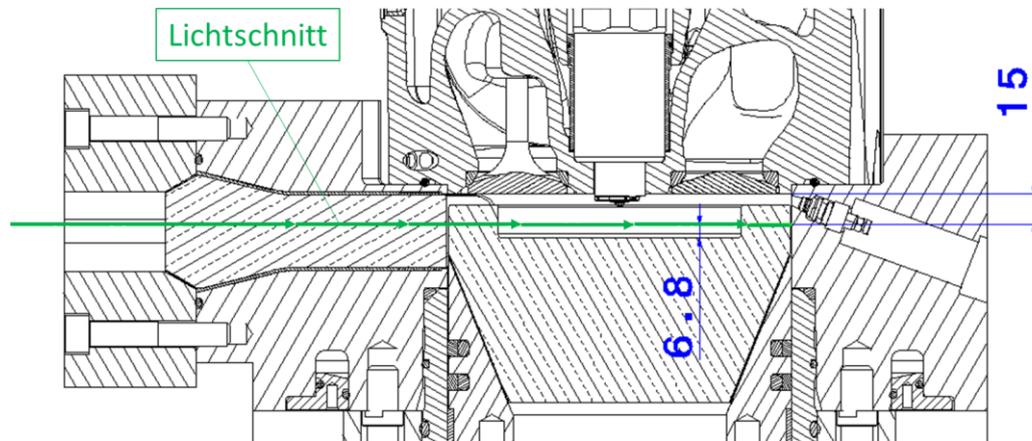


Abbildung 3-6 Lichtschnittposition für die PIV-Untersuchungen des Strömungsfeldes

Das Strömungsfeld im Brennraum wird für verschiedene Drehzahlen (450 und 750 U/min), sowie verschiedene Luftmassen im Brennraum (eingestellt über den Ladedruck) vermessen. Aus einer Vorgängerarbeit [Wül15] sind für den Forschungsmotor verschiedene Einlass-Nockenwellen vorhanden. Es werden füllungsoptimierten Nockenwelle („MaxF“), sowie einer Miller-Nockenwelle mit geringerem Maximalhub und Einlass-Schluss ca. 60°KW vor UT („Miller1“) untersucht (vgl. Abbildung 3.2-2). Bei dem verwendeten Zylinderkopf sind die Einlassventile mit einer sogenannten „Sitzdrallfase“ versehen, die durch einseitige Maskierung der Einlassventile bei niedrigen Ventilhuben eine zusätzliche Drallströmungskomponente erzeugt (vgl. Abb. 3.2-2).

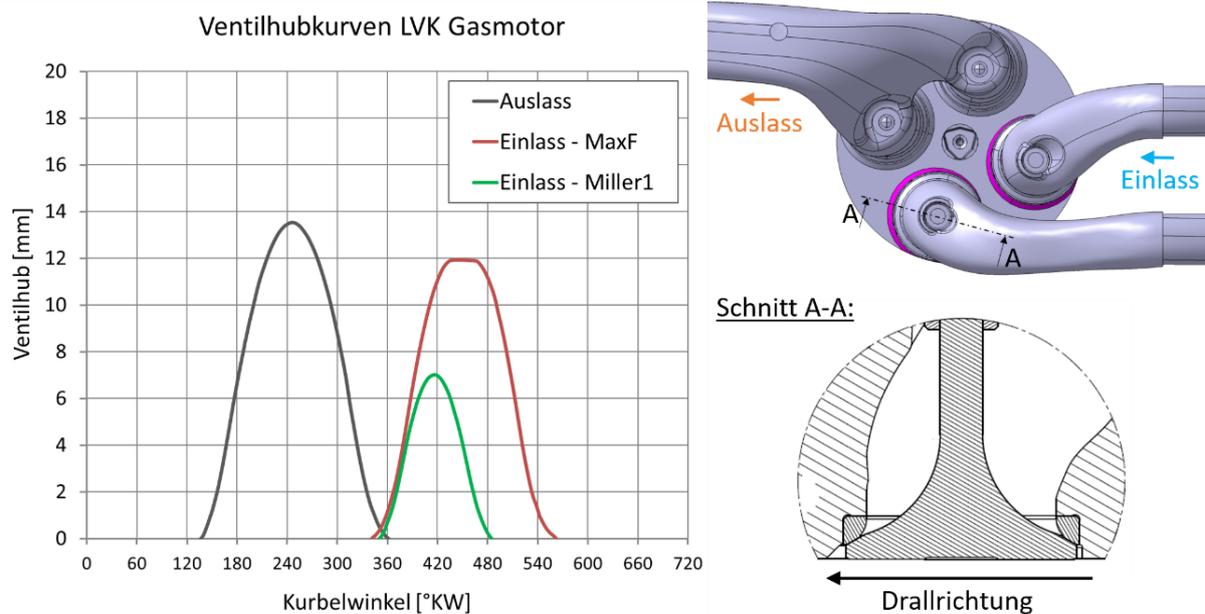


Abbildung 3-7 Untersuchte Ventilhubkurven, Sitzdrallfase an den Einlassventilen

Für die Strömungsfeldberechnung werden im geschleppten Betrieb einzelne PIV-Aufnahmen in 100 aufeinander folgenden Arbeitsspielen aufgezeichnet und ausgewertet. Die nachfolgend gezeigten

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

Ergebnisse sind jeweils Mittelwerte aus diesen 100 separat berechneten Strömungsfeldern. Abbildung 3.2-3 zeigt beispielhaft den Vergleich eines einzelnen Strömungsfeldes mit dem Mittelwert.

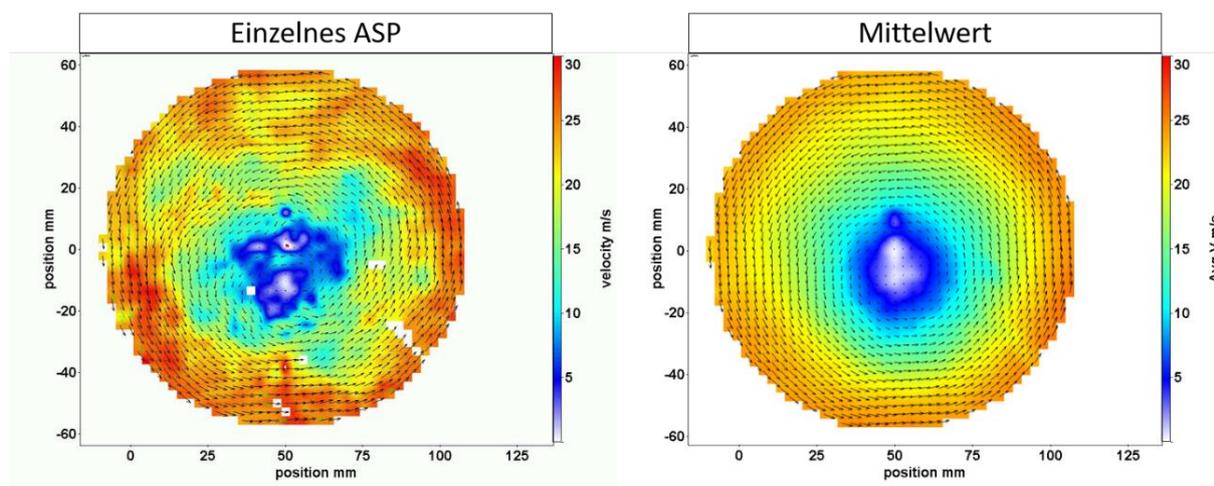


Abbildung 3-8 PIV-Strömungsfeld: Einzelnes Arbeitsspiel vs. Mittelwert aus 100 Zyklen

Tabelle 3.2-1 gibt einen Überblick über die untersuchten Betriebspunkte. Die fett gedruckten Betriebspunkte Nr. 3 und 7 sind jeweils die Referenzpunkte. In den Variationen wurde der Einfluss einer um 40% abgesenkten Drehzahl, sowie eines um 33% niedrigeren bzw. höheren Ladedrucks untersucht.

Nr.	Nockenwelle	Drehzahl	p_{Ladeluft}	T_{Ladeluft}	Luftmassenstrom	Luftmasse / ASP
[-]	[-]	[U/min]	[bar]	[°C]	[kg/h]	[g/ASP]
1	MaxF	450	2,1	45	142,1	10,5
2	MaxF	750	1,4	45	147,3	6,6
3	MaxF	750	2,1	45	222,0	9,9
4	MaxF	750	2,8	45	296,5	13,2
5	Miller1	450	3,6	45	153,6	11,4
6	Miller1	750	2,4	45	147,2	6,6
7	Miller1	750	3,6	45	222,2	9,9
8	Miller1	750	4,8	45	298,5	13,2

Tabelle 3-2 Betriebspunkte für die PIV-Untersuchungen des Strömungsfeldes

Abbildung 3.2-4 zeigt einen Vergleich der beiden Nockenwellen, jeweils bei der Referenz-Luftmasse von 222 kg/h. Die Geschwindigkeitsfelder bei MaxF- und Miller-Nockenwelle sind grundsätzlich ähnlich, bei der Miller-Nockenwelle werden jedoch 2...3-mal so hohe Strömungsgeschwindigkeiten erreicht. Dies ist ein direkter Effekt der Sitzdrallfase, deren einseitige Maskierung an den Einlassventilen vor allem bei den niedrigeren Ventilhuben der Miller-Nockenwelle wirkt.

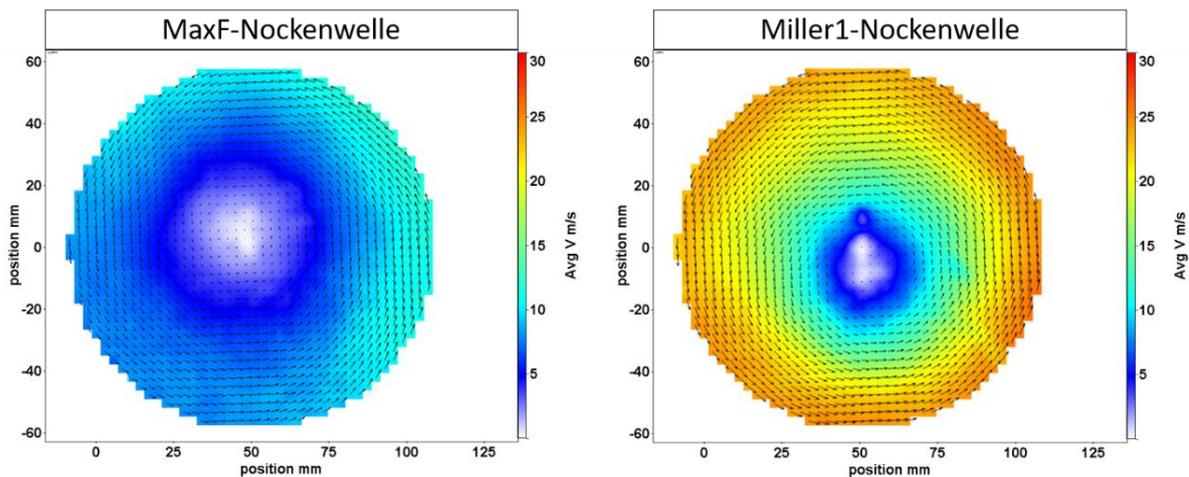


Abbildung 3-9 Einfluss der Ventilhubkurve auf das Strömungsfeld

Abbildung 3.2-5 zeigt eine direkte Gegenüberstellung der in Tabelle 3.2-1 gezeigten Betriebspunkte, anhand von horizontalen und vertikalen Geschwindigkeitsprofilen durch die Zylindermitte. Im Hintergrund ist jeweils ein Mittelwertbild der PIV-Aufnahmen gezeigt, die blau eingezeichneten Geschwindigkeitsvektoren stellen den Referenzfall mit der Miller-Nockenwelle dar.

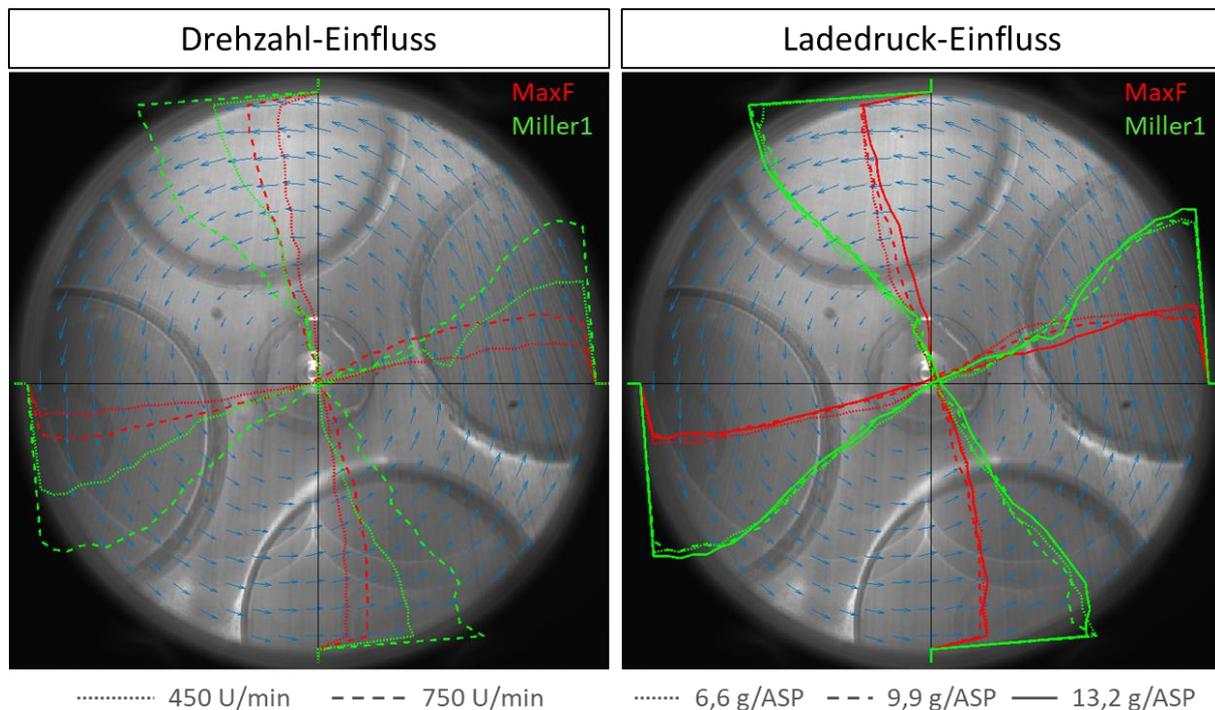


Abbildung 3-10 Einfluss von Motordrehzahl und Ladedruck auf das Strömungsfeld

Die Auswertung des Drehzahleinflusses zeigt, dass sich das Strömungsfeld annähernd linear zur Motordrehzahl verhält. Eine 40% niedrigere Motordrehzahl führt also auch zu einem ca. 40% niedrigeren Niveau der Strömungsgeschwindigkeit, bei einem ansonsten aber ähnlichen Strömungsfeld. Wird die Winkelgeschwindigkeit der Drallströmung auf die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle bezogen ($^{\circ} / ^{\circ}KW$), bleibt diese in erster Näherung konstant.

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

Auf den ersten Blick überraschend ist, dass der Ladedruck (bzw. die pro Arbeitsspiel angesaugte Luftmasse) im Rahmen der Messgenauigkeit keinen Einfluss auf das Strömungsfeld hat. Bei näherer Betrachtung ist dies aber sehr plausibel, da mit einem höheren Ladedruck (und entsprechend angepasstem Abgasgedruck, hier 80% des Ladedrucks) nur die Luftdichte im Einlasskanal und im Zylinder steigt. Das für die Strömungsgeschwindigkeit während des Ansaugvorgangs relevante Druckverhältnis zwischen Einlasskanal und Zylinder ändert sich dabei nicht.

Wie in Abbildung 3.2-5 zu sehen ist, fällt bei allen Punkten, insbesondere bei denen mit der Miller-Nockenwelle und hohem Drall, die Winkelgeschwindigkeit der Drallströmung zum Rand der Kolbenmulde hin ab. Dadurch ergibt sich im Randbereich der Kolbenmulde eine Scherströmung. Wird in diesen Bereich Kraftstoff eingebracht, führt das Scherströmungsfeld automatisch zu einer Vermischung von Kraftstoff und Luft (bei einem „Blockdrall“ mit bis zum Rand hin konstanter Winkelgeschwindigkeit wäre das nicht der Fall). In [Gle19] konnte gezeigt werden, dass das höhere Drallniveau der Miller-Nockenwelle zumindest bei niedrigen Gasdrücken (300 bar) für eine bessere Mischung und damit für eine schnellere Umsetzung in der Ausbrandphase sorgt. Für die in Kapitel 4 dieser Arbeit gezeigten Verbrennungsuntersuchungen wird deshalb ausschließlich die Miller1-Nockenwelle verwendet.

Die Erkenntnis, dass die Miller-Nockenwelle im Vergleich mit einer füllungsoptimierten Steuerzeit zu einer intensiveren Drallströmung führt, ist der hier verwendeten speziellen Konfiguration mit Sitzdrallfasen an den Einlassventilen zuzuschreiben. Dies sollte auf keinen Fall verallgemeinert werden. Wird der Drall beispielsweise durch einen schneckenförmigen Drallkanal oberhalb des Ventil Sitzes erzeugt, ergeben sich mit einer Miller-Nockenwelle im Bereich der Drallschnecke niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten. Bei einer solchen Konstruktion würde sich daher vermutlich ein komplett gegensätzliches Verhalten ergeben, d.h. mit zunehmendem „Miller-Grad“ wird die Drallströmung im Zylinder schwächer [Wül15].

3.3. HPDF-Injektor und Kraftstoffsystem

Abbildung 3.3-1 zeigt den HPDF-Experimentalinjektor, der vom Forschungspartner Woodward L'Orange entwickelt und für die hier beschriebenen Arbeiten zur Verfügung gestellt wurde. Bei dem Injektor sind drei Gasnadeln um eine zentrale Dieselnadel herum angeordnet. Abhängig von der Zahl der Gas-Bohrungen pro Sackloch lassen sich damit 6 oder 9 Gasstrahlen realisieren. Der zentrale Dieselinjektor besteht aus den Komponenten eines konventionellen Serien-Dieselinjektors und ist funktionell – abgesehen von dem gemeinsamen Gehäuse – von dem Gasinjektor getrennt. Die Gasnadeln werden über einen Hydraulikdruck („Steueröl“) aktuiert, welcher wiederum über ein im Injektor integriertes elektromagnetisches Ventil („3/2-Wege-Ventil“) gesteuert wird. Zur internen Abdichtung, vor allem zwischen den Gasnadeln und dem Gehäuse, wird zudem ein „Sperröl“-Druck benötigt. Der am Injektor anliegende Sperröldruck muss zu jeder Zeit größer als der anliegende Gasdruck sein, um eine Gasleckage nach außen, bzw. ins Sperröl- und Steuerölsystem zu verhindern. Prinzipbedingt kommt es dabei zu einer geringfügigen Leckage von Sperröl in das Hochdruck-Gas-System, so dass kleine Mengen Sperröl mit der Gaseindüsung in den Brennraum gelangen. Der Injektor kann gasseitig bis 500 bar

betrieben werden. Dieselseitig sind im „Diesel-only-Modus“ (d.h. wenn kein Hochdruck-Gas eingedüst wird) bis zu 1800 bar Raildruck möglich. Im HPDF-Betrieb ist der Pilotdiesel-Raildruck auf 1200bar limitiert – darüber besteht die Gefahr, dass aufgrund der elastischen Verformung des gemeinsamen Düsenkörpers die Gasnadeln in deren Führungen zu klemmen beginnen. Weitere Details zur Konstruktion und zur Funktionsweise des HPDF-Injektors sind in [Wil21] beschrieben.



Abbildung 3-11 HPDF-Experimentalinjektor von Woodward L'Orange

Zum Betrieb des Injektors wird ein Mediensystem benötigt, das Hochdruckgas, Steueröl, Sperröl sowie den Pilot-Diesel bereitstellt. Durch eine entsprechende Automatisierung muss außerdem sichergestellt sein, dass Hochdruckgas nur dann am Injektor anliegen kann, wenn der erforderliche Sperröldruck bereits anliegt. Außerdem soll zwischen dem Anlegen des Sperröldrucks und der ersten Gaseinspritzung möglichst wenig Zeit vergehen, in der sich Sperröl-Leckage im Gassystem ansammelt. Das im Rahmen dieser Arbeit für die genannten Anforderungen entwickelte Mediensystem ist in Abbildung 3.3-2 skizziert.

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

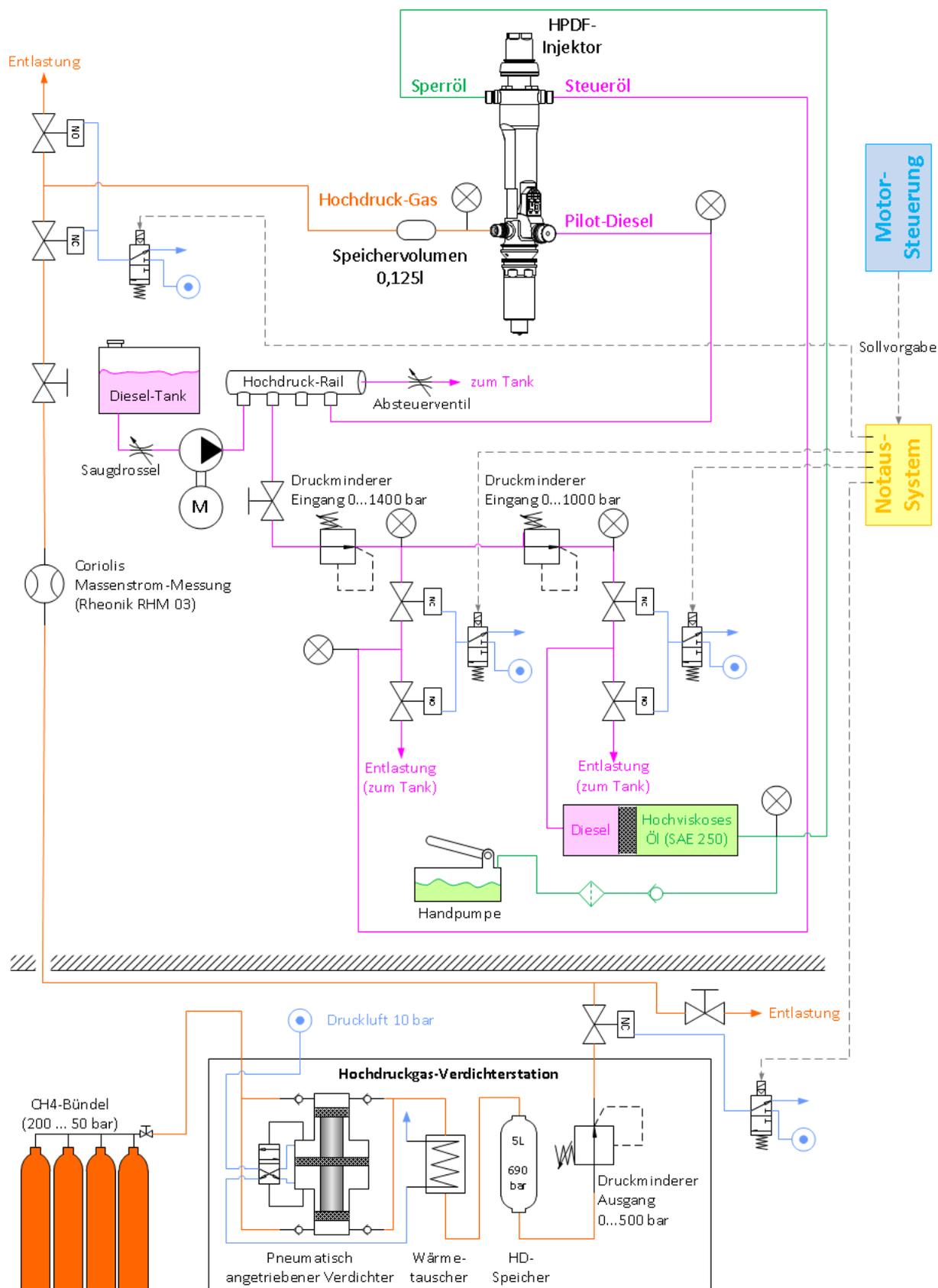


Abbildung 3-12 Mediensystem zum Betrieb des HPDF-Injektors

Die Hochdruckgas-Versorgung (300...500 bar) wird durch eine mit Druckluft betriebene Verdichterstation (Fa. Maximator) realisiert, welche aus Sicherheitsgründen im Außenbereich des Prüfstands

aufgestellt ist. Für den Optikmotor-Betrieb ist eine Gasversorgung aus einem Flaschenbündel ausreichend – dadurch wird gleichzeitig ein hoher Vordruck (200...50 bar) bereitgestellt, so dass sich der Druckluftverbrauch der Verdichterstation in Grenzen hält. Die Verdichtung selbst erfolgt in einem doppelt wirkenden, druckluftangetriebenen Kolbenverdichter (Maximator DLE 75-2-GU), der so ausgeführt ist, dass er sich bei Erreichen eines Zieldrucks von 650...690 bar selbsttätig abschaltet. Nach der Verdichtung wird das Gas mit der expandierten Druckluft des Verdichters gekühlt und anschließend in einem 5l Hochdruckspeicher zwischengespeichert. Der am Optikmotor benötigte Gasdruck wird an einem mechanischen Druckminderer am Ausgang der Verdichterstation eingestellt. Im Außenbereich ist außerdem noch ein über das Notaus-System betätigter Kugelhahn angebracht, der im Fall einer „Not-Aus“ Bedingung die Gasversorgung zum Prüfstand unterbindet. Ein handbetätigtes Entlastungsventil verhindert, dass sich nach außer Betrieb setzen des Prüfstands Gasdruck in der zum Prüfstand führenden Leitung aufbauen kann.

Das Schalten von Sperröl Druck, Steueröl Druck und Gasdruck am Injektor wird über druckluftbetätigte Hochdruckventile realisiert. Über die Paarung von je einem mit dem Betriebsdruck verbundenen Ventil und einem Entlastungsventil wird erreicht, dass in der zum Injektor führenden Leitung ein definierter Zustand (entlastet, bzw. mit Betriebsdruck verbunden) herrscht. Der Pilotdiesel-Druck wird mit einem konventionellen PKW-Common-Rail-System, angetrieben von einem Elektromotor [Wal16], bereitgestellt. Die niedrigeren Druckniveaus für Steueröl und Sperröl werden von diesem Raildruck aus über federbelastete Druckminderer eingestellt.

Als Sperröl wird für den Optikmotor-Betrieb in dieser Arbeit ein hochviskoses Getriebeöl (Amsoil Severe Gear SAE-250) verwendet. Damit wird mit dem hier verwendeten Konstruktionsstand des Experimentalinjektors eine deutliche Reduktion der Sperröl-Leckagemenge erreicht, was zu geringeren Rußablagerungen auf den optischen Zugängen des Forschungsmotors und damit zu einer höheren Qualität der optischen Verbrennungsaufnahmen führt. Die Bereitstellung des Sperröldrucks erfolgt über einen (Eigenbau-) Hochdruck-Kolbenspeicher, welcher vor dem Betrieb des Optikmotors über ein Rückschlagventil mit dem Sperröl befüllt wird. Für einen funktionierenden Betrieb, sowie einen schnellen und reproduzierbaren Druckaufbau im Sperröl- und Steueröl-Kreis hat sich ein sorgfältiges Entlüften aller zum Injektor führenden Komponenten und Leitungen als essentiell herausgestellt. Abbildung 3.3-3 zeigt exemplarisch einen zeitlichen Verlauf der am Injektor anliegenden Mediendrucke, bei 500 bar Gasdruck.

Bei neueren Entwicklungsständen des Experimentalinjektors konnte Woodward L'Orange die Sperröl-Leckage durch konstruktive Maßnahmen deutlich reduzieren, so dass auch für Versuche am Optikmotor ein Betrieb mit Diesel als Sperröl möglich erscheint. Im Rahmen dieser Arbeit konnte dies aber nicht mehr getestet werden.

Da auch im Fall einer „Not-Aus“ Bedingung die richtige Abschaltreihenfolge aller Mediendrucke (Gas, Steueröl, Sperröl) sichergestellt sein muss, wird das Schalten dieser Drücke über das am Prüfstand schon vorhandene Notaus-Automatisierungssystem (Fa. PILZ) realisiert. Von der frei programmierbaren, LabView-basierten Motorsteuerung (auf NI-cRIO) wird nur eine Sollvorgabe („Hochdruck-Gas ein / aus“) an das Notaus-System übergeben. Das Schalten der Mediendrucke in der richtigen Reihenfolge

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

wird über Ein- bzw. Ausschaltverzögerungen auf dem Notaus-System realisiert. Währenddessen werden die tatsächlich am Injektor anliegenden Mediendrucke in der Motorsteuerung ständig überwacht. Wird eine Abweichung von den vorher definierten Grenzwerten festgestellt, wird die Sollvorgabe an das Notaus-System sofort wieder „entzogen“, was zuerst zu einem Abschalten des Gasdrucks und anschließend der anderen Mediendrucke führt. Beim Einschalten der Mediendrucke wird auf der Motorsteuerung überprüft, ob der notwendige Sperröl Druck anliegt, bevor die Gas-Einschaltverzögerungszeit auf dem Notaus-System abläuft. Ist dies nicht der Fall, wird die Sollvorgabe wieder entzogen, bevor das System die Gasversorgung zum Injektor überhaupt freigibt.

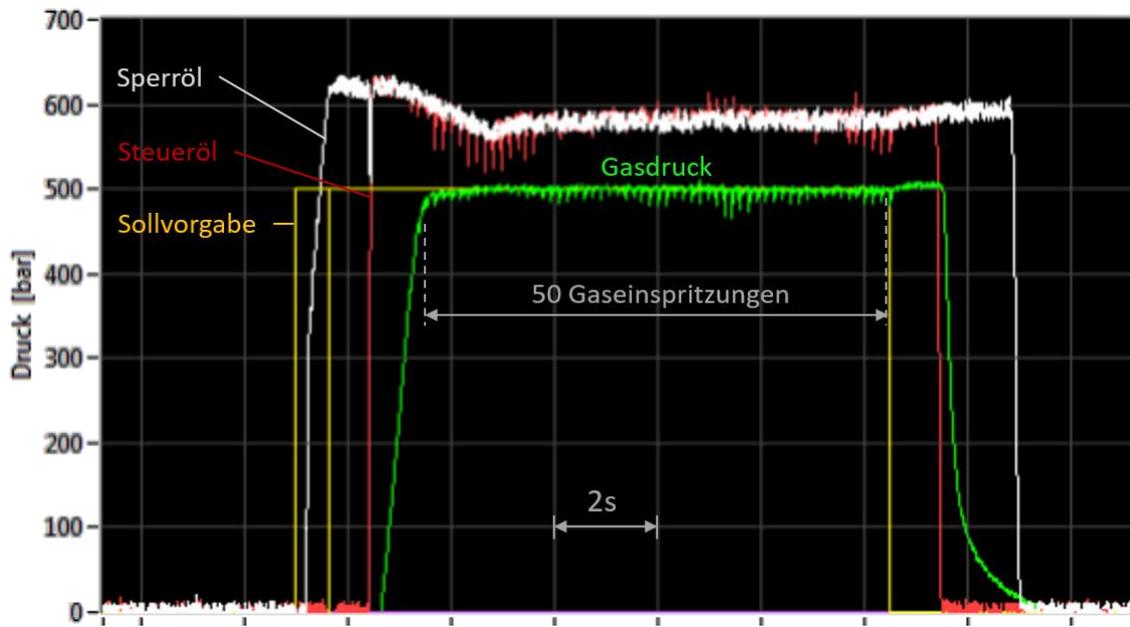


Abbildung 3-13 Beispielhafter zeitlicher Verlauf der Mediendrucke bei einer Gaseinspritzung bei 500 bar Gasdruck

Das Einstellen der Mediendrucke an den mechanischen Druckmindern ist eine relativ aufwendige Prozedur und wird an jedem Versuchstag vor dem eigentlichen Optikmotor-Betrieb bei stehendem Motor, aber laufender Gaseinspritzung durchgeführt. Dazu wird das obere Zylindergehäuse des Optikmotors abgesenkt, so dass der Brennraum und die Injektorspitze zugänglich sind. Das in diesen Testeinspritzungen eingedüste Gas wird über einen Schlauch in die Abgasleitung des Prüfstandes (in einen Verdünnungsluftstrom) geleitet – siehe Abbildung 3.3-4. In die für diese Testeinspritzungen gefertigte Aufnahme zur Abdeckung der Injektorspitze wurde auch ein Zylinderdrucksensor integriert, welcher rechtwinklig auf einen der Gasstrahlen ausgerichtet ist. Damit kann der Impuls des Gasstrahls detektiert werden, was qualitative Rückschlüsse auf das Injektor-Verhalten (v.a. Beginn und Ende, sowie Stabilität der Gaseindüsung) erlaubt. Das Beispiel in Abbildung 3.3-4 zeigt eine Gas-Mehrfacheinspritzung. Aus dem qualitativen Gasstrahl-Impuls ist ersichtlich, dass bei den verwendeten Einstellparametern (Abstand der beiden Einspritzungen) noch zwei separate Einspritzvorgänge vorliegen, und diese sich nicht zu einer einzigen Gaseindüsung verbinden.



Abbildung 3-14 Aufbau zur qualitativen Beurteilung des Injektorverhaltens bei den Testeinspritzungen

Für Versuche mit Methanol als Hauptkraftstoff wird das Hochdruck-Gas-System mit Stickstoff betrieben. Der Stickstoffdruck wird in einem 5L / 690 bar Hochdruck-Kolbenspeicher auf das Methanol übertragen – siehe Abbildung 3.3-5. Vor dem Versuch wird der Kolbenspeicher mit Hilfe einer Handpumpe über ein Rückschlagventil mit Methanol befüllt.

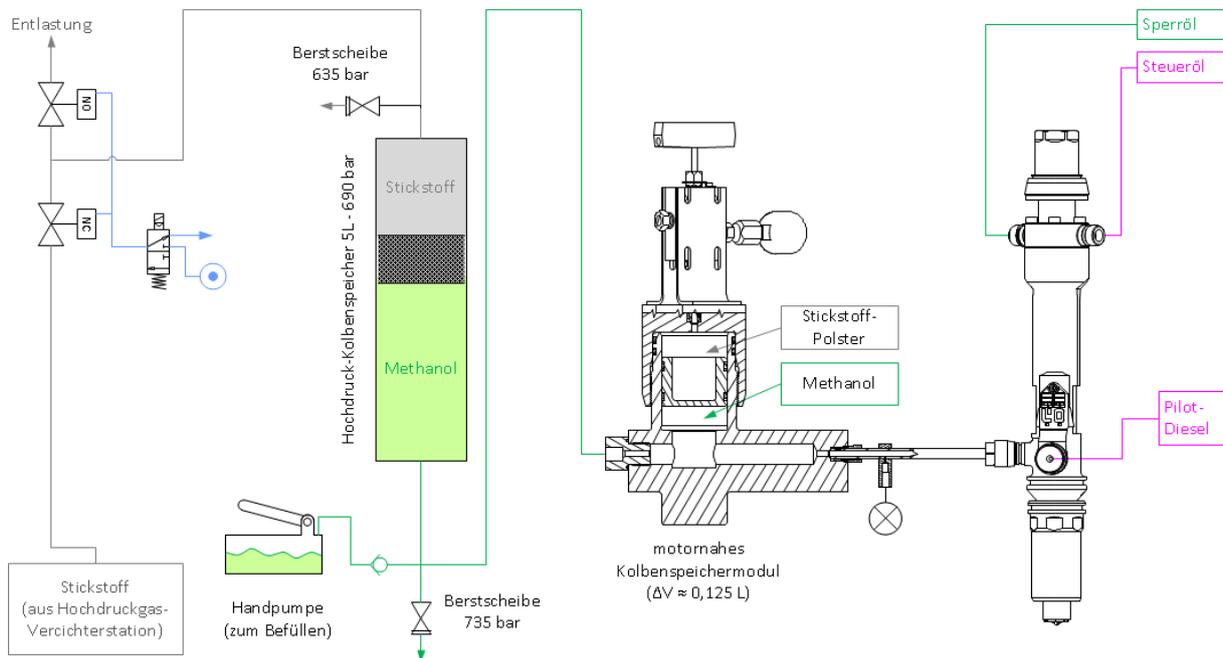


Abbildung 3-15 Modifiziertes Kraftstoffsystem für den Betrieb mit Methanol als Hauptkraftstoff

Die ersten Stichversuchen mit dem System wurden noch ohne das in Abbildung 3.3-5 eingezeichneten motornahes Druckspeichermodul durchgeführt, d.h. der Injektor war direkt über eine ca. 4m lange Hochdruckleitung (Innendurchmesser 5,2mm) an den 5L Kolbenspeicher angeschlossen. Mit diesem Aufbau zeigten sich an der Messtelle direkt am Injektoreingang starke Druckeinbrüche von 300 bar Raildruck

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

auf < 80 bar während der Einspritzung. Eine zunächst getestete einfache Lösung, bei der an der Stelle des Pulsationsdämpfers das ursprünglich im Gassystem verbaute 0,125l Gasspeicher-Volumen über ein T-Stück angeschlossen wurde, konnte diese Druckeinbrüche nicht eliminieren – stattdessen wurden zusätzlich Überschwinger des Methanoldrucks bis über 500 bar registriert.

Um die Druckschwingungen mit einer konstruktiven Lösung zu eliminieren, wurde das bestehende Systemverhalten zunächst mithilfe eines 1D-Hydraulik-Simulationsmodells (Simulink/Simscape) nachgebildet, um anschließend an dem Simulationsmodell verschiedene Lösungswege zu testen [Zha19]. Das in Abbildung 3.3-5 skizzierte Druckspeichermodul hat sich hier als praktikabelste Lösung herausgestellt, es wurde anschließend konstruktiv ausgeführt und gefertigt. Oberhalb des Kolbens (\varnothing 60mm) wird das Modul mit 250 bar Stickstoffdruck vorbefüllt, so dass das Stickstoff-Polster bei einem Methanol-Raildruck von 300...500 bar die kurzzeitige Volumenentnahme des Injektors (ca. 1,8 cm³ bei Volllast) kompensieren kann. Außerdem hat die Vorauslegung mit dem 1D-Hydraulikmodell ergeben, dass große Strömungsquerschnitte bis möglichst nahe am Injektor vorteilhaft sind. Methanol besitzt bei Drücken von 300...500 bar eine relevante Kompressibilität, so dass eine Methanol-„Säule“ innerhalb der Rohrleitungen ein prinzipiell schwingungsfähiges Feder-Masse-System darstellt. Innerhalb des Druckspeichermoduls sind die Strömungsquerschnitte deshalb möglichst groß ausgeführt.

Mit diesem System ergibt sich beim Öffnen des Injektors zwar immer noch ein moderater Druckeinbruch, sowie beim Schließen des Injektors - aufgrund der Massenträgheit von Kolben und Methanol - ein moderater Überschwinger (siehe Messdaten in Kapitel 4.9). Während der Einspritzung kann der Methanoldruck an der Messtelle durch das Druckspeichermodul aber sehr gut konstant gehalten werden.

3.4. Optischer Versuchsaufbau

Dieser Abschnitt beschreibt den optischen Versuchsaufbau für die in Kapitel 4 gezeigten Highspeed-Verbrennungsaufnahmen. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben ist die HPDF-Verbrennung eine Diffusionsverbrennung, bei der in kraftstoffreichen Zonen Ruß als Zwischenprodukt gebildet wird. Es gibt jedoch auch Flammenzonen, in denen kein Ruß enthalten ist – entweder, weil dort die Verbrennung vorgemischt abläuft, oder weil der Ruß in einem späteren Stadium der Verbrennung schon oxidiert ist. Rußende Verbrennungsvorgänge sind charakteristisch an ihrem rötlich bis gelben Rußleuchten zu erkennen (z.B. im Alltag eine Kerze oder ein Lagerfeuer). Vorgemischte Verbrennungsvorgänge ohne Rußbildung zeigen dagegen nur eine meist deutlich schwächere, bläulichen leuchtenden Chemilumineszenz von Verbrennungsradikalen (im Alltag z.B. von einem Bunsenbrenner oder einem Gasherd bekannt).

Für einen möglichst hohen Erkenntnisgewinn sollen in dieser Arbeit sowohl rußende als auch nicht-rußende Flammenzonen aufgenommen und unterschieden werden. Dazu wird das Licht aus dem Brennraum in zwei optische Pfade aufgeteilt und mit zwei separaten Highspeed- Kameras zeitsynchron aufgenommen. Durch eine seitliche Beleuchtung werden außerdem flüssige Kraftstoffsprays (Diesel-Piloteinspritzung, Methanol, Sperröl aus der Gaseindüsung) visualisiert. Abbildung 3.4-1 zeigt ein CAD-Modell dieses optischen Versuchsaufbaus. Das spektrale Verhalten der Lichtemission aus dem

Brennraum, der optischen Bauelemente sowie der Aufnahmetechnik (Highspeed-Kameras + Bildverstärker) ist in Abbildung 3.4-2 gezeigt.

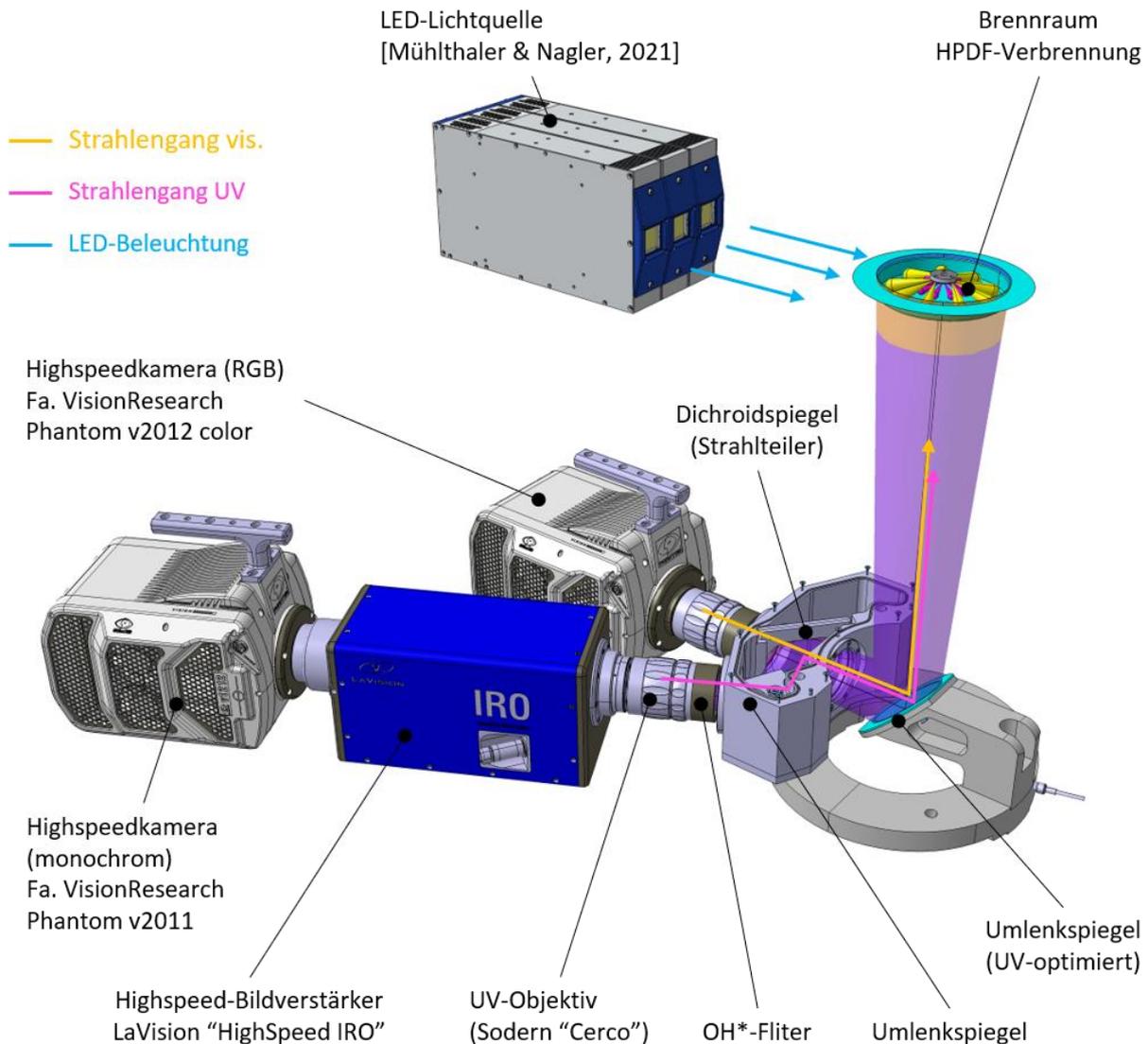


Abbildung 3-16 optische Messtechnik für die in Kapitel 4 gezeigten Verbrennungsaufnahmen

Das aus dem Brennraum emittierte Licht wird zunächst durch einen Dichroitspiegel (Grenzwellenlänge ca. 370 nm) in einen kurzwelligen und in einen langwelligen Anteil aufgeteilt. Der langwellige Anteil besteht hauptsächlich aus Rußleuchten, welches das Verhalten eines thermischen „schwarzen“ (bzw. allgemeiner „grauen“) Strahlers besitzt. Für die Darstellung in Abbildung 3.4-2 wird Ruß vereinfacht als schwarzer Strahler angenommen und die maximale spektrale Strahlungsintensität bei 2800°K als „1“ definiert. Für verschiedene Ruß-Temperaturen ändert sich die Farbe der Flamme, und damit das Verhältnis des auf den roten und grünen Pixeln der Farbkamera registrierten Lichts. Dieses Verhalten kann genutzt werden, um mit Hilfe der 2-Farben-Methode [Sch99] die lokale Flammentemperatur, sowie die lokale „optische Dicke“ als qualitatives Maß für die Rußkonzentration zu ermitteln.

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

Von dem kurzwelligeren Lichtanteil, welcher am Dichroitspiegel reflektiert wird, wird über einen schmalbandigen optischen Filter die Chemilumineszenz des OH*-Radikals bei 308 nm aufgenommen. Da die Highspeedkamera nur Lichtwellenlängen > 350 nm registrieren kann, wird ein Bildverstärker verwendet, um das ultraviolette Licht der OH*-Chemilumineszenz in ein für die Highspeedkamera „sichtbares“ Bild umzuwandeln.

Die OH*-Chemilumineszenz kann als Indikator für das Vorhandensein einer Flamme gesehen werden, unabhängig davon, ob diese Ruß enthält oder nicht. Da OH* ein Zwischenprodukt der Verbrennungsreaktion ist, kann die Intensität der OH*-Chemilumineszenz auch als *qualitatives* (*Erläuterung nächster Absatz*) Maß für die lokale Wärmefreisetzung dienen. Im Vergleich zur Chemilumineszenz anderer Verbrennungsradikale (CH, C₂, CO₂) ist die OH*-Chemilumineszenz dafür besonders geeignet, da sie wegen der kurzen Wellenlänge kaum von Rußleuchten überlagert wird. Im Unterschied zur Chemilumineszenz hängt die Intensität des Rußleuchtens hauptsächlich von der Flammentemperatur und der lokalen Rußkonzentration, aber *nicht* notwendigerweise von der lokalen Wärmefreisetzung ab.

Chemilumineszenz bei Verbrennungsvorgängen entsteht allgemein dadurch, dass Zwischenprodukte der Verbrennung (z.B. OH) bei ihrer Entstehung zunächst in einem elektronisch angeregten Zustand („*“) vorliegen. Geht dieser Zustand unter Lichtemission in den Grundzustand über ($OH^* \rightarrow OH + h \cdot \nu$), spricht man von Chemilumineszenz. Der elektronisch angeregte Zustand jedoch auch ohne Lichtemission in den Grundzustand übergehen – bei diesem sogenannten „Quenching“ wird die Energiedifferenz zwischen beiden Zuständen nicht als Licht emittiert, sondern durch einen „Zusammenstoß“ an ein anderes Molekül übertragen ($OH^* + M \rightarrow OH$) [Zha12]. Das Quenching ist stark vom lokalen Luftverhältnis λ , Druck und Temperatur abhängig [Zha12]. Da die *Bildung* von Verbrennungsradikalen direkt von der lokalen Wärmefreisetzungsrate abhängt, ist die Chemilumineszenz ebenfalls davon abhängig – wegen der Querempfindlichkeit durch das Quenching allerdings nur qualitativ.

Zur Visualisierung von flüssigen Kraftstoffsprays wird eine am Lehrstuhl im Rahmen eines anderen Forschungsprojektes entwickelte LED-Lichtquelle verwendet [Müh21]. Diese beleuchtet den Brennraum und das Volumen innerhalb der Kolbenmulde durch den seitlichen optischen Zugang des Forschungsmotors. Das blaue Licht der LED wird an dem flüssigen Kraftstoffspray elastisch gestreut („Mie-Streuung“ [Mie08]) und auf dem blauen Kanal der RGB-Kamera aufgezeichnet. Die LED-Lichtquelle hat den Vorteil, dass jedes einzelne Bild der Highspeed-Aufnahmen in gleicher Weise von einem einzelnen kurzen Lichtpuls belichtet wird. Konventionelle Blitzröhren, wie sie sonst oft für Mie-Streulicht-Messungen verwendet werden, erzeugen dagegen nur einen einzigen, über die gesamte Einspritzung andauernden und zeitlich nicht konstanten Lichtpuls. Das schmalbandige Licht der LED lässt sich außerdem spektral

gut auf dem blauen Kanal der RGB-Kamera isolieren, wodurch es sich vom Rußleuchten unterscheiden lässt.

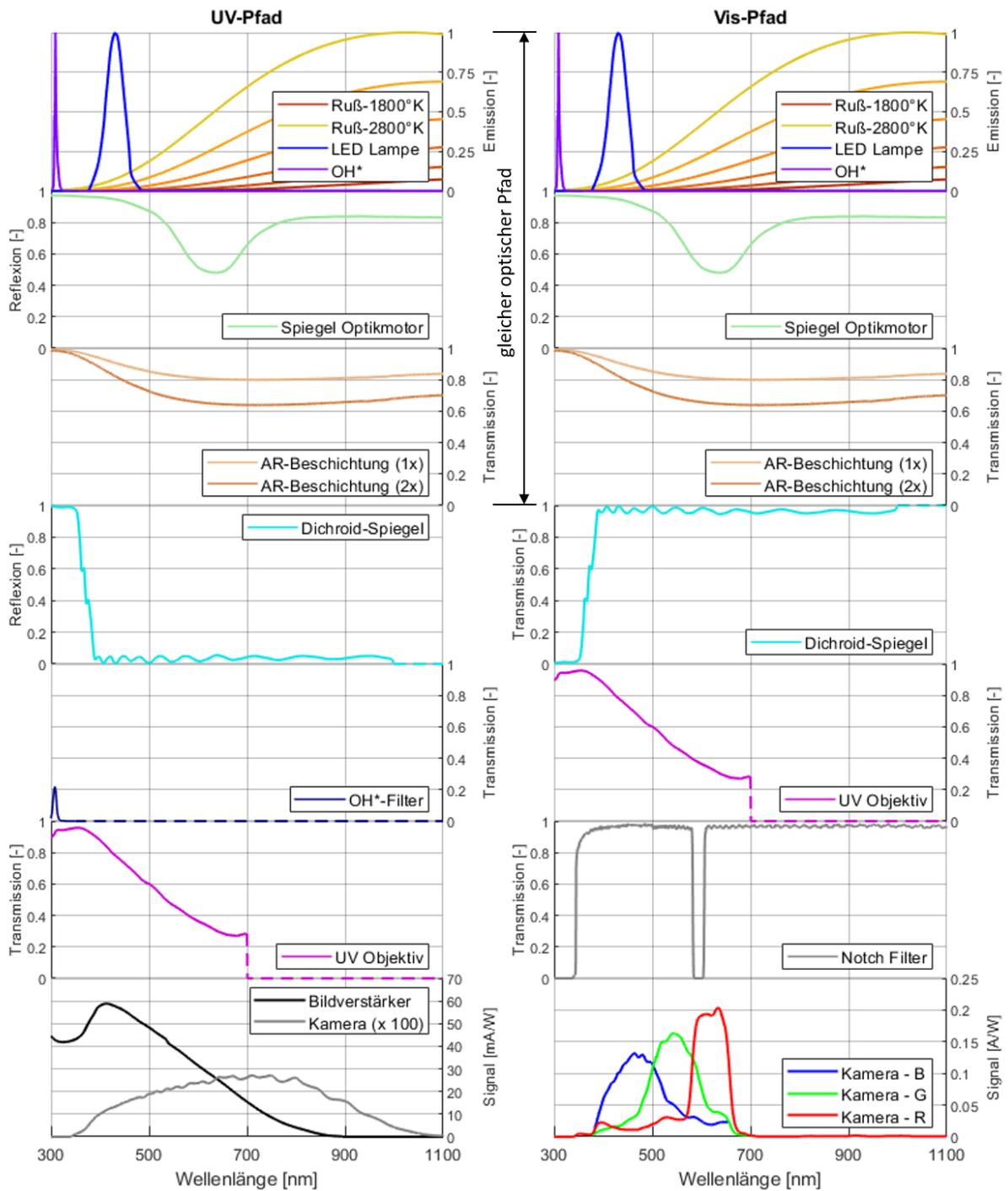


Abbildung 3-17 Spektrales Verhalten des optischen Versuchsaufbaus im Detail

Die Verwendung eines Dichroit-Strahlteilers zur Aufteilung des Lichts in unterschiedliche Wellenlängenbereiche (UV / Vis) ist grundsätzlich bereits aus anderen Arbeiten bekannt [Mar19]. Meist wird der Dichroidspiegel dabei weit entfernt vom Motor positioniert, wodurch die beiden Kameras im 90°-Winkel zueinander aufgestellt werden können. In dieser Arbeit war jedoch das Ziel, über den Sichtkegelwinkel der Kameras möglichst das gesamte Volumen innerhalb der Kolbenmulde zu erfassen (vgl. Abbildungen

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

3.1-2, 3.2-1 und 3.4-1). Beide Kameras mussten deshalb so nahe wie möglich an den optischen Kolben herangerückt werden. Der Dichroitspiegel sowie ein weiterer Umlenkspiegel sind deshalb in einer hermetisch abgedichteten „Strahlteilerbox“ untergebracht, um ein Verschmutzen dieser Komponenten durch Ölnebel aus der ölgeschmierten unteren Zylinderlaufbuchse zu vermeiden.

3.5. Qualitative Auswertung der optischen Aufnahmen

Qualitativ werden aus den Highspeed-Aufnahmen folgende zwei Parameter betrachtet:

1. Beurteilung der Aufnahmen der RGB-Kamera im sichtbaren Wellenlängenbereich. Dadurch sind Aussagen zur Lage rußender Flammenzonen, sowie zur Flüssigphase der Einspritzung möglich (Mie-Streulicht-Messtechnik → Pilotkraftstoff / Sperröl).
2. Für eine Beurteilung der vorgemischten und rußenden Flammenbereiche werden die Farbkamera- und OH*-Aufnahmen in Falschfarben überlagert.

Da wichtige Details in den Aufnahmen nur sehr schwach sichtbar sind (z.B. die Einspritzung, sowie schwaches OH*- und Rußleuchten) ist eine Gammakorrektur notwendig, um diese für den Betrachter „sichtbar“ zu machen. Eine konventionelle Gammakorrektur ($y = x^{1/\gamma}$) hat jedoch den Nachteil, dass diese bei hohen Gamma-Werten (ab $\gamma \approx 3$) auch thermisches Rauschen des Kamerachips bzw. des Bildverstärkers erheblich verstärkt (Abbildung 3.5-1).

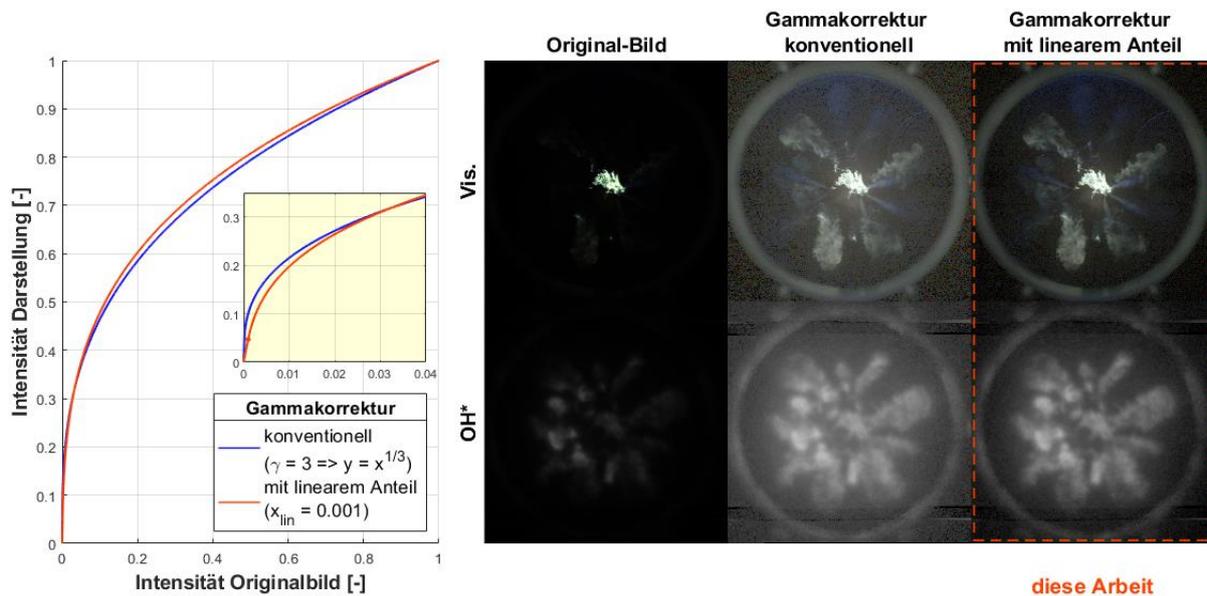


Abbildung 3-18 Gammakorrektur mit linearem Anteil

Um dies zu vermeiden, wird in dieser Arbeit eine Gammakorrektur verwendet, bei der niedrige Intensitätswerte (hier $< 0,1\%$ von I_{max}) nur linear verstärkt werden. Damit können auch schwach leuchtende Details dargestellt werden, während Bildrauschen nur moderat verstärkt wird.

Um die OH*- und Farbkameraaufnahmen pixelgenau zu überlagern, wird ein Referenzbild benötigt. In der vorliegenden Arbeit werden dafür Aufnahmen der Diesel-Pilotflammen verwendet. Die Pilotflammen zeigen sowohl in den OH*- als auch in den Farbkamera-Aufnahmen sehr klare Grenzkonturen, die aufgrund ihrer in beiden Bildern sichtbaren charakteristischen Formen deckungsgleich sein müssen. Für die manuelle pixelgenaue Überlagerung wurde eine MATLAB-GUI entwickelt (Abbildung 3.5-2).

MATLAB-GUI für Mapping OH*-Bild / Vis.-Bild

- Manuelles Mapping, anhand charakteristischer Formen (Gradienten-Bild, Pilotflamme besonders geeignet)
- Für jeden Messpunkt wird ein eigenes Mapping (Transformationsmatrix) erstellt
- Für jeden Messpunkt wird das Mapping an unterschiedlichen ASP / Kurbelwinkeln überprüft

Lfd.-Nr.	Snapsh.-Nr.	Davis Dateiname	Betriebsparameter							Versuchs-zweck	Parameter für Auswertung												
			Datum	Time	Drehzahl	P _{ll}	T _{ll}	P _{Abg}	T _{Abg, s/Weg}		Massenstrom Luft	Trafo-Matrix			Mx	My	Theta	Sx	Sy	Tx	Ty		
			[U/min]	[bar]	[°C]	[bar]	[°C]	[kg/h]															
1	2435				750	3,6	45	2,88	66														
2	2436	200103_190757			750	3,6	45,3	2,88	75	Pilot only 24mg	-1.03;0;0;-1.03;0;800;816;1	400	400	180	1.03	1.03	-12	4					
3	2437				750	3,6	45	2,88	70,6														
4	2438	200103_194522			750	7,2	45	5,76		Testpunkt Diesel Vollast													
5	2439				750	3,6	44	2,88	71,7	227													
6	2440	200122_181247			750	3,6	45	2,88	75	227	Pilot only 24mg	1.03;-0.0089883;0;0.0089883;1.03;0;-112.5796;-1.389;1	400	400	-0.5	1.03	1.03	-97	7				
7	2441				750	3,6	45,6	2,88	71,04	228													
8	2442	200122_182035			750	3,6	45,1	2,88	71	228.3	Pilot only 24mg	1.03;-0.0089883;0;0.0089883;1.03;0;-112.5796;-1.389;1	400	400	-0.5	1.03	1.03	-97	7				
9	2443				750	3,6	44,9	2,88	71	228.3													
10	2444	200122_182244			750	3,6	44,0	2,88	71,1	228,3													

Anwenden bei der Auswertung

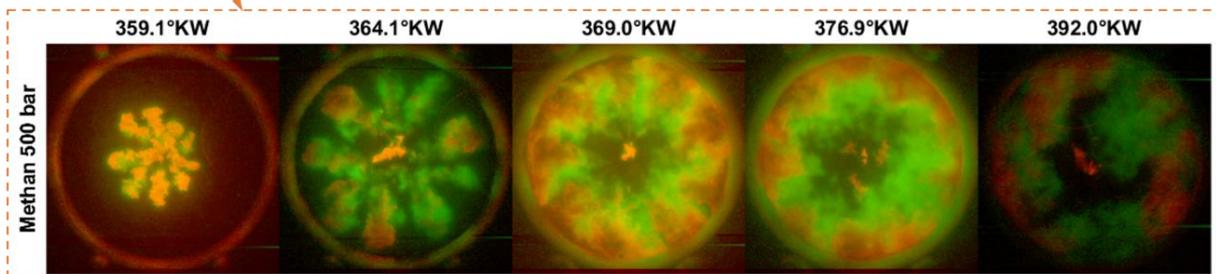


Abbildung 3-19 deckungsgleiche Überlagerung von OH*- und Vis.-Bild mit einer MATLAB-GUI

Es hat sich gezeigt, dass selbst bei unmittelbar aufeinander folgenden Messpunkte leicht unterschiedliche Parameter (Verschiebung, Drehung, Skalierung) erforderlich sind, um das OH*-Bild mit dem Farbkamerabild zur Deckung zu bringen. Der Grund liegt darin, dass die optischen Zugänge zwischen zwei Messpunkten gereinigt werden müssen, und die Kameras zu diesem Zweck auf einem Schienensystem

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

ca. 1m verschoben werden. Obwohl durch mechanische Anschläge etc. versucht wurde, die Positionen so genau wie möglich wiederherzustellen, ist für jeden Messpunkt ein eigener Parametersatz notwendig.

Durch die MATLAB-GUI ist es möglich, mit vertretbarem Aufwand die passenden Parameter für eine große Zahl an Messpunkten zu ermitteln. Innerhalb eines Messpunkts können die Parameter außerdem für beliebige Arbeitsspiele und Kurbelwinkel überprüft werden. Besonders geeignet ist dafür eine Gradienten-Ansicht beider Bilder (Matlab-Befehl „*imgradient*“). Für die Auswertung werden die Aufnahmen in den Falschfarben Rot (Rußleuchten / Farbkamera) und Grün (OH*-Chemilumineszenz) überlagert.

Die sonst übliche Methode, vor dem Versuch mit beiden Kameras ein Kalibrierbild (Muster o.ä.) aufzunehmen, war wegen der oben beschriebenen Situation nicht zielführend.

3.6. 2-Farben-Methode

Mithilfe der Zwei-Farben-Methode kann für eine rußende Flamme die lokale Flammentemperatur sowie ein qualitativer Wert für die lokale Rußkonzentration („optische Dichte“) ermittelt werden. Dafür wird die Tatsache genutzt, dass sich Ruß wie ein schwarzer (bzw. grauer) Strahler gemäß dem planckschen Strahlungsgesetz verhält [Pla48].

Die 2-Farben-Methode wird für verschiedene Aufgaben der Temperaturmessung, nicht nur bei rußenden Flammen, schon sehr lange angewendet. Das Experiment und der optische Versuchsaufbau unterscheiden sich dabei stark, je nach Aufgabenstellung und verfügbarer optischer Messtechnik.

In einer Dissertation von D. Schmidradler an der TU Wien [Sch99] wurde 1999 eine Auswertemethodik für einen mit dieser Arbeit ähnlichen Anwendungsfall (Dieselmotor mit optischem Zugang) sowie einen ähnlichen optischen Versuchsaufbau (Verwendung einer RGB-Farbkamera) entwickelt und ausführlich beschrieben. Vor allem wegen der ausführlichen Beschreibung der Vorgehensweise wird die Arbeit von Schmidradler in dieser Arbeit als Grundlage verwendet und die dort beschriebene Auswertemethodik in einen eigenen MATLAB-Algorithmus implementiert.

Im folgenden Abschnitt werden die physikalischen Zusammenhänge der 2-Farben-Methode und der Algorithmus zur Auswertung grob umrissen. Für eine umfassende Erklärung der zugrundeliegenden Physik und der Auswertemethodik wird auf die Arbeit von Schmidradler verwiesen.

Allgemein ist die spektrale Strahldichte eines thermischen Strahlers in Gleichung (1) beschrieben. Kennzeichen eines *schwarzen* bzw. *grauen* Strahlers ist, dass der Emissionsgrad ε *nicht* von der Wellenlänge bzw. der Temperatur abhängt. Für einen schwarzen Strahler ($\varepsilon = 1$) mit $T = 1800^{\circ}K \dots 2800^{\circ}K$ ist die spektrale Strahldichte nach Gleichung (1) in Abbildung 3.6-1 links gezeigt. Charakteristisch ist, dass sich das Maximum der spektralen Strahldichte mit zunehmender Temperatur zu kürzeren Wellenlängen verschiebt.

$$L(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (1)$$

mit:

$$c_1 = 2 \cdot h \cdot c_0^2 = 1,1910439 \cdot 10^{-16} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$c_2 = \frac{h \cdot c_0}{k_B} = 1,438768660 \cdot 10^{-2} m \cdot K$$

$$h = 6,6260755 \cdot 10^{-34} J \cdot s \quad \text{Planck'sches Wirkungsquantum}$$

$$k_B = 1,380658 \cdot 10^{-23} J/K \quad \text{Boltzmann-Konstante}$$

$$c_0 = 2,99792458 \cdot 10^8 m/s \quad \text{Lichtgeschwindigkeit in Vakuum}$$

Der Schwarze Strahler beschreibt in sehr guter Näherung auch das Verhalten einer optisch dichten Rußwolke. „Optisch dicht“ heißt in diesem Fall, dass das vom Betrachter beobachtete Licht nur von der Oberfläche der Rußwolke (bzw. rußenden Flamme) ausgesendet wird. Bei einer „optisch dünnen“ Flamme ist für den Betrachter dagegen auch Licht aus dem inneren der Flamme sichtbar. In diesem Fall muss zusätzlich die – wellenlängenabhängige – Absorption des Lichts durch den umgebenden Ruß (auf dem Weg vom Ort der Lichtemission zum Betrachter) berücksichtigt werden. In der Arbeit von Schmidradler wird dafür das folgende semi-empirische Modell für das gemittelte Emissionsvermögen einer optisch dünnen Rußwolke verwendet:

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-\frac{K \cdot L}{\lambda}} \quad (2)$$

$$K [-] \quad \text{qualitatives Maß für die Rußkonzentration}$$

$$L [m] \quad \text{Dicke der Rußschicht}$$

Für eine optisch dichte Flamme ($KL \gg \lambda$) entspricht das Emissionsvermögen von Ruß auf der Flammenoberfläche dem eines schwarzen Strahlers. Für niedrige optische Dichten ($KL \approx \lambda$) absorbiert die Rußwolke offenbar bevorzugt langwellige Strahlung, so dass sich das Maximum der spektralen Strahldichte mit abnehmender optischer Dichte zu kürzeren Wellenlängen verschiebt (Abb. 3.6-1 rechts).

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

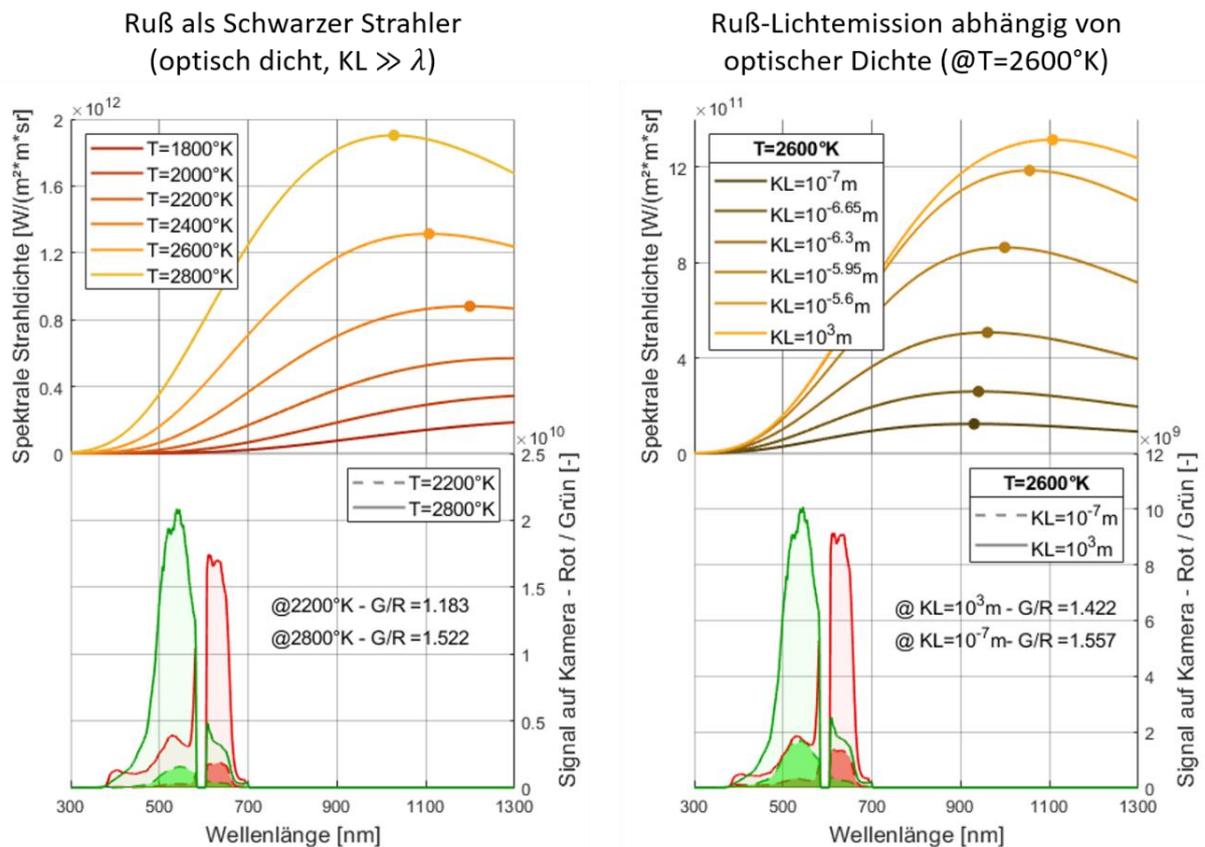


Abbildung 3-20 Spektrale Lichtemission eines schwarzen Strahlers bzw. einer optisch dünnen Rußwolke

Im unteren Teil von Abbildung 3.6-1 ist das theoretische Signal auf dem roten bzw. grünen Pixel der Farbkamera mit dem in dieser Arbeit verwendeten optischen Versuchsaufbau (Abb. 3.4-2) gezeigt. Grundsätzlich funktioniert die Auswertung nach Temperatur und optischer Dichte nach folgender Überlegung:

- Sowohl eine zunehmende Temperatur als auch eine abnehmende optische Dichte führen zu einem *steigenden* Grün / Rot -Verhältnis.
- Eine zunehmende Temperatur führt zu einer *steigenden* Lichtintensität, während eine abnehmende optische Dichte dagegen zu einer *sinkenden* Lichtintensität führt.

Die Auswertung nach der 2-Farben-Methode hat also zwei Eingangsgrößen, erstens das auf dem Kamerachip registrierte G/R-Verhältnis, und zweitens die insgesamt registrierte Lichtintensität auf dem roten bzw. grünen Farbkanal.

Das in Abbildung 3.6-1 ermittelte Grün / Rot-Verhältnis basiert zunächst nur auf Datenblattwerten der optischen Komponenten und der Kamera. Um der Unsicherheit dieser Datenblattwerte Rechnung zu tragen, wird ein Kalibrierfaktor „ $k_{\text{grün}}$ “ eingeführt, der experimentell an einem Strahler mit bekannter spektraler Lichtemission (Wolframbandlampe OSRAM WI-17/G) ermittelt wird. Der Aufbau dieses Kalibrierversuches ist in Abbildung 3.6-2 gezeigt. Das Wolframband der Kalibrierlampe wird dabei durch

alle optischen Komponenten aufgenommen, wie sie auch bei den Verbrennungsuntersuchungen verwendet werden. Der Kalibrierfaktor „ $k_{\text{grün}}$ “ ist definiert als das Verhältnis des experimentell ermittelten G/R-Verhältnis (gemittelt über das mittlere Drittel des Wolframbands) zu dem G/R-Verhältnis, das sich aus einer theoretischen Berechnung für den Kalibrierversuch (mit den spektralen Transmissionskurven aus Abb. 3.4-2) ergibt. Für die weitere Auswertung werden die grünen Intensitätswerte der Farbkamera mit dem so ermittelten Kalibrierfaktor multipliziert. Es wird also vereinfachend angenommen, dass die Sensitivität der Farbkamera auf dem grünen Kanal um den Kalibrierfaktor (hier: $k_{\text{grün}} = 0,9412$) geringer ist, als dies gemäß Datenblattwerten der Fall wäre.

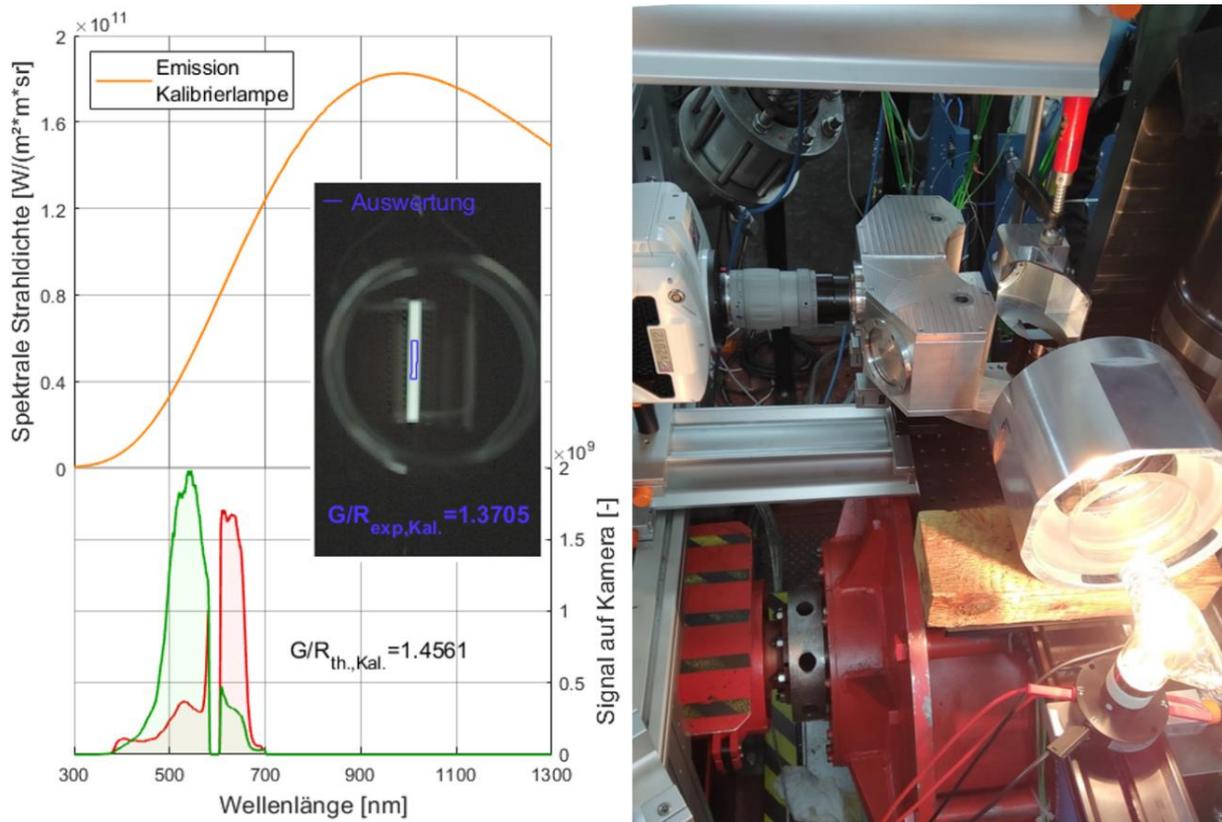


Abbildung 3-21 Kalibrierversuch zur Bestimmung des Kalibrierfaktors „ $k_{\text{grün}}$ “

Der zweite Kalibrierfaktor „ k_{opt} “ beschreibt, welcher Anteil des im Brennraum emittierten Lichts auf dem Kamerachip eingefangen wird. In der Auswertung definiert dieser Kalibrierfaktor, welche Lichtintensität bei einem gegebenen G/R-Verhältnis als „optisch dicht“ bzw. schwarzer Strahler erkannt wird. Gemäß der von Schmidradler beschriebenen Methodik wird k_{opt} aus den Versuchsdaten selbst bestimmt – unter der Voraussetzung, dass darin optisch dichte Bereiche vorkommen, deren Lichtemission der eines schwarzen Strahlers entspricht. In der vorliegenden Arbeit ist das vor allem für die Diesel-Pilotflamme der Fall.

Das Vorgehen für die Bestimmung von k_{opt} ist in Abbildung 3.6-3 links skizziert: Für jedes Pixel wird zunächst aus dem G/R-Verhältnis – unter Annahme eines schwarzen Strahlers – dessen „schwarze“ Temperatur berechnet. Anschließend wird die Rot-Intensität über dieser schwarzen Temperatur in einem 2D-Histogramm aufgetragen. Schmidradler zeigt in seiner Arbeit, dass die jeweils höchsten Rot-

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

Intensitäten bei einer gegebenen schwarzen Temperatur optisch dichte Bereiche sind. Die theoretisch berechnete temperaturabhängige Rot-Intensität bildet also, wenn „ k_{opt} “ richtig gewählt ist, eine Einhüllende in dem 2D-Histogramm, unter der (abgesehen von Ausreißern und ggf. Reflexionen am Zylinderkopf) alle Bildpunkte liegen. Da k_{opt} die „Lichtausbeute“ des optischen Systems beschreibt, ist k_{opt} natürlich auch von der Belichtungszeit der Kamera abhängig. Werden in verschiedenen Versuchen unterschiedliche Belichtungszeiten verwendet, muss k_{opt} deshalb neu bestimmt (bzw. linear mit der Belichtungszeit skaliert) werden.

Es sei hier angemerkt, dass diese von Schmidradler beschriebene Methodik nur dann klare Ergebnisse für „ k_{opt} “ liefert, wenn kein Kontakt der Flamme mit der kalten Oberfläche der Glas-Kolbenmulde besteht. In diesem Fall ergeben sich genau in den Kontaktzonen Bereiche, die oberhalb der mit „ k_{opt} “ definierten theoretisch maximalen Rot-Intensität liegen, und deren Auswertung mit der 2-Farben-Methode folglich keinen Sinn ergibt. Grund für diese Beobachtung ist vermutlich eine dünne, kalte Rußschicht, die das in den dahinter liegenden Bereichen emittierte Licht stark wellenlängenabhängig absorbiert. Für die Bestimmung von k_{opt} müssen deshalb Bilder ausgewählt werden, in denen die Pilotflamme (noch) keinen Kontakt zur Kolbenoberfläche hat.

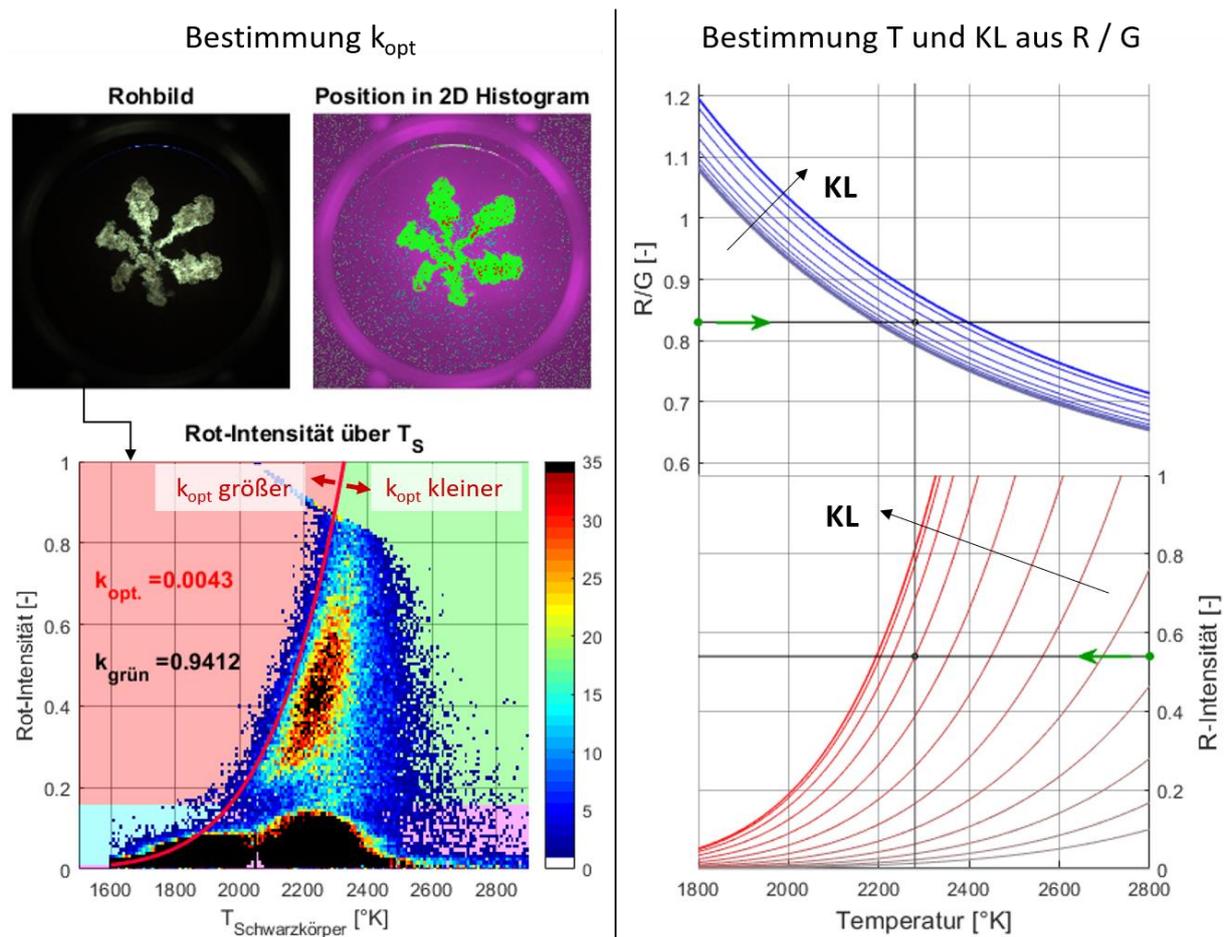


Abbildung 3-22 Vorgehen zur Bestimmung von k_{opt} (links), sowie von T und KL aus R und G (rechts)

Das Vorgehen zur Bestimmung von T und KL ist in Abbildung 3.6-3 rechts skizziert: Für eine gegebene Kombination aus G/R und R -Intensität gibt es nur ein KL , mit dem beide Bedingungen (G/R und R -

Intensität) für dieselbe Ergebnis-Temperatur erfüllt werden. Um die Versuchsdaten schnell auswerten zu können, wird für alle Kameraeinstellungen (Belichtungszeiten) eine Matrix berechnet, in der T und KL über alle prinzipiell möglichen R- und G- Kombinationen (jeweils 0...4095 Counts für eine 12-bit Kamera) vorab berechnet werden. Während die einmalige Berechnung dieser Matrix mehrere Stunden benötigt, ist die finale Bestimmung von T und KL aus dem Rohbild eine einfache 2D-Interpolation (*MATLAB: interp2*), die innerhalb von Sekundenbruchteilen angewendet werden kann.

Eine weitere Herausforderung besteht darin, die Ergebnisse anschaulich darzustellen, da die Auswertemethodik nicht zwischen der eigentlichen Flamme und dem teilweise reflektierenden Zylinderkopf im Hintergrund unterscheiden kann. Das ursprüngliche Ergebnis ist mittig oben in Abbildung 3.6-4 dargestellt, und aufgrund der fehlenden Flammenkonturen zunächst nicht sehr aussagekräftig.

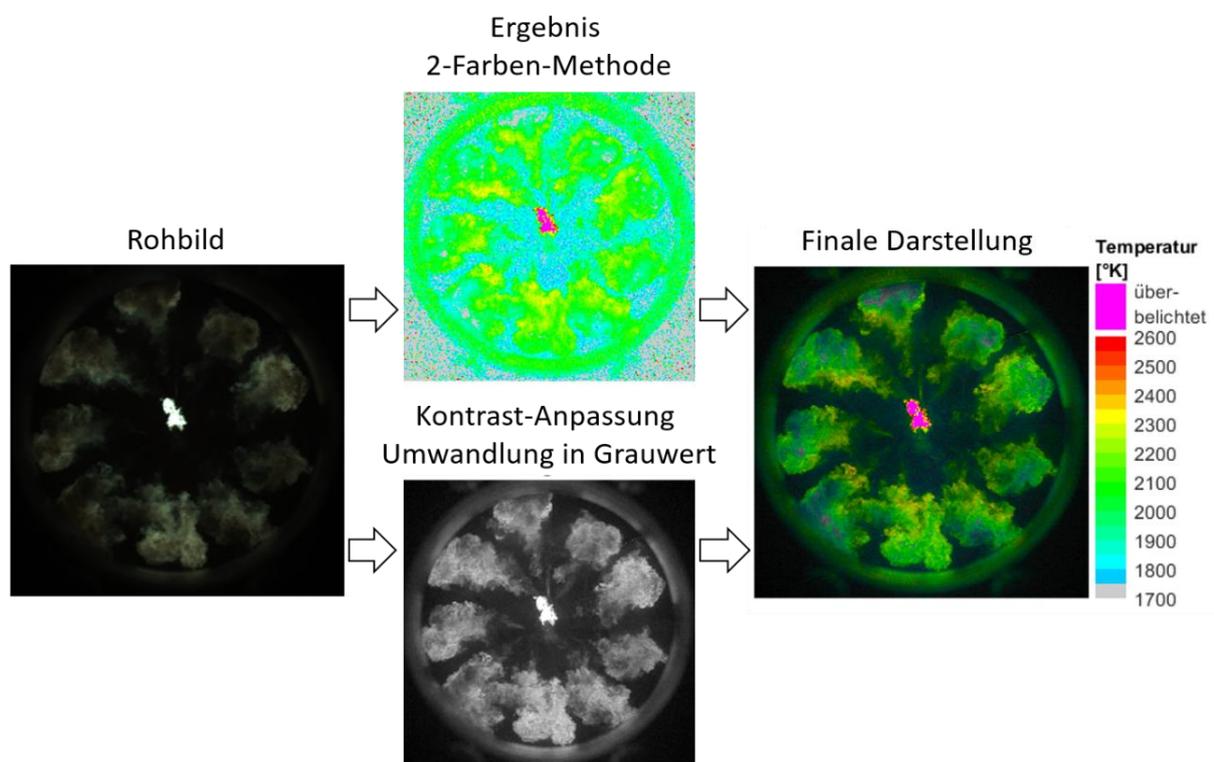


Abbildung 3-23 Aufbereitung der 2-Farben-Methode Ergebnisse

Ein allgemeingültiges Unterscheidungskriterium zwischen Flamme und Hintergrund zu finden, hat sich im Rahmen dieser Arbeit als extrem schwierig herausgestellt. Anstatt dessen wurde eine Methode zur Kontrast-Anpassung gefunden, die die Flammenbereiche in geeigneter Weise hervorhebt (*MATLAB Dokumentation „Low-Light Image Enhancement“*, Abb. 3.6-4 unten). Für die finale Darstellung wird das Ergebnisbild der 2-Farben-Auswertung (Colormap) in seiner Intensität mit dem Kontrast-angepassten Grauwertbild skaliert. Um die Darstellung nicht zu verfälschen, ist es wichtig, dass die verwendete Colormap über den gesamten Bereich eine in etwa gleiche „wahrgenommene“ Helligkeit aufweist. Die verwendete „HSV“ Colormap ist dafür gut geeignet. Überbelichtete Bereiche, deren Auswertung keinen Sinn ergibt, werden pink eingefärbt. Bereiche, deren Auswertung aus anderen Gründen (intensiver Kontakt Flamme / Glaskolben, kalte Rußschicht an der Glasoberfläche) keinen Sinn ergibt, werden genauso wie Bereiche mit Ergebnis-Temperaturen $< 1.750^{\circ}\text{K}$ bzw. KL-Werten $< 10^{7,625}$ grau eingefärbt.

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

In Kapitel 4 werden die Ergebnisse der 2-Farben-Methode als Mittelwertbilder dargestellt. Dazu werden zuerst die Rohbilder der zu mittelnden Arbeitsspiele gemittelt, und die so erhaltenen Mittelwertbilder anschließend mit der oben beschriebenen Methodik ausgewertet. Ein Vergleich zwischen einem einzelnen Arbeitsspiel und einer Mittelwertbild-Auswertung ist in Abbildung 3.6-5 gezeigt.

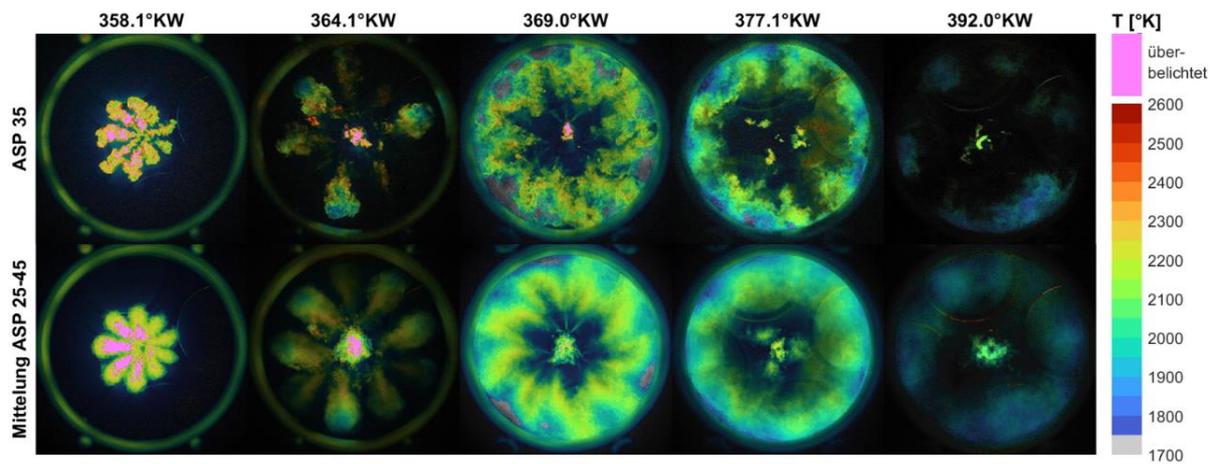


Abbildung 3-24 Vergleich eines einzelnen Arbeitsspiels mit einem Mittelwert über 20 ASP

3.7. Abgasmessung und Ablauf eines Messpunktes

Abbildung 3.7-1 zeigt schematisch den Aufbau des Prüfstandes mit seinen wichtigsten Hardware-Komponenten: Luft- und Abgasstrecke, Leistungsbremse bzw. E-Maschine für den geschleppten Betrieb, Abgasmesstechnik, sowie eine Stickstoff-Eindüsung in die Ladeluft, mit der eine Abgasrückführung emuliert werden kann. Das Hochdruckgas- und Diesel-Kraftstoffsystem aus Abbildung 3.3-2 ist der Einfachheit halber nicht mit abgebildet.

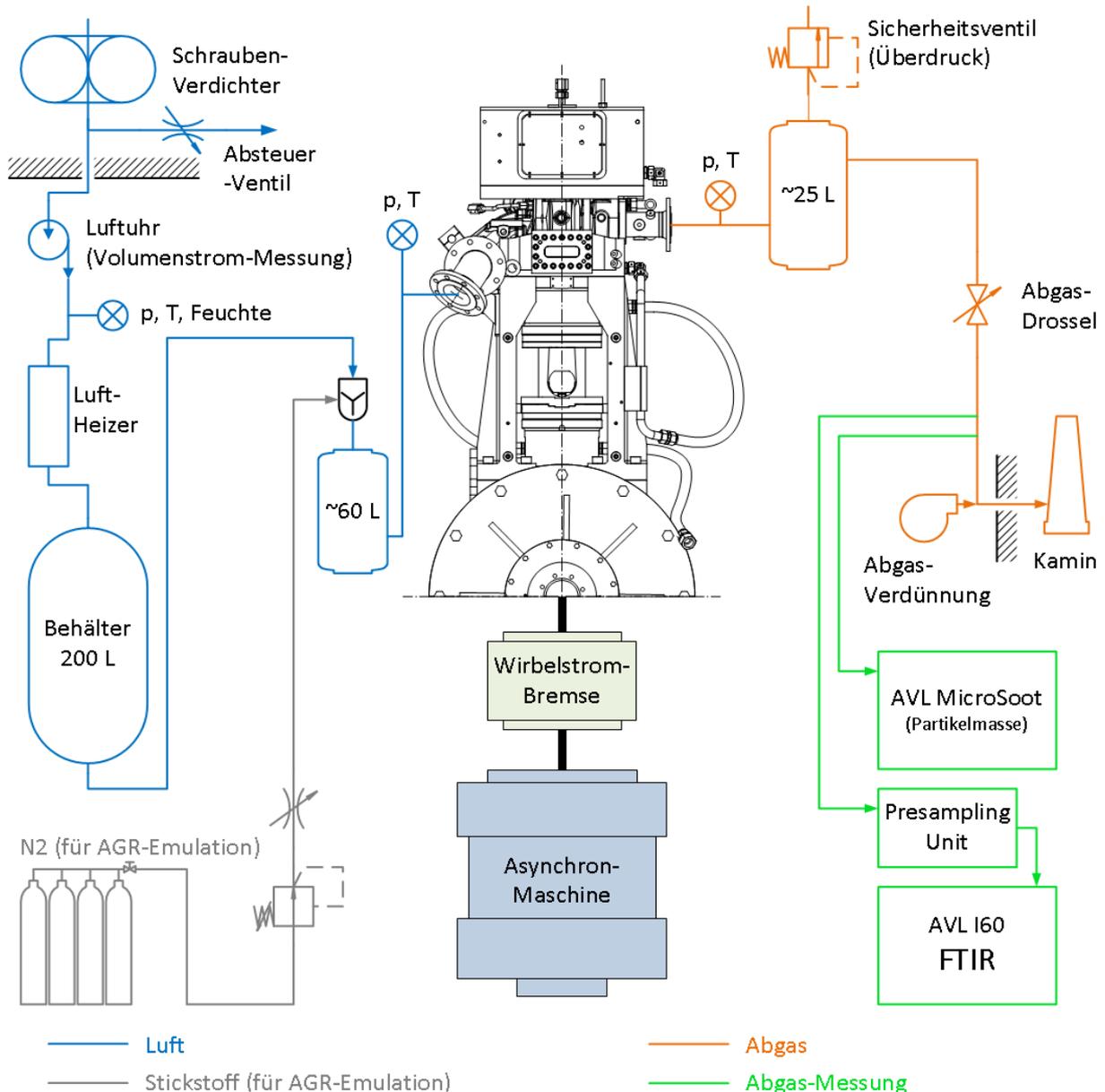


Abbildung 3-25 wichtigste Hardware-Komponenten des Prüfstands

Wie bei Einzylinder-Forschungsmotoren üblich wird der Ladedruck nicht über einen Turbolader, sondern über einen elektrisch angetriebenen Schraubenverdichter bereitgestellt. Der Abgasgegendruck, den ein entsprechender Turbolader verursachen würde, wird über eine Drossel im Abgaspfad eingeregelt. Um näherungsweise den Einfluss einer Abgasrückführung zu testen (Kapitel 4.6), wurde eine Stickstoff-

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

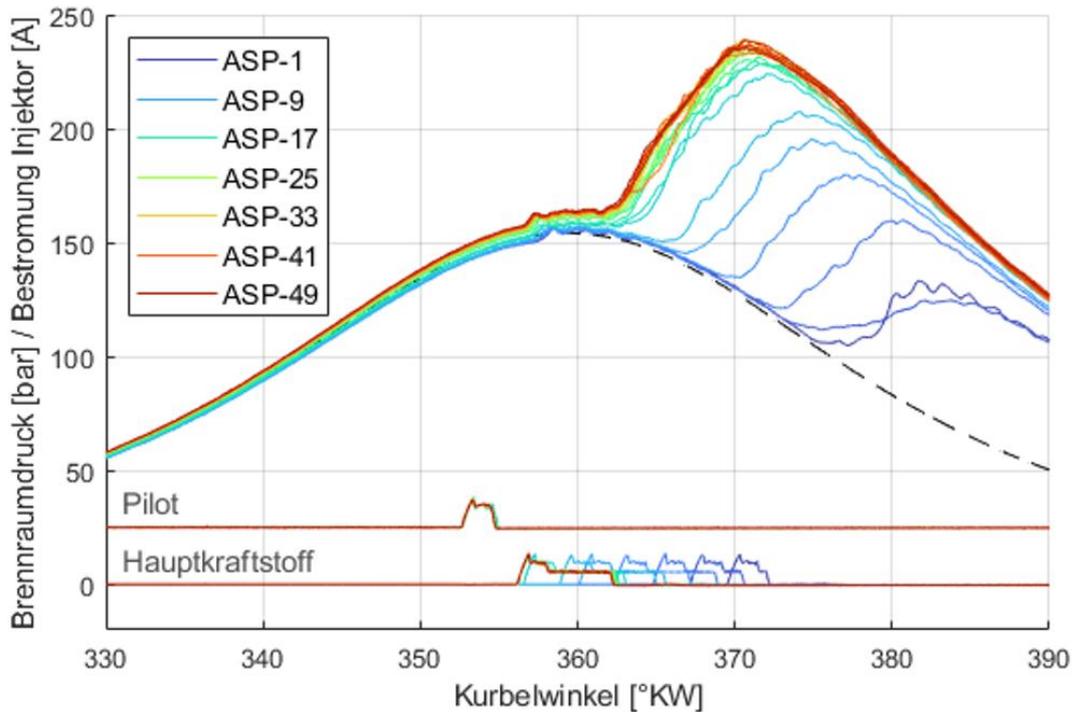
Eindüsung in die Ladeluft aufgebaut. Der Stickstoff wird dazu aus einem Flaschenbündel entnommen und in einem Venturimischer (welcher beim Betrieb des Prüfstands als Magergasmotor als Gasmischer dient) der Ladeluft beigemischt. Als Abgasmesstechnik wird ein photoakustisches Messgerät zur Bestimmung der Partikelmasse (AVL MicroSoot), sowie ein FTIR (AVL SESAM i60) zur Bestimmung der gasförmigen Abgaskomponenten verwendet.

In den in Kapitel 4 beschriebenen Versuchen wird der Optikmotor zunächst auf die Zieldrehzahl von 750 U/min geschleppt. Anschließend werden Ladedruck, Abgasgegendruck (standardmäßig 80% des Ladedrucks) sowie Diesel-Raildruck eingeregelt. Die mechanischen Druckregler für Steueröl, Sperröl und Gasdruck werden bereits vorab bei Test-Gaseinspritzungen am stehenden Motor passend eingestellt (siehe Kap. 3.3).

Bei den Versuchen muss berücksichtigt werden, dass sich in der Zeit vom Anlegen des Sperröldrucks bis zur ersten Gaseindüsung (vgl. Abbildung 3.3-3) eine verhältnismäßig große Menge Sperröl im Injektor ansammelt. In den ersten Gaseinspritzungen wird daher hauptsächlich Sperröl in den Brennraum eingedüst. Das Sperröl hat im Vergleich zu Hochdruck-Gas (Methan bei 500 bar) in etwa die 3-fache volumetrische Energiedichte, daher wäre v.a. im ersten Arbeitsspiel ein extrem hoher Brennraumdruck zu erwarten. Außerdem neigt das Sperröl stark zur Rußbildung, so dass die Gefahr besteht, das Kolbenglas bereits in den ersten Arbeitsspielen stark zu verschmutzen. Um das zu vermeiden, wird der Gasinjektor im ersten Arbeitsspiel nur sehr kurz und bei einem 15° späteren Kurbelwinkel bestromt (siehe Abbildung 3.7-2). Innerhalb der ersten 14 Arbeitsspiele werden Kurbelwinkellage und Dauer der Bestromung anschließend graduell in die jeweilige Ziel-Konfiguration überführt. Die Aufnahmen im unteren Teil von Abbildung 3.7-2 zeigen einen optischen Vergleich des Sperröleintrags in verschiedenen Arbeitsspielen, jeweils 1,5 ms nach Bestromungsbeginn des Gasinjektors. Vor allem im ersten Arbeitsspiel ist der Eintrag sehr hoch, in den folgenden 10 Arbeitsspielen nimmt der Anteil kontinuierlich ab. Etwa ab Arbeitsspiel 15 ist ein konstantes Niveau erreicht, das sich nicht weiter ändert.

Die kontinuierlich eingetragene Sperrölmenge konnte im Rahmen der Arbeit nicht vermessen werden, daher wird die Größenordnung mithilfe von Konstruktionsdaten des Injektors, sowie Stoffdaten des eingesetzten Sperröls (Amsoil „Severe Gear SAE 250“) abgeschätzt. Die Gas-Nadelführung zwischen Sperröl- und Gasvolumen kann als laminar durchströmte Ringspaltdrossel betrachtet werden. Zur Abschätzung wird das Gesetz von Hagen-Poiseuille verwendet, wobei die Spaltgeometrie, die Sperröl-Viskosität und die Druckdifferenz Sperröl-Gas als Parameter eingehen. Bei 80°C Injektor-Temperatur und 750 U/min ergibt sich ein kontinuierlicher Sperröleintrag von ca. 2,2 mm³ pro Arbeitsspiel. In den in Kapitel 4 gezeigten Betriebspunkten entspricht das knapp 10% der Diesel-Pilotmenge (24 mm³ bei Referenz-Bedingungen). Unter der Annahme, dass das Sperröl einen volumetrisch etwa gleichen Heizwert wie Dieselkraftstoff besitzt, beträgt der Sperröl-Energieanteil ca. 0,4% der Energiemenge der Gaseindüsung. Obwohl die Gaseindüsung in den optischen Aufnahmen wegen des mitgerissenen Sperröls deutlich sichtbar ist, spielt dieser Anteil für die Verbrennung und Schadstoffbildung vermutlich nur eine untergeordnete Rolle.

Im Verlauf des gemeinsamen Forschungsprojektes hat Woodward L'Orange den Sperröl-Eintrag des Injektors durch konstruktive Maßnahmen nochmals deutlich gesenkt, wodurch sich auch mit niedrigviskosem Dieseldieselkraftstoff nur sehr geringe Sperrölmengen ergeben. In dieser Arbeit konnte das jedoch nicht mehr untersucht werden.



Sperröl-Eintrag über Arbeitsspiele – 1,5ms nach Gas-Bestromung

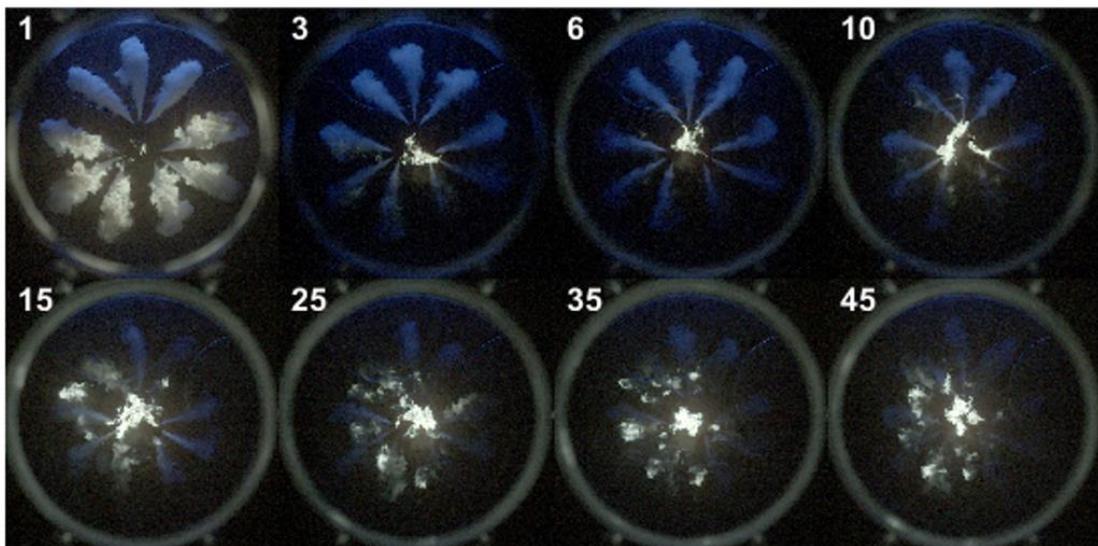


Abbildung 3-26 Routine zum Abfeuern des Sperröls in den ersten 14 Arbeitsspielen

Bei den Brenndruckverläufen in Abbildung 3.7-2 fällt auf, dass diese bereits vor der Zündung des Pilotkraftstoffs nicht deckungsgleich sind. Ursache für diese Abweichung ist, dass das System aus Wirbelstrombremse, Asynchronmaschine und übergeordnetem Drehzahlregler (Horiba SPARC) den Motor

3. Versuchsaufbau und eingesetzte Messtechniken

während des Versuchspunktes nicht exakt auf der eingestellten Drehzahl von 750 U/min halten kann. Durch Auswertung der Gas-Bestromungsverläufe, deren Dauer in absoluter Zeit (ms) bekannt ist, und die in °KW im Indizersystem erfasst werden, kann der in Abbildung 3.7-3 gezeigte Drehzahlverlauf berechnet werden.

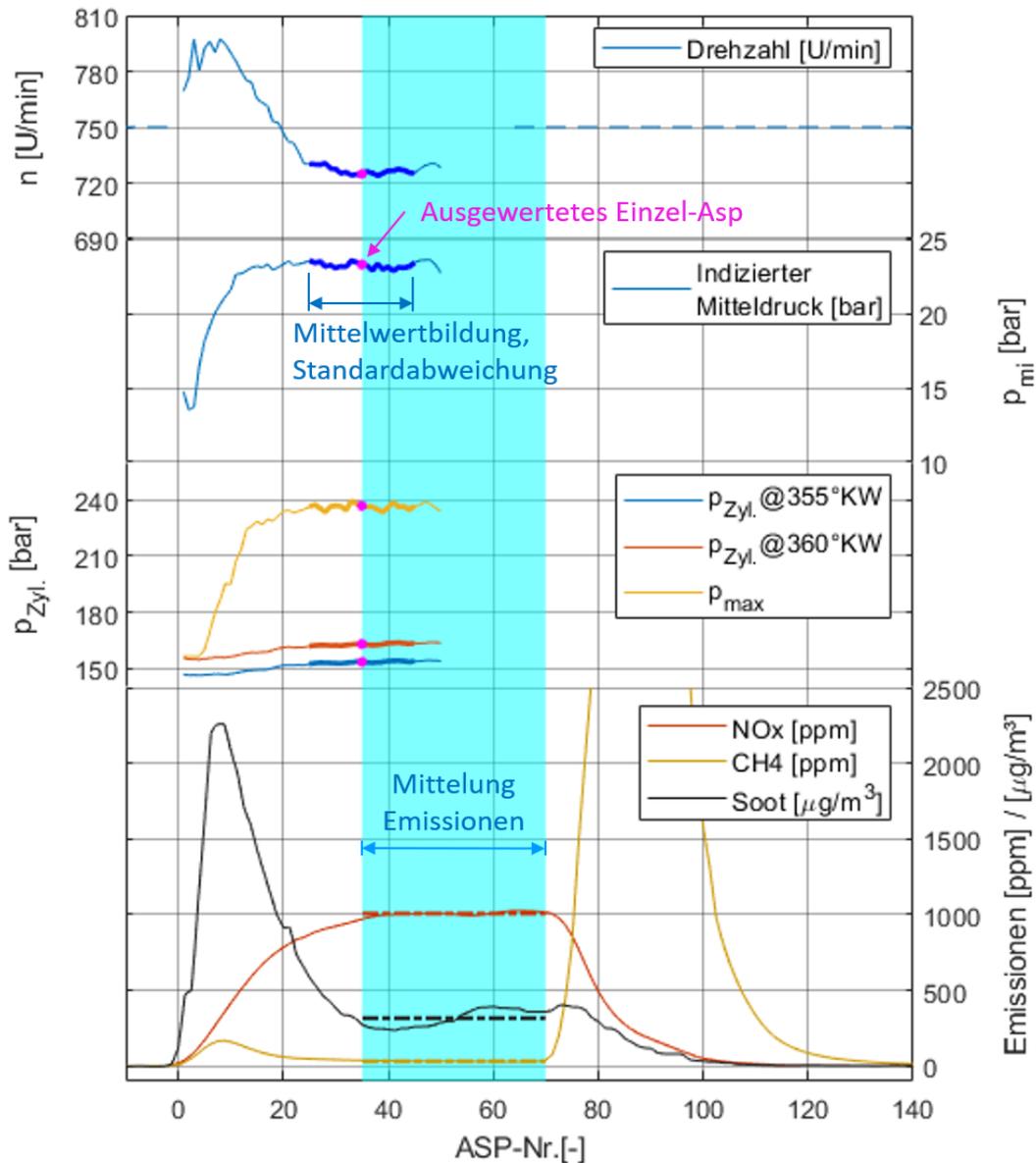


Abbildung 3-27 Zeitlicher Ablauf eines Versuchspunktes (thermodynamische Messgrößen, Emissionen)

Der Verlauf ist vor allem auf die verhältnismäßig träge Reaktion der Wirbelstrombremse zurückzuführen. Zu Beginn des Versuchspunktes kommt es durch das plötzlich notwendige Bremsmoment zu einem Überschwingen in der Drehzahl. Durch den I-Anteil baut der Regler anschließend einen Überschuss an Bremsmoment auf, so dass es etwa ab dem 20. Arbeitsspiel zu einem Unterschwingen bis auf ca. 725 U/min kommt. Durch die Drehzahlabweichung ergibt sich entsprechend umgekehrt proportional eine Abweichung der angesaugten Luftmenge: In absoluter Zeit sind die Einlassventile bei hoher Drehzahl kürzer, bei niedriger Drehzahl länger geöffnet. Bei den hier verwendeten hohen Ladedrücken und der

Miller-Nockenwelle mit einer Einlass-Öffnungsdauer von nur 120°KW ist der Effekt besonders stark ausgeprägt.

In Kapitel 4 werden die thermodynamischen Messgrößen wie z.B. Brennraumdruck und Heizverlauf jeweils aus einem Einzel-Arbeitsspiel gezeigt. Zusätzlich wird zur Beurteilung der zyklischen Stabilität ein Streuband aus Mittelwert +/- Standardabweichung aus 20 Arbeitsspielen gezeigt. Für die Berechnung von Mittelwert und Standardabweichung werden jeweils die Arbeitsspiele 25-45 genutzt, da in diesem Bereich die Motordrehzahl in guter Näherung konstant ist. Für das Einzelarbeitsspiel wird ein typisches Arbeitsspiel aus den Arbeitsspielen 30-40 ausgewählt.

Die Emissionsmessung läuft während des Versuchsbetriebs kontinuierlich mit. Erst in der nachgelagerten Auswertung werden die FTIR- und Ruß- Messdaten zeitlich zur Deckung gebracht und dem jeweiligen Messpunkt zugeordnet. Die Emissionsmessung läuft mit einer Rate von 5Hz, d.h. bei 750 U/min werden innerhalb von 10 Arbeitsspielen 8 Messwerte aufgezeichnet. Wegen dem 25L Beruhigungsvolumen in der Abgasstrecke, aber auch wegen den abweichenden Bestromungsparametern und dem Sperröleintrag, stellt sich erst ab etwa dem 35. Arbeitsspiel ein konstantes Emissionsniveau ein. Für eine ausreichend lange Emissions-Mittelungsdauer wird der Optikmotor pro Versuchspunkt für 70 Arbeitsspiele betrieben, wovon nur die ersten 50 thermodynamisch und optisch ausgewertet werden. Die Emissionen werden vom ca. 35. bis 70. Arbeitsspiel gemittelt, d.h. über eine Zeitdauer von 5,6 Sekunden. Insgesamt ergeben sich trotz des „instationären“ Optikmotor-Betriebs für alle Versuchspunkte plausible Emissionswerte, welche die Interpretation der optischen Messdaten unterstützen.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Im folgenden Abschnitt sind Verbrennungsuntersuchungen am optischen Forschungsmotor gezeigt, welche die Gas-Diesel-Verbrennung und einige ihrer maßgeblichen Einflussgrößen unter realitätsnahen Bedingungen charakterisieren.

Zunächst wird die Gas-Diesel-Verbrennung in Kapitel 4.1 mit einer konventionellen Common-Rail Dieserverbrennung unter möglichst identischen Randbedingungen verglichen. Der auf der Dieselseite volllastfähige HPDF-Injektor wird für beide Betriebsweisen verwendet. Es werden jeweils die maximal möglichen Kraftstoffdrücke eingestellt – für den Diesel-only-Betrieb 1800 bar Raildruck, für HPDF ein Gas-Raildruck von 500bar und ein Diesel-Raildruck von 1200 bar.

In den Kapiteln 4.2 bis 4.8 werden anschließend verschiedene Einflussfaktoren auf die HPDF-Verbrennung mit Methan als Hauptkraftstoff untersucht. Dazu gehören:

- Der Gasdruck (Kapitel 4.2)
- Das Verhalten bei sehr niedrigen Hauptkraftstoffmengen, d.h. bei Teillast- bzw. Leerlauf-Betriebspunkten (Kapitel 4.3)
- Das Timing der Pilotkraftstoff-Einspritzung und -Zündung im Verhältnis zur Gaseindüsung (Kapitel 4.4)
- Untersuchungen zu einer geteilten Gaseindüsung (Kapitel 4.5)
- Einfluss der verfügbaren Luftmasse im Brennraum, sowie Verdünnung der Zylinderladung mit Stickstoff als Emulation einer Abgasrückführung (Kapitel 4.6)
- Einfluss der Pilotkraftstoffmenge (Kapitel 4.7)
- Einfluss verschiedener Düsenkonfigurationen (Durchmesser der Gas-Düsenlöcher, Lochanzahl) sowie Form der Kolbenmulde (Kapitel 4.8)

Ein großes Potential des HPDF-Brennverfahrens ist dessen prinzipielle Eignung für eine große Vielfalt an Hauptkraftstoffen mit geringer Zündwilligkeit und volumenbezogenem niedrigem Heizwert. Ein Vergleich von Methan, Methanol und Wasserstoff in Kapitel 4.9 zeigt beispielhaft die Auswirkungen von flüssigen und gasförmigen Hauptkraftstoffen mit sehr unterschiedlichen Zünd- und Brenneigenschaften.

Neben der Kraftstoffflexibilität besteht ein weiterer Vorteil des HPDF-Verfahrens darin, dass Verbrennungsanomalien wie z.B. Klopfen prinzipbedingt nicht auftreten können. Das Brennverfahren ist dadurch sehr gut für höchste Mitteldrücke geeignet. In Kapitel 4.10 wird daher das Verhalten bei Mitteldrücken > 30bar sowohl mit Methan, als auch mit dem sonst v.a. bei hohen Lasten anspruchsvollen Kraftstoff Wasserstoff untersucht.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

die eingebrachte Wärmemenge ca. 4% über der des HPDF-Betriebs. Die indizierten Mitteldrücke liegen bei ca. 24...26 bar, was für einen Vollast-Betrieb in der untersuchten Motorenklasse typisch ist.

		Diesel	HPDF
Ladedruck	[bar]	7,2	
Abgasgegendruck	[bar]	5,76 (= 0,8 · p_L)	
Einlass-Steuerzeit	[-]	Miller, ES = 60° vor UT	
Epsilon	[-]	17	
Diesel-Spritzlöcher	[-]	9 x 0,275mm	9 x 0,275mm
Gas-Spritzlöcher	[-]	-	9 x 0,75mm
Raildruck Diesel	[bar]	1800	1200
Raildruck Gas	[bar]	–	500
Bestromungsbeginn (SoE) Vor- / Haupteinspritzung	[°KW vor OT]	7,6 / 2,6	7,6 / 4,0
Einspritzbeginn (Sol) Vor- / Haupteinspritzung	[°KW vor OT]	5 / 0	5 / 0
Dauer Vor- / Haupteinspritzung	[°KW]	1,5 / 13,5	1,5 / 10,0
Masse Vor- / Haupteinspritzung	[mg]	17 / 540	13 / 445
Q_{zu} gesamt	[kJ]	23,7	22,8
Energieanteil Voreinspritzung	[%]	~3,1%	~2,4%
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	2,5 / 2,0	2,6 / 2,1
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	25,6	24,2
Belichtungsdauer der Farbkamera	[ms]	1,5	5,0

Tabelle 4-1 Betriebsparameter für den Vergleich Diesel-only / HPDF

Abbildung 4.1-2 zeigt die kurbelwinkelaufgelösten Messdaten („Indizierdaten“), sowie die daraus berechneten Heiz- und Summenheizverläufe. Die Kurven sind jeweils transparent hinterlegt mit dem Streubereich Mittelwert +/- Standardabweichung der Arbeitsspiele 25 bis 45 (→ Kap. 3-7). Senkrecht gestrichelt sind die Kurbelwinkel der optischen Versuchsergebnisse aus den Abbildungen 4.1-3 und 4.1-4 eingezeichnet.

Die Daten zu Beginn und Ende der Pilot- und Haupteinspritzung in Tabelle 4.1-1 sind optisch aus dem Mie-Streulicht-Signal ermittelt (wegen dem Sperröl-Anteil ist dies auch für die Gaseindüsung möglich,

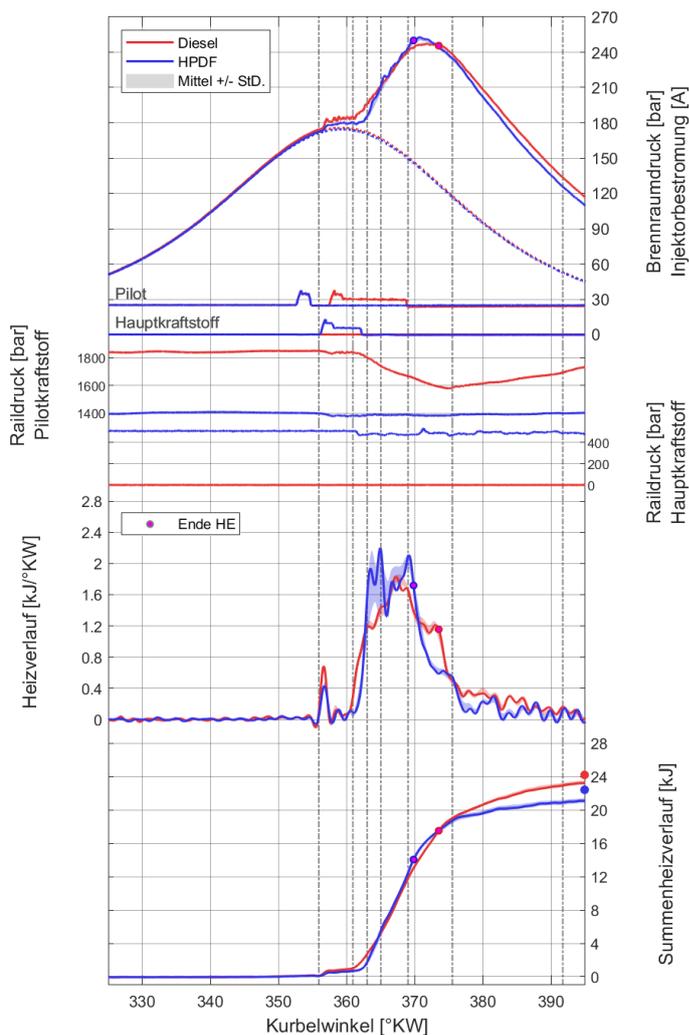


Abbildung 4-2 Indizierdaten für den Vergleich Diesel-only / HPDF

vgl. Kapitel 3.7). Prinzipiell lassen sich die Einspritzereignisse auch in den Diesel- und Gas- Raildruckverläufen identifizieren. Für die Einordnung ist aber wichtig, dass die Raildrucksignale einen Zeitversatz zu den tatsächlichen Verhältnissen an der Düse haben. Dieser ergibt sich aus dem Abstand des Raildrucksensors zur Düse und der Schallgeschwindigkeit im jeweiligen Medium ($\Delta t = c_{Medium} \cdot l$). Der Gas-Raildruck bleibt während der gesamten Gaseindüsung annähernd gleich. Beim Diesel-Betrieb bricht der Raildruck während des Einspritzvorgangs dagegen um etwas mehr als 10% ein.

Einspritzung und Zündung der Diesel-Pilotmenge zeigen in beiden Fällen ein sehr ähnliches Verhalten. Die optischen Aufnahmen zeigen, dass der Pilotkraftstoff in beiden Fällen kurz nach Ende der Piloteinspritzung zündet. Die Umsetzung der Pilotmenge erfolgt deshalb in einem relativ kurzen Premixed-Peak, ohne einen nennenswerten anschlie-

ßenden diffusiven Verbrennungsanteil. Die Eindringtiefe der Pilotflammen liegt bei etwa der Hälfte des Kolbenmulden-Radius (30mm). Im Diesel-Betrieb fällt sie wegen des höheren Raildrucks etwas höher aus als im Gas-Diesel-Betrieb. Wegen der sehr geringen Einspritzmenge befindet sich die Düsennadel im ballistischen Betrieb, d.h. sie öffnet nicht vollständig. Durch den geringen Nadelhub wirken sich selbst kleinste Fertigungsungenauigkeiten im Bereich des Nadelsitzes auf die Düseninnenströmung aus, was zu einer leicht asymmetrischen Eindringtiefe der neun Einspritzstrahlen bzw. Pilotflammen führt (vgl. 355,9 °KW in Abbildung 4.1-3).

Die Haupteinspritzung beginnt für beide Kraftstoffe bei exakt 360°KW. Die Diesel-Strahlkeulen zünden ohne nennenswerten Zündverzug schon nach wenigen Millimetern Eindringtiefe. Bei 360,9°KW (Abb. 4.1-3) sind sie bereits vollständig entflammt.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

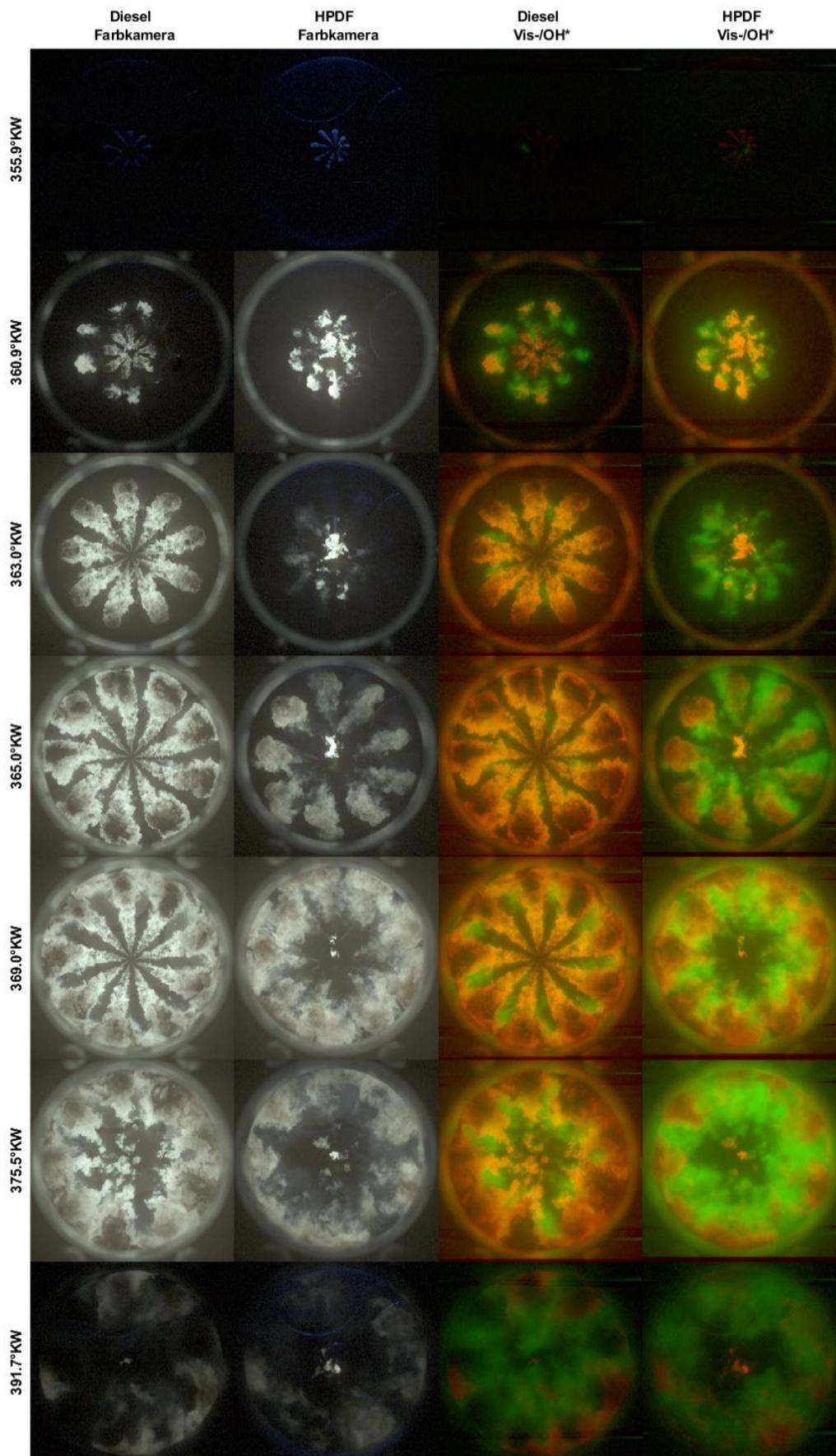


Abbildung 4-3 Farbkamera- und OH*-Aufnahmen für den Vergleich HPDF / Konventioneller Dieselpetrieb

Im Gas-Diesel-Betrieb ergibt sich für die Gasstrahlen ein ca. 1°KW längerer Zündverzug. Bei 363,0°KW (Abb. 4.1-3) ist in der OH*-Aufnahme zu sehen, dass die Gasstrahlen an den Strahlflanken bereits entflammt sind. In der Farbkamera-Aufnahme zeigt das nur schwach sichtbare blaue Mie-Streulichtsignal, dass die Strahlspitzen zu dem Zeitpunkt schon deutlich weiter in den Brennraum eingedrungen sind. Erst danach breitet sich die Flamme im Gasstrahl, vom Zündort an der Strahlflanke zur Strahlspitze hin, aus. Anders als bei der Dieselverbrennung, wo schon bei 360,9°KW neun hell rußleuchtende Flammenkeulen zu sehen sind, läuft die Flammenausbreitung in den Gasstrahlen zunächst vorgemischt ab, d.h. sie ist zunächst nur in den OH*-Aufnahmen zu sehen. Erst ab ca. 365°KW ist zunehmend eine Rußbildung in den Gasstrahlen sichtbar – tendenziell zuerst auf der der Drallströmung zugewandten Seite.

Die zunächst vorgemischte Flammenausbreitung in den Gasstrahlen erklärt auch die im Vergleich zur Dieselverbrennung höhere Standardabweichung der Wärmefreisetzungsrate (Abb. 4-2) bei bzw. unmittelbar nach deren Zündung. Je vollständiger die Gasstrahlen entflammt sind, desto mehr kommt jedoch wieder das zyklisch außerordentlich stabile Verhalten der „mischungskontrollierten“ Diffusionsverbrennung zum Tragen. Die anfänglichen zyklischen Schwankungen der Wärmefreisetzung beeinflussen daher den Brennraudruckverlauf gegen Ende der Verbrennung kaum. Das HPDF-Verfahren unterscheidet sich in diesem Punkt grundlegend von ottomotorischen Brennverfahren, wo zyklische Schwankungen in der ersten Flammenausbreitung einen großen Einfluss auf den weiteren Verbrennungsablauf haben [Sch12].

Im Vergleich zu den Diesel-Flammen sind die Methan-Diffusionsflammen etwas breiter, so dass sie sich ab 369°KW in Umfangsrichtung berühren. Bei den Diesel-Flammen ist dies zum gleichen Zeitpunkt nur am äußersten Rand der Kolbenmulde der Fall. Bei einer gleichen Anzahl an Einspritzstrahlen neigt also die 500bar-HPDF-Verbrennung eher zur Bildung eines ringförmig-geschlossenen kraftstoffreichen Bereichs am Muldenrand, als die 1800bar-Diesel-Verbrennung.

Wie bereits in Kapitel 2 erläutert, trägt der Strahlimpuls der Kraftstoffeindüsung bei diffusiven Brennverfahren maßgeblich zur Mischung von Kraftstoff und Luft bei. Beim Ende der Kraftstoffeindüsung fällt deshalb ein Haupttreiber für die Mischung von Brennstoff und Luft weg und die Wärmefreisetzungsrate bricht schlagartig ein. Der zum Zeitpunkt des Nadel-Schließens noch unverbrannte Kraftstoff wird anschließend vergleichsweise langsam in einer „hyperbelförmigen“ Ausbrandphase umgesetzt, wobei immer noch die Mischung von Kraftstoff und Luft die Wärmefreisetzung bestimmt. In einer früheren Untersuchung mit verschiedenen Drallniveaus bei 300 bar Gasdruck (Max-F-Nockenwelle → niedriger Drall, Miller-Nockenwelle → hoher Drall) konnte gezeigt werden, dass ein höher Drall die Mischung und damit die Wärmefreisetzung in der Ausbrandphase beschleunigt [Gle19].

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

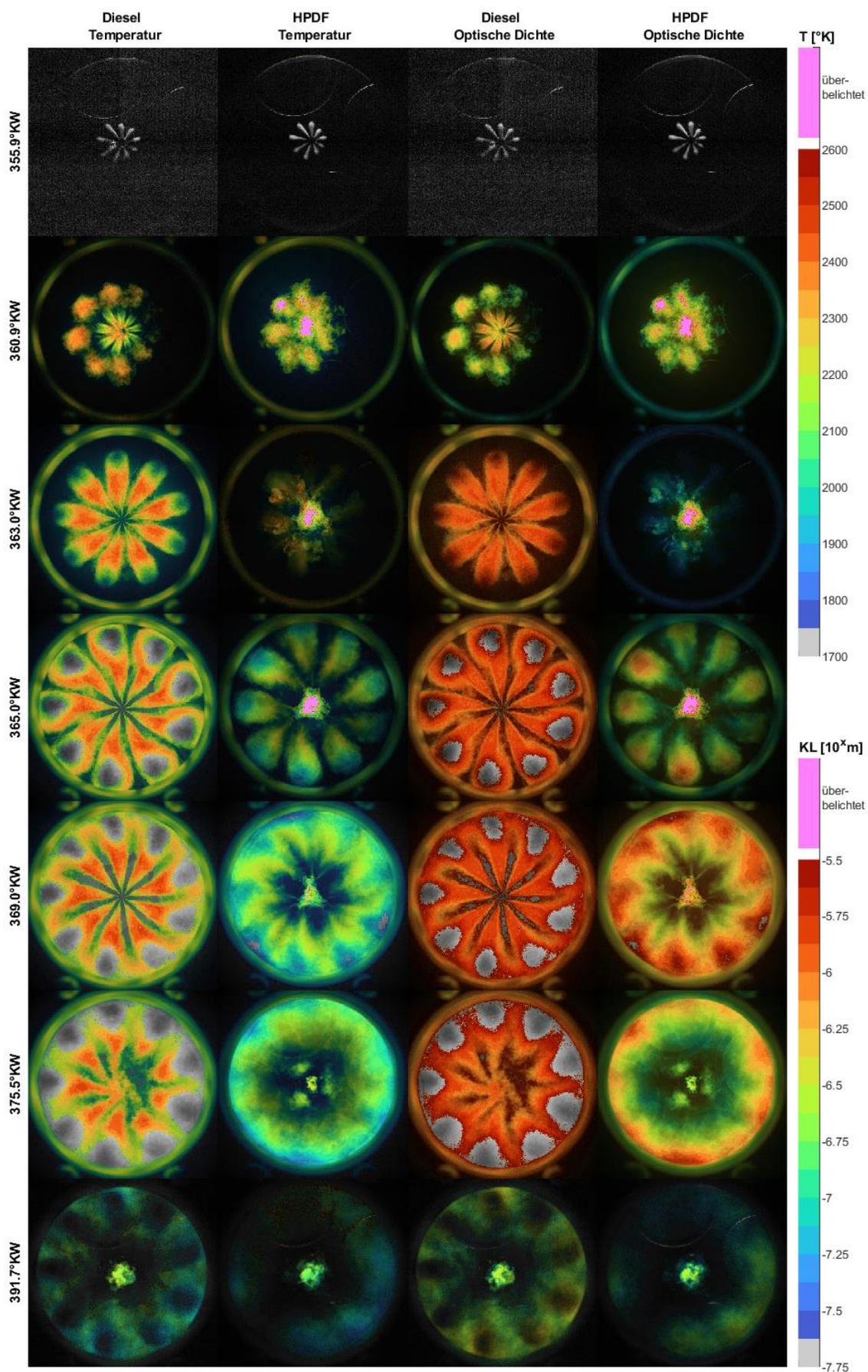


Abbildung 4-4 Ergebnisse 2-Farben-Methode für den Vergleich HPDF / konventioneller Dieselmotorbetrieb

Abbildung 4.1-4 zeigt die Ergebnisse der 2-Farben-Methode. Die Pilotflammen zeigen bei beiden Betriebsarten eine ähnliche optische Dichte. Wohl wegen der höheren Pilot-Kraftstoffmenge und dem höheren Einspritzdruck ergeben sich beim Diesel-only-Betrieb leicht höhere Flammentemperaturen (+ ca. 100°K).

Deutliche Unterschiede ergeben sich dagegen in der Hauptverbrennung – hier haben die Diesel-Flammenkeulen eine durchweg ca. 200°K höhere Temperatur als die Methan-Diffusionsflammen. Auch die optische Dichte der Dieselflammen ist um ein bis zwei Größenordnungen höher. Diese Beobachtung steht im Einklang mit den in Kapitel 2 gezeigten theoretischen Überlegungen zum Einfluss der Kraftstoffart auf Flammentemperatur und Rußbildung (Abb. 2.1-4 und 2.1-5). Sobald die Kraftstoffstrahlen am Rand der Kolbenmulde auftreffen, bildet sich besonders beim HPDF-Betrieb eine ringförmig geschlossene kraftstoffreiche Zone am Muldenrand (369,9-375,5°KW). Wegen des Luftmangels in dieser Zone fällt die Flammentemperatur zum Muldenrand hin ab und die Rußkonzentration (optische Dichte) nimmt zu. Wie in Kapitel 3-6 erläutert, kann für Bereiche mit intensivem Kontakt der Flamme zum Kolbenboden kein sinnvolles Ergebnis nach der 2-Farben-Methode berechnet werden. Diese Bereiche sind deshalb in Grau dargestellt.

In der Ausbrandphase (375,5 und 391,7°KW) nimmt die optische Dichte weiter ab. Bereits gebildeter Ruß wird durch die fortschreitende Mischung fetter Flammenzonen mit Luft oxidiert, solange die Flammentemperatur ausreichend hoch ist. Wegen der Expansion sinkt jedoch auch die Flammentemperatur. Bei 30°KW nach OT ist mit ca. 1800°K ein Wert erreicht, ab dem die Rußoxidation allmählich „einfriert“ [Lau05]. Der bei 30° nach OT noch sichtbare Ruß ist daher vermutlich zum großen Teil deckungsgleich mit dem Ruß, der in der Emissionsmessung erfasst wird.

Bei beiden Brennverfahren ist außerdem zu erkennen, dass sich bei 30°KW nach OT um die Diesel-Düse eine kleine, hell leuchtende Diffusionsflamme bildet. Grund ist nachtropfender Kraftstoff aus dem Sackloch der Diesel-Düse – auch dieser trägt maßgeblich zu den Rußemissionen bei. Der HPDF-Injektor besitzt dabei eine moderne Konstruktion mit einem vergleichsweise kleinen Sacklochvolumen. Bei älteren Injektor-Generationen mit größerem Sacklochvolumen würde der Effekt noch sehr viel stärker zum Tragen kommen.

In Abbildung 4.1-5 ist die Emissionsmessung für beide Betriebspunkte dargestellt. Außerdem ist ein dem HPDF-Punkt analoger Betrieb *nur* mit Piloteinspritzung (1200 bar Raildruck) gezeigt, um deren Anteil der an den Emissionen zu charakterisieren. Im Vergleich zum Diesel-Betrieb zeigt die Gas-Diesel-Verbrennung ca. 30% niedrigere NO_x-Emissionen, was wegen der niedrigeren Flammentemperatur von Methan (Kapitel 2) zu erwarten ist. Die Rußemissionen sind sowohl beim HPDF- als auch beim Diesel-Betrieb sehr niedrig und in der Größenordnung dessen, was schon alleine durch die Piloteinspritzung gebildet wird. Bei beiden Brennverfahren werden zwar (optisch sichtbar) große Mengen an Ruß als Zwischenprodukt gebildet, der Großteil davon wird jedoch bis zum Ende der Verbrennung wieder oxidiert. Im direkten Vergleich zeigt der Diesel-Betrieb überraschenderweise noch deutlich niedrigere Ruß-Emissionen als der HPDF-Betrieb. Dies lässt sich auf den deutlich höheren Kraftstoffdruck (1800 bar vs. 500 bar bei HPDF) und die höhere Flammentemperatur zurückführen, welche die Ruß-Oxidation unterstützen. Es bleibt anzumerken, dass die hier gewählten Betriebsbedingungen (hoher Raildruck,

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

hoher Luftüberschuss, keine Abgasrückführung) für die Rußoxidation außerordentlich günstig sind – was nicht für jeden Dieselmotor repräsentativ ist.

Das Ziel innermotorisch vernachlässigbar niedriger Methanemissionen wird mit dem HPDF-Brennverfahren erreicht – diese liegen bei nur 33 ppm und damit mindestens eine Größenordnung unter dem Niveau moderner Magergasmotoren [Kor21; Eic19a; Bar20; Ush19a]. Beim Diesel-Betrieb ergeben sich erwartungsgemäß keine Methan-Emissionen. Der Wert von 2 ppm beim Pilot-only-Betrieb ist möglicherweise einer minimalen Leckage an den Nadelsitzen des Gasinjektors geschuldet.

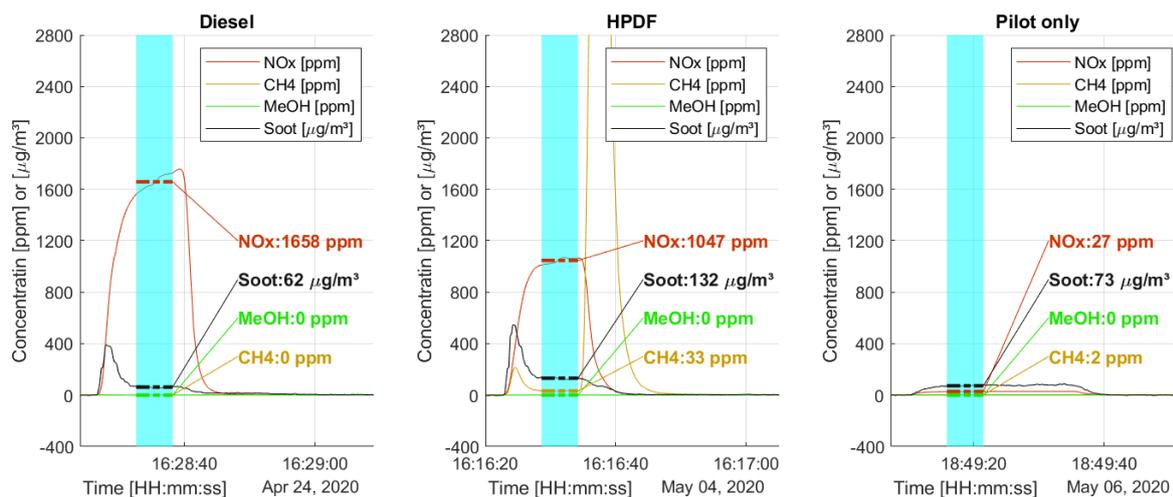


Abbildung 4-5 Emissionen für Diesel- / HPDF-Betrieb / Piloteinspritzung

Der Vergleich bestätigt, dass die HPDF-Verbrennung ein grundsätzlich sehr ähnliches Verhalten zeigt wie eine konventionelle, „mischungskontrollierte“ Dieselerverbrennung. Der einzige wesentliche Unterschied ist, dass die Zündung der Haupteinspritzung durch Fremdzündung an den Pilotflammen geschieht und sich die Flamme in den Gasstrahlen zunächst vorgemischt ausbreitet [Fin18; Fin21]. Weitere Unterschiede (z.B. in der Schadstoffbildung) sind der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffs, dem Einspritzdruck, sowie unterschiedlichen Strahllagen in Bezug auf die Kolbenmulde geschuldet.

4.2. Einfluss des Gasdrucks

Der Strahlimpuls der Kraftstoffeindüsung – und damit der Einspritzdruck – hat bei diffusiven Brennverfahren einen großen Einfluss auf die Gemischbildung und den mischungskontrollierten Verbrennungsablauf. In diesem Abschnitt wird deshalb der Einfluss des Gasdrucks auf die Gas-Diesel-Verbrennung untersucht.

Für Gas-Raildrücke von 330, 415 und 500 bar wird dazu die Ansteuerdauer des Gasinjektors so angepasst, dass sich gemäß vorab ermittelter Mengenkennlinien gleiche Gasmassen ergeben. Bei konstant gehaltenem Einspritzbeginn ergibt sich bei den niedrigeren Gasdrücken ein späteres Ende der Gaseinspritzung, was naturgemäß zu einem späteren Verbrennungsschwerpunkt, niedrigerer NO_x -Bildung und höheren Ruß-Emissionen führt. Um den Einfluss des verschobenen Einspritzendes zu bewerten, wird für 330 bar Gasdruck zusätzlich ein Versuchspunkt mit um +4°KW nach früh verschobenem Beginn der Diesel- und Gaseinspritzung vermessen, womit sich ein gleiches Einspritzende wie in dem Fall mit 500 bar Gasdruck ergibt.

Die Versuchsparameter sind grundsätzlich identisch mit denen aus Kapitel 4.1, lediglich die Luftmasse sowie Ladedruck und Abgasgegendruck sind um 10% reduziert. Tabelle 4-2 gibt einen Überblick über die verwendeten Einstellparameter.

		330 bar	415 bar	500 bar	330bar +4°KW
Ladedruck	[bar]	6,5			
Abgasgegendruck	[bar]	5,2 (= $0,8 \cdot p_L$)			
Raildruck Diesel	[bar]	1200			
Raildruck Gas	[bar]	330	415	500	300
Start Piloteinspritzung (Sol)	[°KW vor OT]	+5		+9	
Start Gaseinspritzung (Sol)	[°KW vor OT]	+0		+4	
Dauer Gaseinspritzung	[°KW]	14	12	10	14
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	2,6 / 2,1	2,5 / 2,0	2,5 / 2,0	2,7 / 2,2

Tabelle 4-2 Betriebsparameter für die Untersuchung des Gasdruck-Einflusses

Die kurbelwinkelaufgelösten Verläufe von Brennraumdruck und Wärmefreisetzung zeigen ein erwartbares Verhalten - während der Gaseindüsung ist das Niveau der Wärmefreisetzungsrates in etwa

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

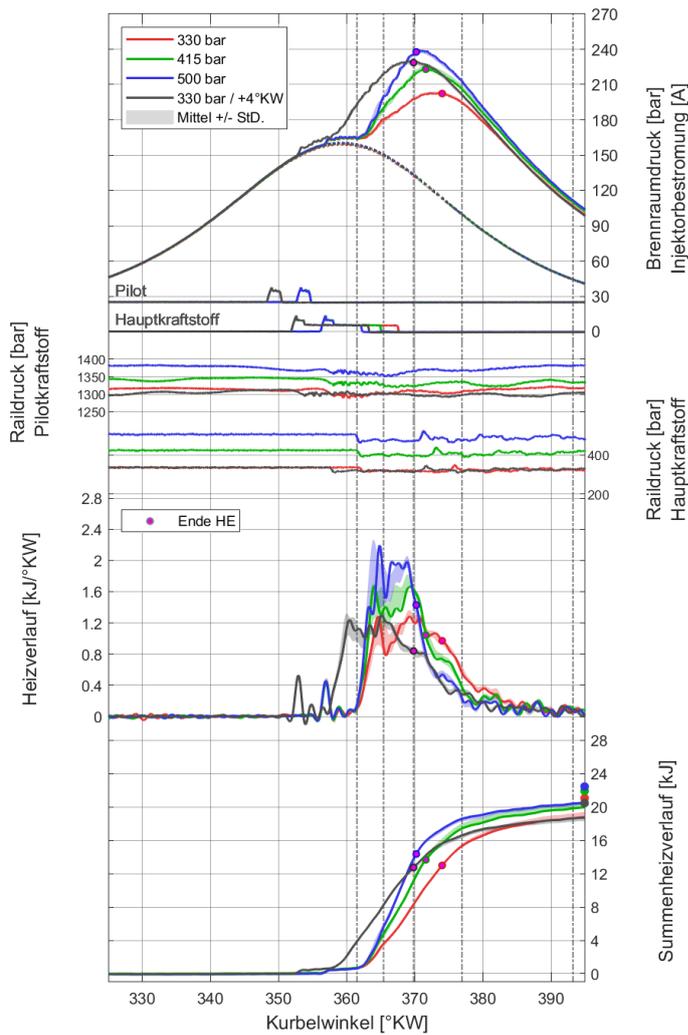


Abbildung 4-7 Indizierdaten zum Einfluss des Gasdrucks

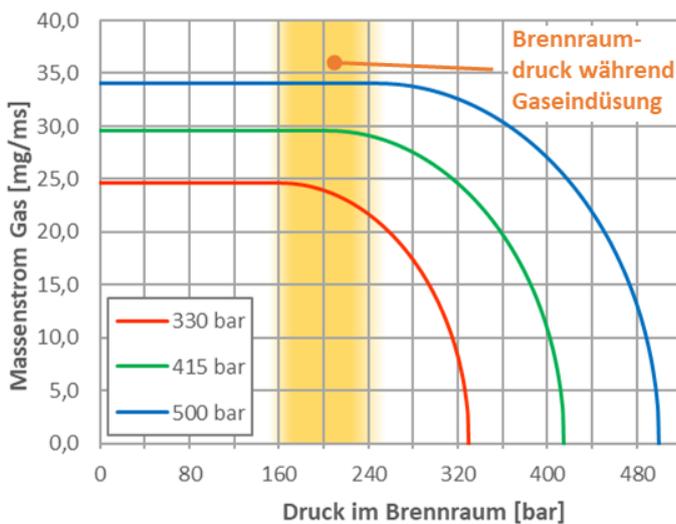


Abbildung 4-6 Einfluss des Gegendrucks im Brennraum auf den Massenstrom der Gaseindüsung

proportional zum eingedüsten Gas-Massenstrom, und damit zum Gasdruck. Mit steigendem Gasdruck kommt es deshalb zu einem „steileren“ Anstieg des Brennraumdrucks. Für einen vergleichbaren Brennraumdruckverlauf bei verschiedenen Gasdrücken müsste die Querschnittsfläche der Gas-Düsenlöcher umgekehrt proportional zum Gasdruck angepasst werden.

Bei allen drei Gasdrücken zeigt sich wieder der markante Einbruch sowie das anschließend hyperbelförmige Abklingen der Wärmefreisetzungsrate beim Ende der Gaseindüsung. Bei den Punkten mit 330 bar geht jedoch – im Gegensatz zu den Punkten mit höherem Gasdruck – die Wärmefreisetzungsrate auch schon vor Ende der Gaseindüsung etwas zurück. Eine plausible Erklärung dafür ist, dass bei 330 bar Gasdruck und hohen Brennraumdrücken an den Düsen des Gasinjektors kein überkritisches Druckverhältnis mehr anliegt. Abb. 4.2-2 zeigt den

theoretischen, mit den bekannten Gasdynamischen Beziehungen berechneten, Massenstrom durch die Düsen des Gasinjektors, in Abhängigkeit von Gas- und Brennraumdruck. Der Rechnung wurden Stoffwerte für Methan bei 80°C aus der NIST-Stoffdatenbank zugrunde gelegt. Bei 330 bar Gas- und 230 bar Brennraumdruck bricht nach dieser theoretischen Betrachtung der Massenstrom der Gaseindüsung bereits um 9% gegenüber dem kritischen Massenstrom ein. Mögliche Druckverluste zwischen dem Gas-Raildruck und dem Druck in den Sacklöchern unterhalb der Gasnadeln sind hierbei noch nicht berücksichtigt.

dem Druck in den Sacklöchern unterhalb der Gasnadeln sind hierbei noch nicht berücksichtigt.

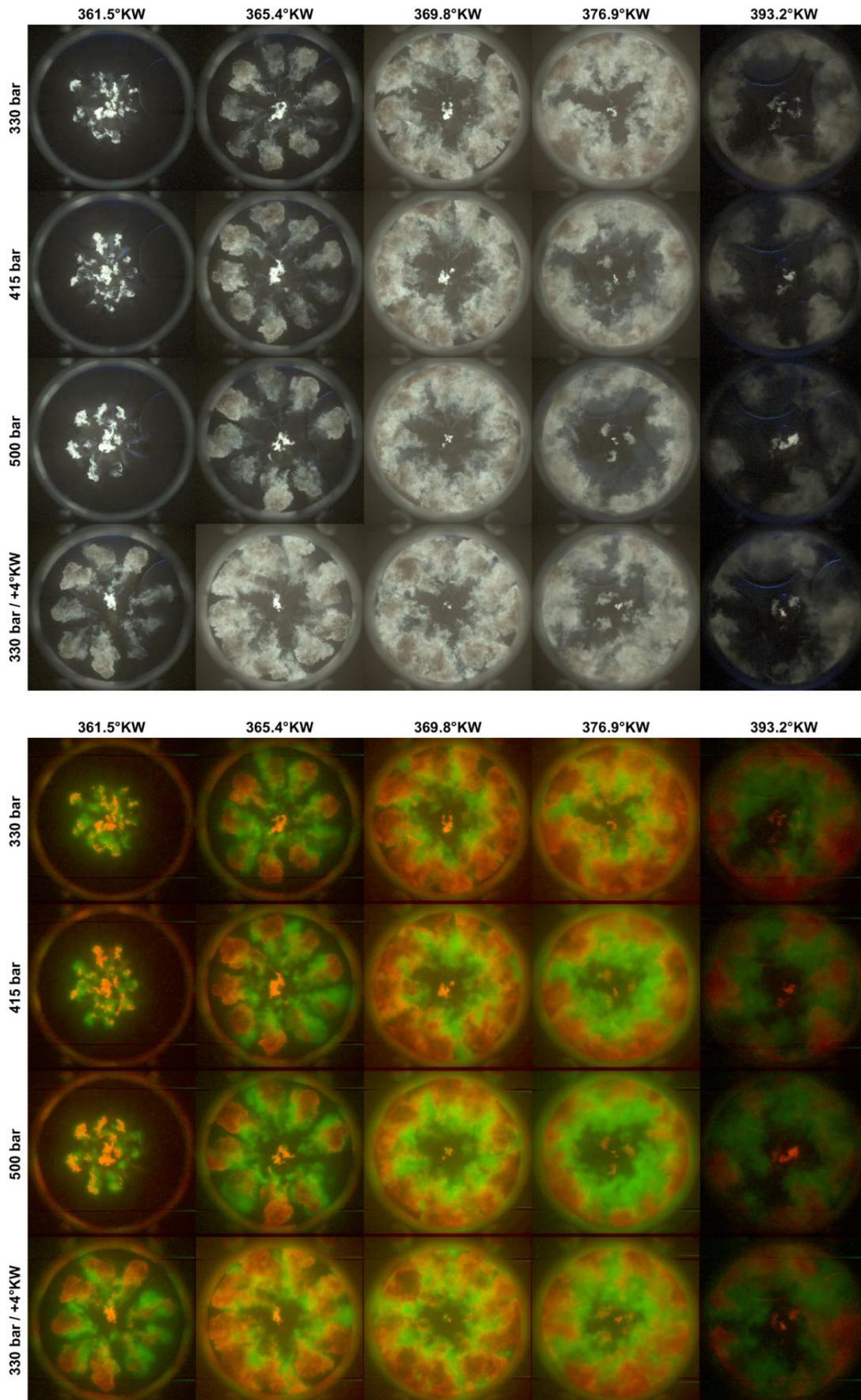


Abbildung 4-8 Farbkamera- und OH*-Aufnahmen zum Einfluss des Gasdrucks

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Die Wärmefreisetzung in der Ausbrandphase lässt sich am besten anhand der zwei Betriebspunkte mit demselben Einblase-Ende (500 bar / 330 bar mit SOE +4°KW) vergleichen. Die beiden Summenheizverläufe schneiden sich bereits kurz vor Ende der Gaseindüsung, wohl weil aus dem oben beschriebenen Grund bei 330 bar Gasdruck etwas weniger Gas (knapp 10%) in den Brennraum gelangt. Ab ca. 5°KW nach Ende der Gaseindüsung verlaufen beide Summenheizverläufe nahezu parallel. Das bedeutet, dass zumindest einige Zeit nach Ende der Gaseindüsung der Impuls der Gasstrahlen keine Rolle mehr für die Mischung und die Wärmefreisetzung in der Ausbrandphase spielt.

In den optischen Aufnahmen sind zu Beginn – außer den schnelleren Eindringen der Gasstrahlen bei höherem Gasdruck – kaum Unterschiede zu erkennen. Die Zündung sowie die erste sichtbare Rußbildung in Gasstrahlen findet in den drei Fällen mit gleichem Einblasebeginn zur gleichen Zeit statt. Die erste Verbrennungsphase scheint also vom Impuls der Gasstrahlen kaum beeinflusst zu sein.

In der Ausbrandphase gibt es dagegen die klare Tendenz, dass der sichtbare Ruß (sowohl in den Farbkamera-Aufnahmen in Abb. 4.2-3 als auch die optische Dichte in Abb. 4.2-4) mit steigendem Gasdruck abnimmt. Die gleiche Tendenz kann bei der Ruß-Emissionsmessung (Abb. 4.2-5) beobachtet werden. Bei 393,2 °KW liegt die Flammentemperatur in allen vier Fällen nur noch bei ca. 1800...1950°K. Der hier sichtbare Ruß wird daher kaum noch weiter oxidieren und entspricht deshalb vermutlich größtenteils dem in der Emissionsmessung bestimmten Ruß.

In den optischen Aufnahmen ist aber auf den ersten Blick nicht klar zu erkennen, was zu der schnelleren Rußoxidation in der Ausbrandphase führt. Bis zum Ende der Gaseindüsung sind die rußende Diffusionsflammen, ihre Flammentemperatur und optische (Ruß-) Dichte für alle Betriebspunkte annähernd gleich verteilt. Bei niedrigem Gasdruck liegen die optisch sehr dichten Bereiche tendenziell etwas mehr in der Brennraum-Mitte (369,8°KW / 330 bar +4°KW), bei höherem Gasdruck (369,8°KW / 330 bar) näher am Muldenrand. Die maximalen Flammentemperaturen sind ebenfalls nahezu identisch (2100...2200°K).

Mit zunehmendem Gasdruck fallen die Zonen hoher Flammentemperatur jedoch breiter aus und ziehen sich teilweise bis zum Rand der Kolbenmulde. Der Haupteffekt des höheren Gasdrucks liegt also vermutlich darin, dass die Gasstrahlen mit zunehmendem Druck mehr Luft in die kraftstoffreichen Zonen am Muldenrand befördern. Da bei steigendem Gasdruck auch mehr Kraftstoff in diese Zonen gefördert wird, halten sich Rußbildung und -Oxidation *während* der Gaseindüsung zunächst die Waage. Erst in der Ausbrandphase führt die zusätzlich in diese Zonen eingetragene Luft dazu, dass der bereits gebildete Ruß schneller und vollständiger oxidiert.

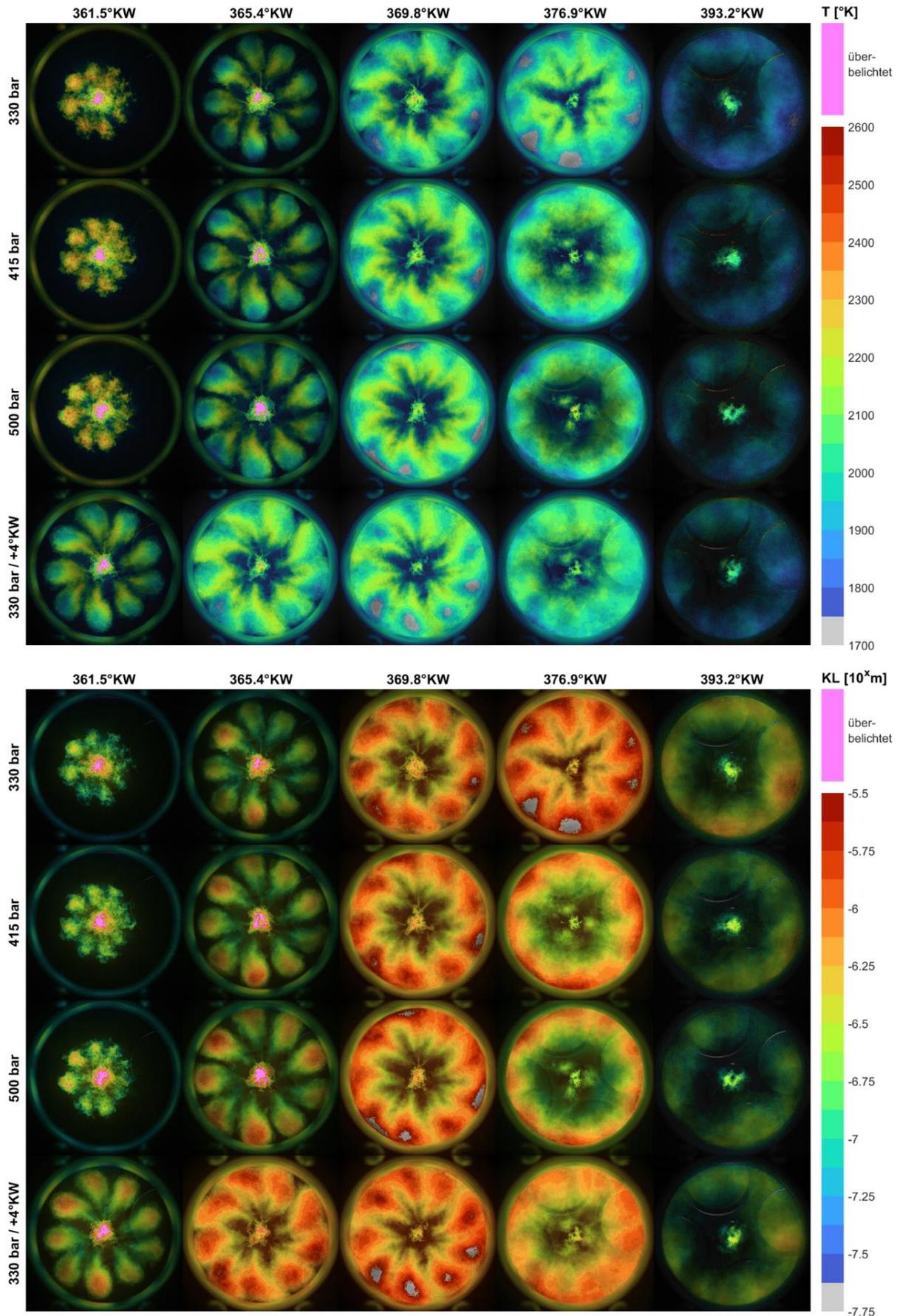


Abbildung 4-9 Ergebnisse der 2-Farben-Methode (Temperatur und optische Dichte) für die Gasdruck-Variation

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

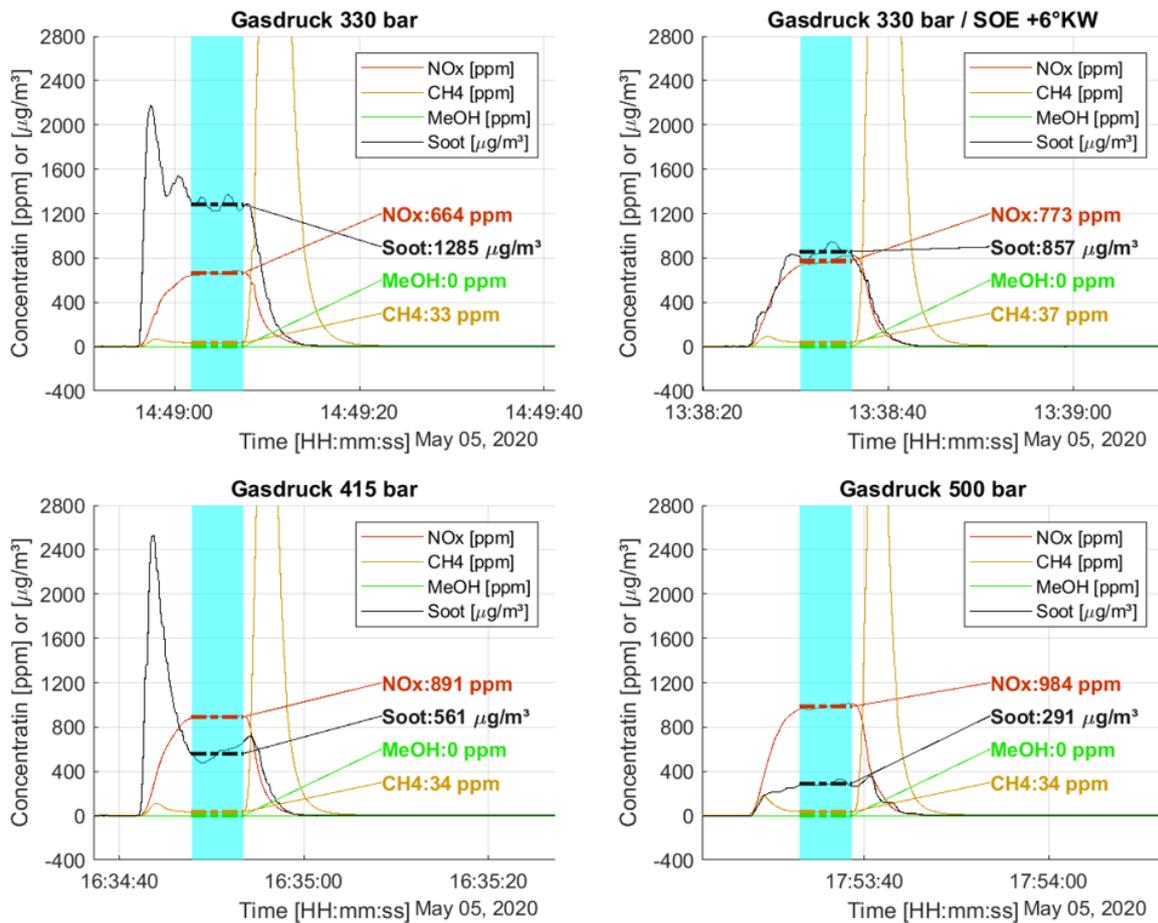


Abbildung 4-11 Emissionen (Trend) bei Variation des Gasdrucks

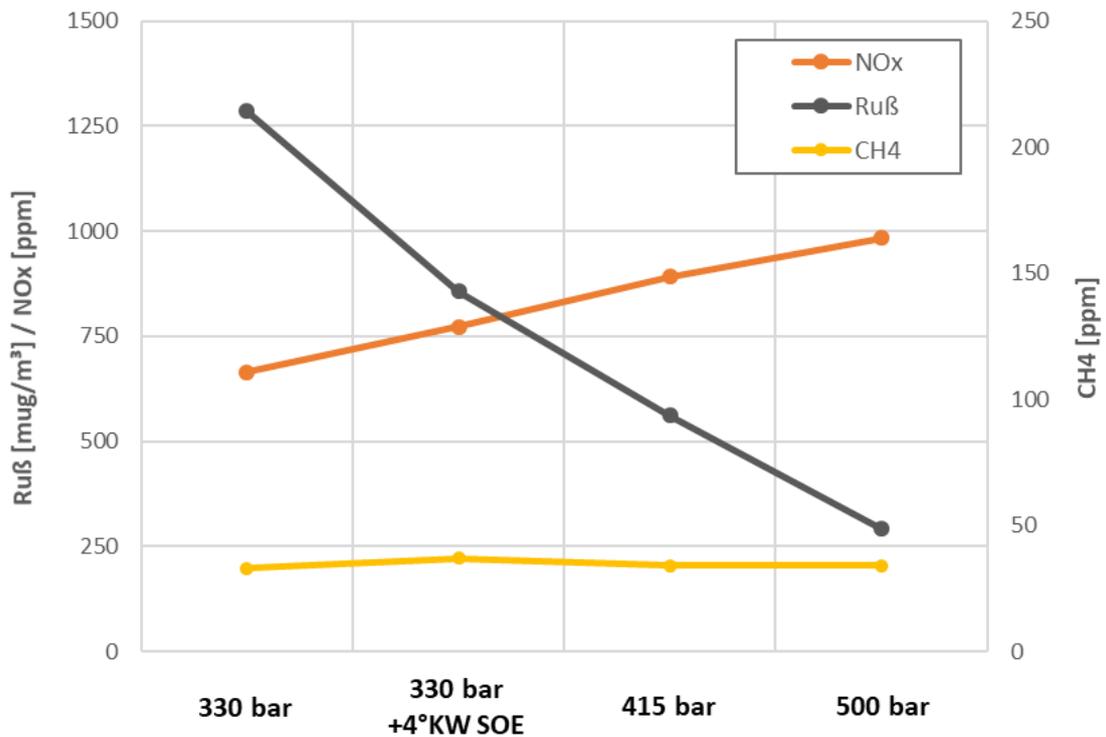


Abbildung 4-10 Emissionen (Trend) bei Variation des Gasdrucks

Die Emissionen sind als Rohdaten in Abbildung 4.2-5, sowie als Trend über dem Gasdruck in Abbildung 4.2-6 gezeigt. Ein steigender Gasdruck führt zu drastisch sinkenden Rußemissionen (ca. -80% bei 330 bar → 550 bar). Die NO_x-Emissionen steigen moderat (ca. +50% bei 330 bar → 550 bar). Eine Frühverschiebung der Verbrennung bewirkt zwar die gleiche Tendenz wie eine Gasdruck-Steigerung, hat aber im Vergleich nur eine sehr begrenzte Wirkung. Interessanterweise bleiben die Methanemissionen vom Gasdruck unbeeinflusst.

Zusammengefasst lässt sich feststellen, dass eine Änderung des Gasdrucks in einem sehr weiten Bereich (330...500 bar) die Phänomenologie der HPDF-Verbrennung nicht grundlegend verändert. Auch die mittels 2-Farb-Pyrometrie ermittelten Flammentemperaturen bleiben in erster Näherung gleich, was bei Betrachtung der theoretischen Grundlagen diffusiver Verbrennungsvorgänge (vgl. $\varphi - T$ -Plots in Kapitel 2.1) zu erwarten ist. Ähnlich wie bei Diesel-Brennverfahren führt eine Anhebung des Einspritzdrucks zu einer deutlichen Reduktion der Ruß-Emissionen, während die NO_x-Emissionen moderat steigen. Die sinkenden Rußemissionen sind vor allem auf eine verbesserte Rußoxidation in der Ausbrandphase zurückzuführen. Eine wichtige Erkenntnis ist, dass die Methanemissionen mit steigendem Gas-Einblasedruck nicht ansteigen.

Von den zahlreichen Arbeiten zur HPDF-Verbrennung (→ Kapitel 2.3) existieren bis jetzt nur wenige, in denen hohe Gasdrücke (~300...500 bar) untersucht wurden. Zwei dieser Arbeiten sind optische Einzelstrahl-Untersuchungen an Einhubtriebwerken [Imh13; Fin21]. Auch hier wurde bereits die grundsätzliche phänomenologische Ähnlichkeit des Verbrennungsablaufs, unabhängig vom Einblasedruck, beobachtet.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird ein Gasdruck von 500 bar als Referenzfall betrachtet, da damit die niedrigsten Rußemissionen erreicht werden. Vor dem Hintergrund immer strikterer Abgasnormen für NO_x und Ruß ist das die wahrscheinlichste Entwicklungsrichtung, da zur Einhaltung sehr niedriger NO_x-Werte eine SCR-Abgasnachbehandlung ohnehin erforderlich wird. Bei den exzellenten Konvertierungsraten moderner SCR-Systeme (bis 95% [Nov14]) stellen die höheren innermotorische NO_x-Rohemissionen kein Problem dar. Gleichzeitig wird der Partikelfilter deutlich weniger beladen oder es kann gegebenenfalls auf diese wartungsanfällige Komponente ganz verzichtet werden.

Nach dem Trend in Abbildung 4.2-6 ist bei Gasdrücken über 500 bar ein weiteres Absinken der Rußemissionen zu erwarten. Es erscheint deshalb sinnvoll, zukünftige HPDF-Injektorgenerationen auf noch höhere Gasdrücke auszulegen. Bei der Betrachtung des Gesamtsystems ist natürlich auch der Energiebedarf zur Erzeugung des notwendigen Gasdrucks entscheidend. Sofern - wie bei aktuell kommerziell erhältlichen LKW-Systemen - tiefkalt verflüssigtes Erdgas (LNG) als Kraftstoff genutzt wird, spielt dieser Energieaufwand jedoch nur eine untergeordnete Rolle [Wil21].

4.3. Einfluss der Motorlast

Die bisher gezeigten Betriebspunkte sind repräsentativ für den Vollast-Betrieb. Es stellt sich die Frage, wie sich die Phänomenologie der Gas-Diesel-Verbrennung ändert, wenn z.B. in einem Leerlaufbetriebspunkt nur sehr geringe Gasmassen eingedüst werden.

Zur Klärung dieser Fragestellung werden HPDF-Versuche mit einer minimalen Gasmenge durchgeführt. Als Luftmenge werden 50% bzw. 75% des Referenzpunktes (Betriebspunkt mit 500bar Gasdruck aus Abschnitt 4.2) eingestellt. Die relevanten Einstellparameter sind in Tabelle 4.3-1 gezeigt. Alle anderen Parameter, insbesondere die Raildrücke sowie der Bestromungsbeginn der Diesel- und Gaseinspritzung, wurden vom Referenzpunkt übernommen.

Der hier mit „Referenz“ bezeichnete Betriebspunkt besitzt die gleichen Einstellparameter wie der entsprechende Betriebspunkt aus Abschnitt 4.2. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit wurde er aber im Rahmen dieser Versuchsreihe wiederholt.

		1,1 bar p_{mi} 50% Luftmasse	1,1 bar p_{mi} 75% Luftmasse	Referenz
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	3,25 / 2,60	4,875 / 3,90	6,5 / 5,2
Ansteuerdauer Piloteinspritzung	[ms]	0,464	0,464	0,464
Ansteuerdauer Gaseinspritzung	[ms]	0,42	0,42	1,40
Dauer Gaseinspritzung	[°KW]	1,6	1,8	10
Q_{zu} Piloteinspritzung	[kJ]	~0,45 kJ	~0,45 kJ	~0,45 kJ
Q_{zu} Gaseinspritzung	[kJ]	1,35 kJ	2,00 kJ	23,0 kJ
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	12,2 / 9,8	14,1 / 11,3	2,3 / 1,9
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	1,09	1,11	23,0

Tabelle 4-3 Parameter für Untersuchungen zu niedrigen Motorlasten

Zur Einordnung der Ergebnisse – insbesondere der Abgasmessung – ist anzumerken, dass die Öffnungsdauer des Gasinjektors bei den hier untersuchten Minimalmengen nur mäßig stabil ist. Zur Diskussion der Ergebnisse werden deshalb Arbeitsspiele ausgewählt, bei denen sich für beide Betriebspunkte ein in etwa gleicher indizierter Mitteldruck ergibt, siehe Abbildung 4.3-1.

In den thermodynamischen Messdaten ist zu beobachten, dass die Zündverzugszeit der Diesel-Piloteinspritzung mit abnehmender Luftdichte im Brennraum ansteigt (Abb. 4.3-2). Im Vergleich zum Referenzpunkt ist bei den Diesel-Pilotflammen außerdem kaum Rußleuchten sichtbar (Abb. 4.3-3).

Die Tatsache, dass sich der Diesel-Zündverzug mit zunehmender Luftdichte verkürzt ist gut bekannt. Die Luftdichte ist Bestandteil der meisten Arrhenius-Ansätze,

welche die Zündverzugszeit von Dieselkraftstoff beschreiben [Spa82; Pic05; Rot13]. Rothamer gibt z.B., basierend auf Messungen an einem Dieselmotor, für Dieselkraftstoff eine Abhängigkeit von $\tau_{ign.} \sim 1/\rho^{0,838}$ an [Rot13]. Ein Temperaturanstieg von 100°K beeinflusst die Zündverzugszeit in etwa in

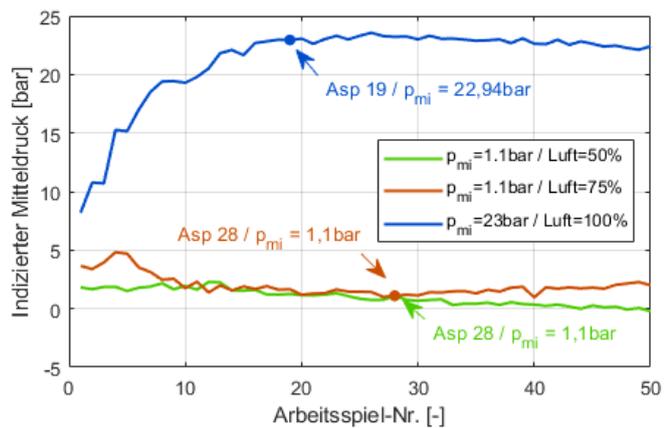


Abbildung 4-12 Indizierter Mitteldruck über Asp.-Nummer

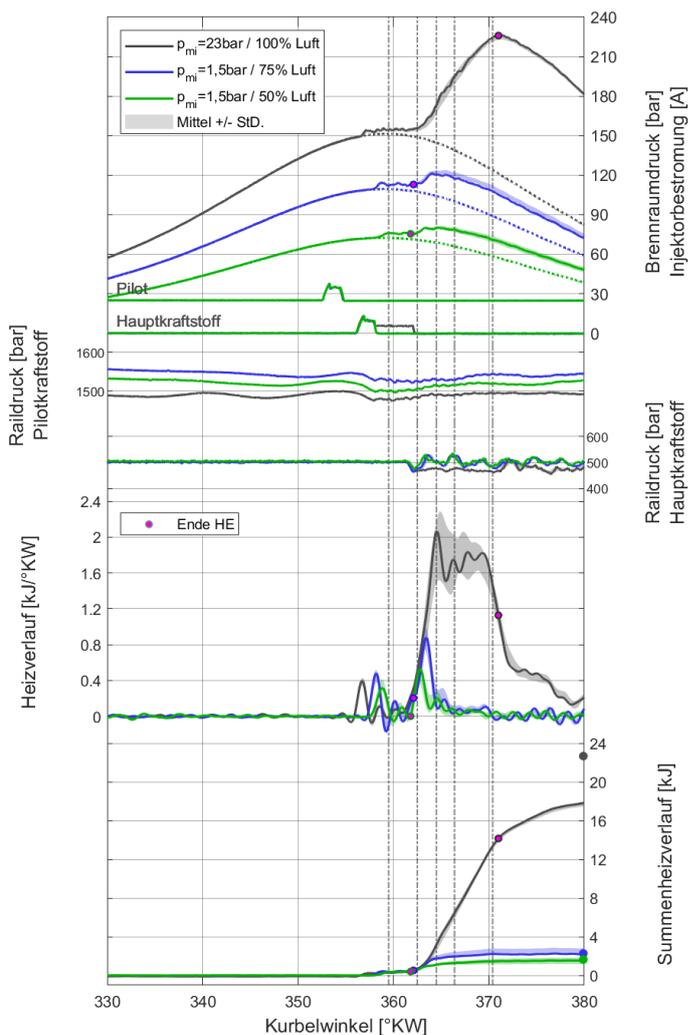


Abbildung 4-13 Indizierdaten zur Untersuchung niedriger Motorlasten

der gleichen Größenordnung wie eine Verdopplung der Luftdichte. In der hier vorliegenden Versuchsreihe ist die Ladelufttemperatur konstant, so dass sich gemäß der Isentropenbeziehung eine in erster Näherung gleiche Verdichtungs- endtemperatur ergibt.

Der Grund, warum die Pilotflammen bei den Niedriglastpunkten weitgehend ohne Rußbildung verbrennen, lässt sich anhand der $\varphi - T$ -Plots in Kapitel 2.1 nachvollziehen: Durch die lange Zündverzugszeit zündet der Pilotkraftstoff bei den Niedriglastpunkten erst 1...1,5°KW nach Ende der Piloteinspritzung. Dadurch kann der Kraftstoffdampf bis zur Zündung lange vormischen, so dass nach Ablauf der Zündverzugszeit kaum noch rußkritische Bereiche vorhanden sind. Die größten Rußbildungsraten kommen ohnehin erst dann zustande, wenn Kraftstoff ein eine bestehende Flamme eingespritzt wird (vgl. Abbildung 2.1-3).

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

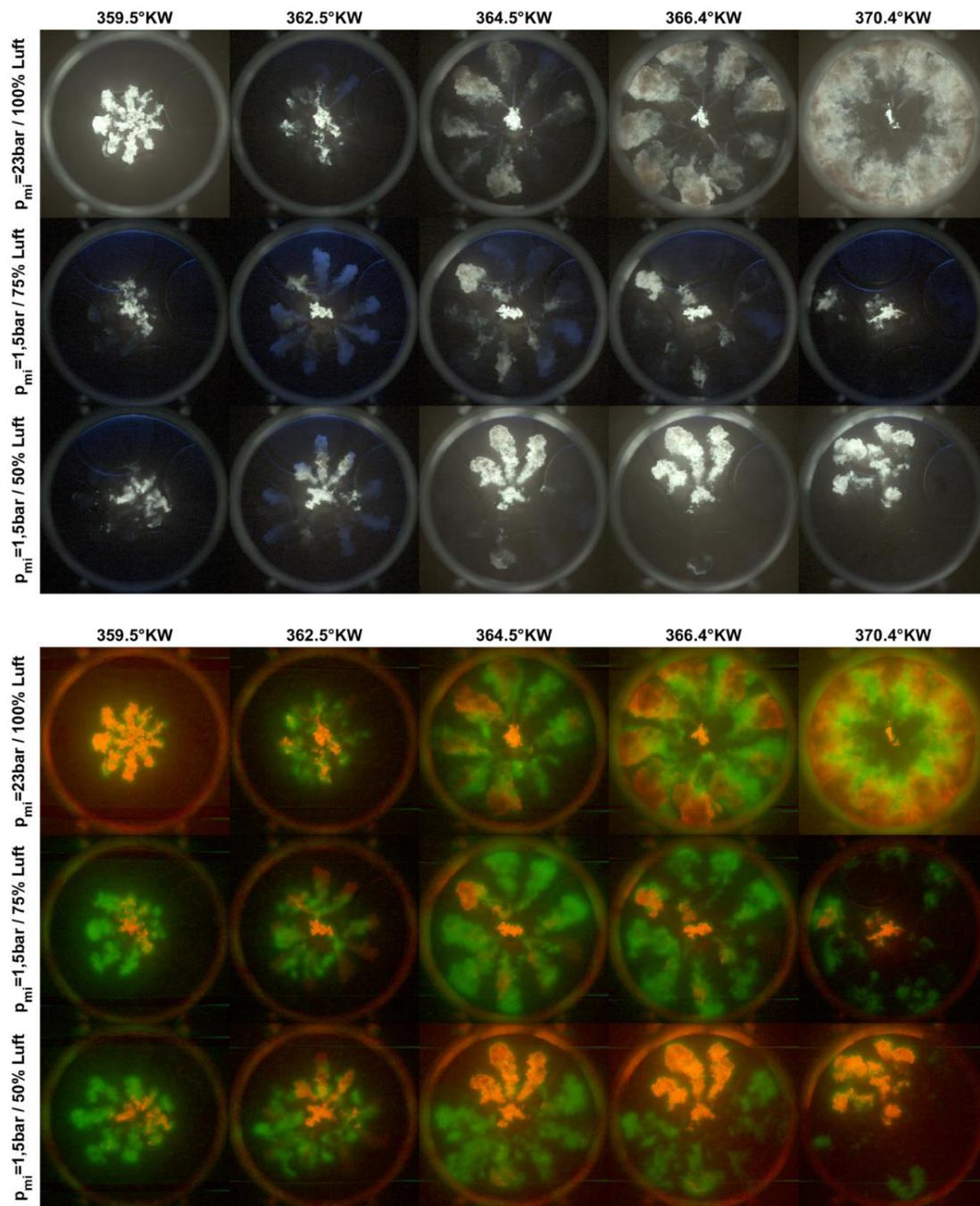


Abbildung 4-14 Farbkamera und OH*-Aufnahmen bei niedrigen Motorlasten

Auch die Gasstrahlen zünden erst nach Ende der sehr kurzen (1,6...1,8°KW) Gaseindüsung. Sie verbrennen deshalb ebenfalls fast gänzlich ohne sichtbares Rußleuchten (bis auf das oberste „Tripel“ bei 50% Luftmasse, wo offenbar eine hohe Sperrölmenge in den Brennraum gelangt). Auch hier wird wieder deutlich, dass der größte Teil der Rußbildung erst durch weitere Kraftstoffeindüsung in eine bereits bestehende Diffusionsflamme zustande kommt: Beim Referenzpunkt ist die erste Rußbildung ab etwa 364,5°KW zu beobachten, d.h. ca. 1,5°KW nach Zündung der Gasstrahlen. Bei den Niedriglastpunkten, die auch später kaum Rußleuchten zeigen, ist die Gaseindüsung zu diesem Zeitpunkt schon seit etwa 2°KW abgeschlossen.

Die Ergebnisse der Emissionsmessung sind in Abb. 4.3-4 gezeigt. Die geringe Stabilität der Gaseindüsung, sowie die im Vergleich zur Gasmenge hohe Sperrölmenge (sichtbar z.B. in Abb. 4.3-3 bei 362,5°KW) mindern ein Stück weit deren eindeutige Aussagekraft. Im Vergleich zu den bisher untersuchten Betriebspunkten mit > 20bar indiziertem Mitteldruck ergeben sich jedoch auffallend hohe Methanemissionen. Die Werte liegen schon absolut betrachtet in [ppm] bei einem mehrfachen im Vergleich zu den Hochlast-Punkten. Bei einer relativen Betrachtung in [g/kWh] ergeben sich extrem hohe Werte, die es unbedingt zu vermeiden gilt.

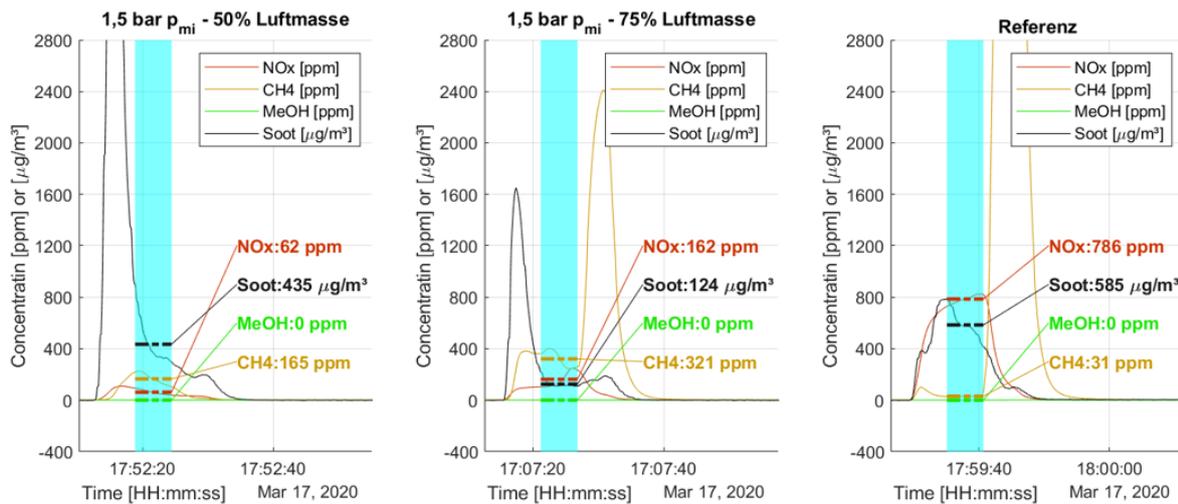


Abbildung 4-15 Emissionen bei der HPDF-Verbrennung mit minimal-Gasmengen

Die Ursache der hohen Methanemissionen lässt sich auch anhand der optischen Aufnahmen nicht zweifelsfrei feststellen. Das global hohe Luftverhältnis, sowie „fleckig“ aussehenden Flammzonen in den OH*-Aufnahmen legen allerdings nahe, dass es zu einer Übermischung kommt. Das Gas bildet also mit der umgebenden Luft ein teilweise so mageres Gemisch, dass es nicht mehr zündfähig ist. Auch eine Flammenausbreitung von benachbarten fetteren Zonen ist dann nicht mehr möglich.

Wenn diese Hypothese zutrifft, sollten vor allem Maßnahmen, die zu einer „schlechteren“ Gemischbildung führen, zielführend sein. Dazu gehören z.B. eine deutliche Absenkung des globalen Luftverhältnisses (bzw. des Ladedrucks), sowie des Gasdrucks.

Auch eine höhere Pilotmenge, sowie eine stärkere geometrische Überschneidung der Gas- und Dieselstrahlen könnten das Verhalten verbessern, da die Gasstrahlen dann schon unmittelbar am Düsenloch-Austritt durch intensiven Kontakt mit der Pilotflamme entflammt werden.

4.4. Relatives Timing der Piloteinspritzung

In den bisherigen Untersuchungen wurde das Timing der Diesel-Piloteinspritzung willkürlich so gewählt, dass der Pilotkraftstoff ca. 3°KW vor Beginn der Gaseindüsung zündet. In diesem Kapitel soll nun untersucht werden, wie sich eine zeitliche Verschiebung der Piloteinspritzung relativ zur Gaseindüsung auswirkt. Einige Untersuchungen zu sehr früher [Imh13; Mar19] als auch später [Imh13; Fag17b; Bar17; Boo19; Fin19; Fin21] Piloteinspritzung sind bereits aus der Literatur bekannt. Die bisherigen optischen Untersuchungen sind allerdings entweder Einzelstrahluntersuchungen an RCEMs, oder wurden bei deutlich geringeren Gasdrücken durchgeführt.

In Tabelle 4.4-1 sind die wesentlichen Versuchsparameter dargestellt – ausgehend vom Referenz-Betriebspunkt wird die Piloteinspritzung einmal um 6°KW nach früh und einmal 6°KW bzw. 9°KW nach spät verschoben. Alle anderen Parameter, insbesondere die Gaseindüsung, werden konstant gehalten.

		SOI Diesel +6°KW	Referenz	SOI Diesel -6°KW	SOI Diesel -9°KW
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2			
Raildruck Diesel	[bar]	1200			
Raildruck Gas	[bar]	500			
Beginn Piloteinspritzung (Sol)	[°KW v.OT]	+11	+5	-1	-4
Beginn Gaseinspritzung (Sol)	[°KW v.OT]	0			
Dauer Gaseinspritzung	[°KW]	10			

Table 4.4-1 – Parameter bei der Pilot-Timing-Variation

Bei der frühen Piloteinspritzung ergibt sich ein mit dem Referenzpunkt nahezu deckungsgleicher Brennverlauf (Abb. 4.4-1). Die Tatsache, dass die Verbrennung des Pilotkraftstoffs bei Beginn der Gaseindüsung schon seit ca. 8°KW abgeschlossen ist, scheint die Stabilität der Gas-Zündung nicht negativ zu beeinflussen. Der Ruß aus den Diesel-Pilotflammen ist 1°KW vor Beginn der Gaseindüsung bereits komplett oxidiert (Abb. 4.4-2) – die Zonen der Pilot-Verbrennungsprodukte lassen sich zu diesem Zeitpunkt nur noch Stellenweise anhand der OH*-Chemilumineszenz erkennen. Bis zum Beginn der Gaseindüsung verschwinden jedoch auch diese OH*-Bereiche.

Die Gasstrahlen können also an Zonen mit heißen Pilot-Verbrennungsprodukten noch stabil zünden, auch wenn deren Verbrennung schon sehr lange abgeschlossen ist und die Flammenzonen weder anhand von Rußleuchten noch anhand von OH*-Lichtemission mehr zu erkennen sind. Die Gasstrahlen zünden auch bei der frühen Piloteinspritzung zuerst an den Strahlflanken durch Entrainment von Pilot-

Verbrennungsprodukten. Bei der anschließenden Gasverbrennung sind die Wärmefreisetzungsraten nahezu deckungsgleich. Auch in den optischen Aufnahmen sowie bei den Emissionen sind keine wesentlichen Unterschiede zum Referenzpunkt zu beobachten.

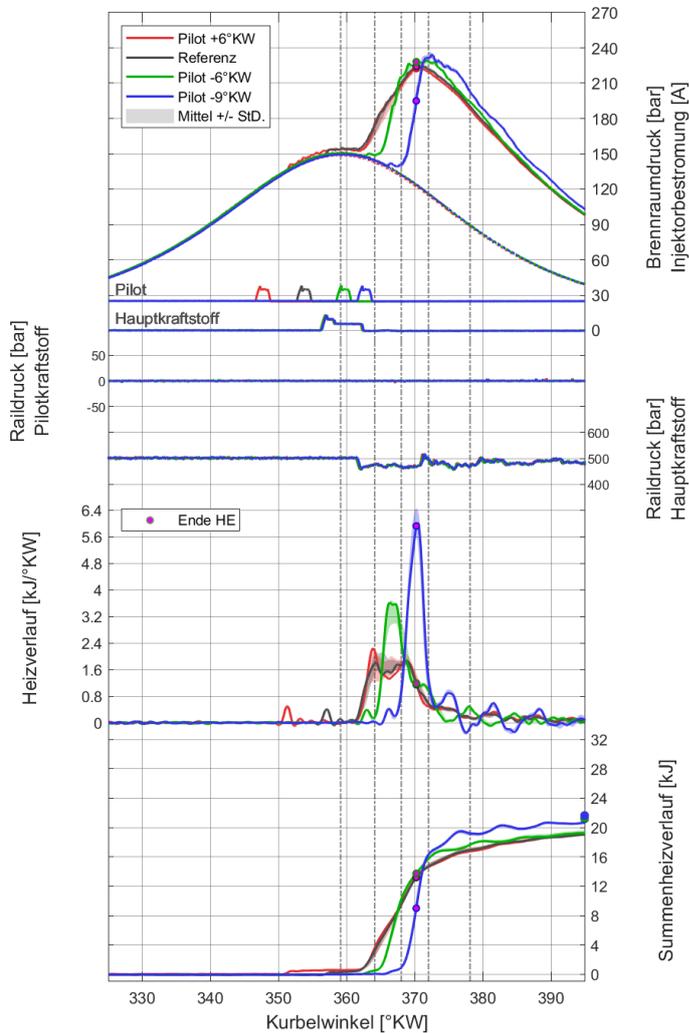


Abbildung 4-16 Indizierdaten der Pilot-Timing-Variation

Bei der nach spät verschobenen Piloteinspritzung bilden die Gasstrahlen bis zum Zündzeitpunkt des Pilotkraftstoffs eine Zone mit zündfähigem, vorgemischtem Gas-Luft-Gemisch. Die vorgemischten Bereiche werden anschließend sehr schnell umgesetzt, so dass sich in der Wärmefreisetzungsrate ein entsprechender Premixed-Peak ergibt. Die nach diesem Premixed-Peak eingebrachte Gasmenge wird wie im Referenzfall diffusiv verbrannt. Je später die Pilotzündung erfolgt, desto höher fällt der Premixed-Peak aus. Werden die Gasstrahlen erst gegen Ende der Gas-eindüsung gezündet, wird eine extrem schnelle Umsetzung nahezu der gesamten Gasmasse innerhalb von nur ca. 6°KW erreicht.

Im Vergleich mit anderen Motorkonzepten kann mit dem HPDF-Konzept und später Piloteinspritzung eine *extrem kurze* Brenndauer erreicht werden. Der Grund dafür kann nicht alleine in dem nahezu stöchiometrischen Gemisch der

vormischenden Gasstrahlen liegen – selbst stöchiometrisch betriebene Otto-Gasmotoren erreichen nur deutlich längere Brenndauern [Liu21; Eic19b]. In den optischen Aufnahmen (Abb. 4.4.2 / 368°KW / „Pilot -9°KW“) ist zu erkennen, dass der Transport der Flamme durch die Gasstrahlen maßgeblich zu den schnellen Flammenausbreitung beiträgt. Das lokal annähernd stöchiometrische Gemisch sowie die in der Scherschicht der Gasstrahlen induzierte Turbulenz begünstigt die Flammenausbreitung zusätzlich.

Die HPDF-Verbrennung ist auch bei später Piloteinspritzung, trotz ihrer vorgemischten Natur, ähnlich stabil wie die diffusive Verbrennung. Dies ist ebenfalls auf den Mechanismus der Flammenausbreitung (Flammentransport durch den Gasstrahl) zurückzuführen.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

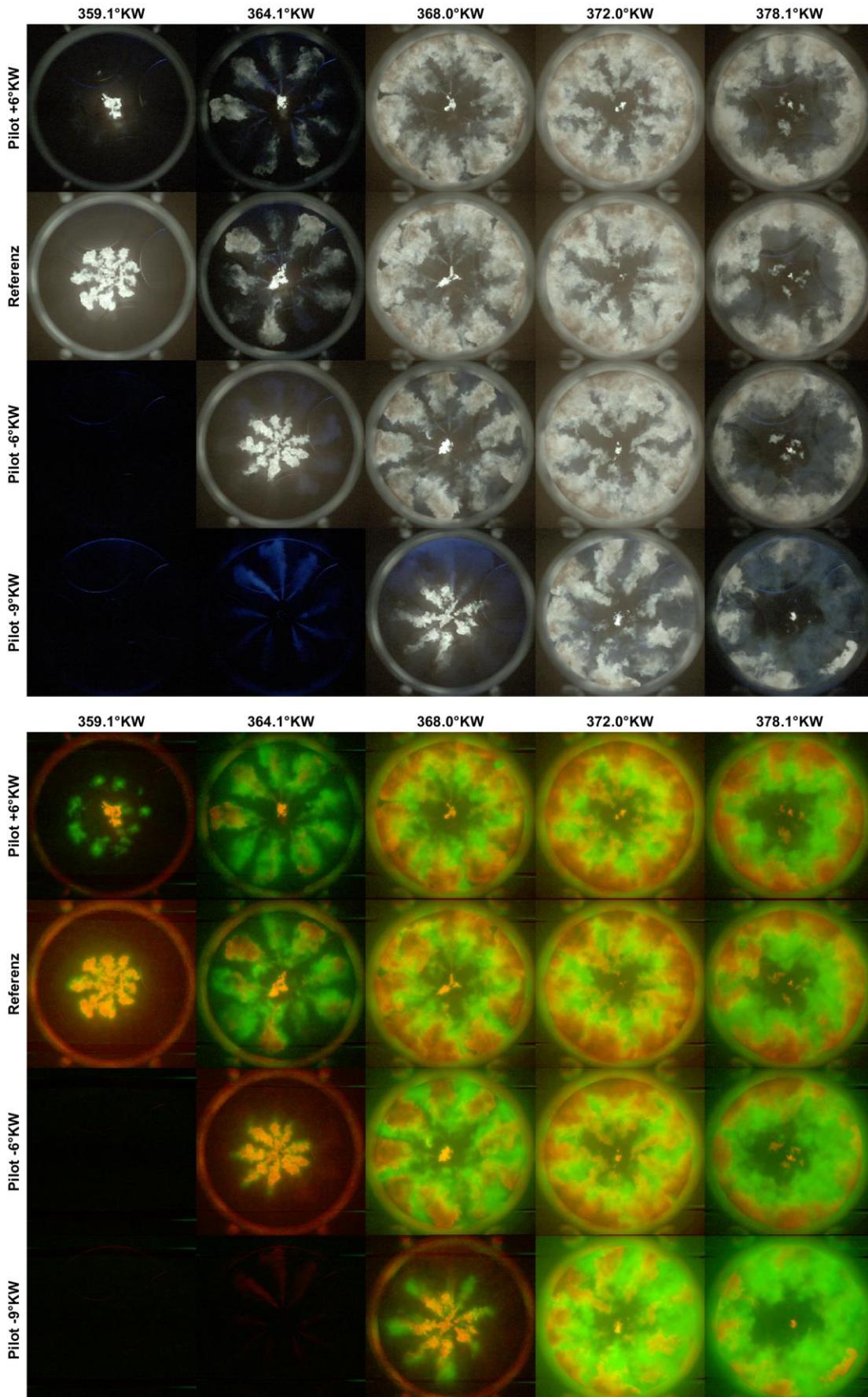


Abbildung 4-17 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung zur Pilot-Timing-Variation

Sowohl die optischen Aufnahmen (Abb. 4.4-2 und 4.4-3) als auch die Emissionsmessung (Abb. 4.4-4) zeigen, dass die Rußbildung mit zunehmendem Grad der Vormischung kontinuierlich abnimmt. Bei dem Versuchspunkt „Pilot +9°KW“ sind 18°KW nach OT nur sehr kleine optisch dichte Zonen am Muldenrand sichtbar und die Rußemissionen liegen in der Größenordnung dessen, was bereits alleine durch die Piloteinspritzung gebildet wird (vgl. Kapitel 4.1).

Die Reduktion der Rußbildung lässt sich anhand der φ -T-Plots in Kapitel 2.1 erklären. Sie ist auf zwei Effekte zurückzuführen: Erstens wird durch die Vormischung der Bereich zwischen $\varphi \approx 1,8 \dots 3,2$ ($\lambda \approx 0,55 \dots 0,30$) vermieden. Auf der Linie der adiabaten Flammentemperatur kommt hier zu den größten Rußbildungsraten – durch die weitgehende Vormischung der Gasstrahlen wird der Bereich umgangen. Zweitens werden besonders hohe C₂H₂-Bildungsraten bei der diffusiven HPDF-Verbrennung erst durch Mischung von heißen, verbrannten Flammenzonen mit frischem Kraftstoff möglich (siehe CFD-Ergebnisse in Abbildung 2.1-3). Durch die späte Piloteinspritzung werden Mischung und Verbrennung zeitlich entkoppelt. Dadurch ist die besonders rußkritische Mischung von heißen Flammenzonen und frischem Kraftstoff nicht oder nur mehr in sehr begrenztem Umfang möglich.

In der Ausbrandphase zeigen die Punkte mit weitgehend vorgemischter HPDF-Gasverbrennung eine deutlich schnellere Umsetzung des bei Ende der Gaseindüsung noch im Brennraum befindlichen Kraftstoffs (vgl. Summenheizverläufe in Abb. 4.4-1). Gemäß der in Kapitel 2.1 beschriebenen Modellvorstellung zur Diffusionsverbrennung ist die Wärmefreisetzung in der Ausbrandphase durch die Mischung von Kraftstoff und Luft limitiert. Die schnellere Kraftstoffumsetzung bei den Punkten mit später Pilotzündung bedeutet daher, dass die noch nicht gezündeten Gasstrahlen deutlich besser mit Luft mischen als solche, die in eine bereits gezündete Diffusionsflamme eingedüst werden. Die Diffusionsflamme scheint also die Mischung von Gas und Luft im Vergleich zu nicht gezündeten Gasstrahlen zu behindern.

Fink hat dieses Phänomen im Rahmen von Einzelstrahl-Untersuchungen an einer RCEM bereits beobachtet und die Unterschiede zwischen einer diffusiven und einer großteils vorgemischten HPDF-Verbrennung mithilfe von CFD-Simulationen detailliert untersucht [Fin21]. Anhand einer Darstellung der CFD-Simulationsergebnisse in φ -T-Plots wird nachgewiesen, dass die Zündung des Gasstrahls den weiteren Ablauf der Mischung tatsächlich verlangsamt. Fink gibt als Erklärung die durch die Zündung geringere Dichte in der Umgebung des Gasstrahls an. Außerdem steigt mit der höheren Temperatur die Viskosität der einmischenden Gase, was die Mischung ebenfalls verschlechtert.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

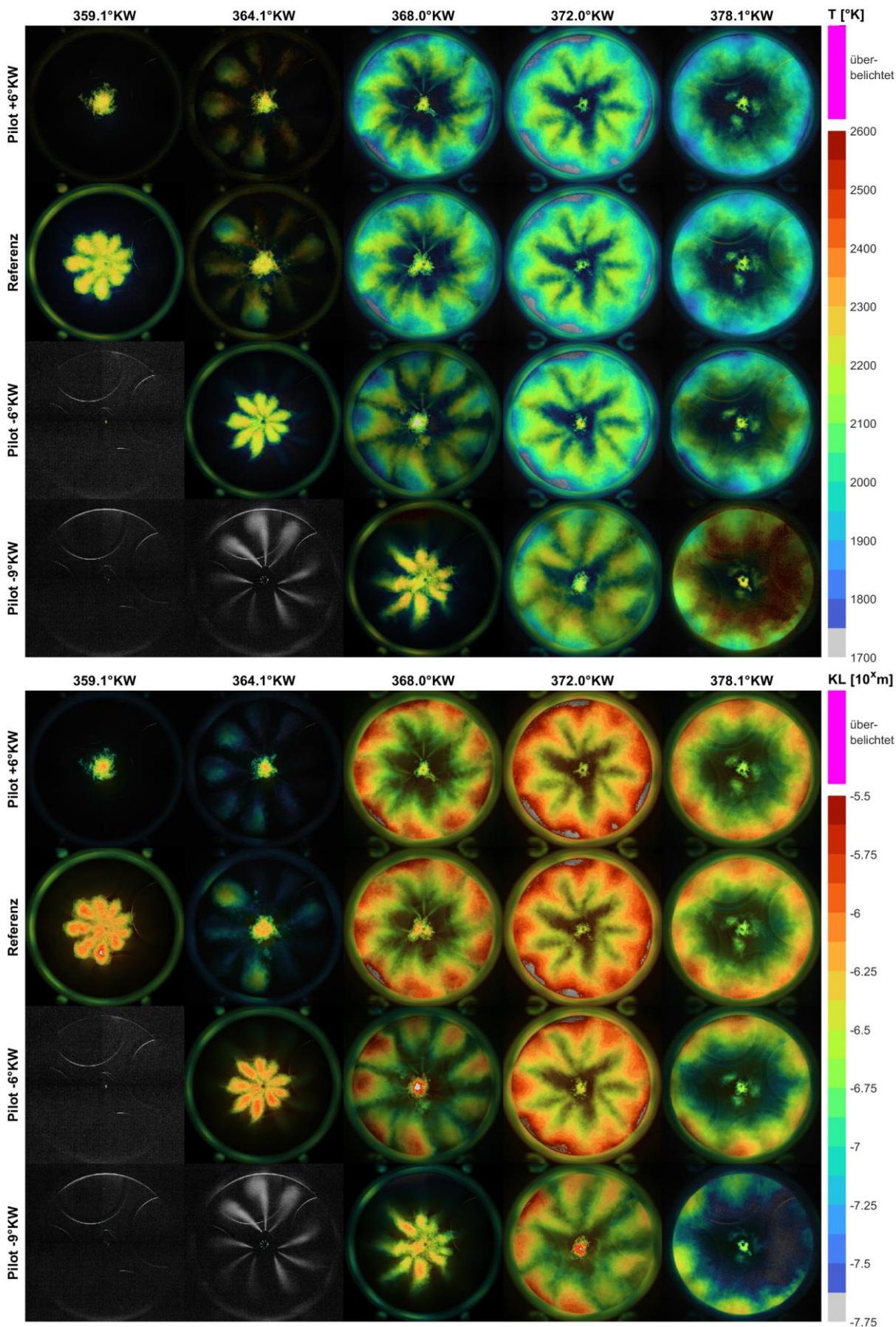


Abbildung 4-18 Ergebnisse der 2-Farben-Pyrometrie (T und KL) für die Pilot-Timing-Variation

Die Emissionsmessung für die Pilot-Timing-Variation ist in Abb. 4.4-4 gezeigt. Bei der frühen Piloteinspritzung zeigen sich leicht sinkende NO_x- und steigende Ruß-Emissionen. Das Verhalten lässt sich aus den sonstigen Messdaten nicht zweifelsfrei erklären – sowohl der Brennverlauf, als auch die Ergebnisse der optischen Untersuchung zeigen hier keine signifikanten Unterschiede zum Referenzbetriebspunkt. Bei einer Spätverschiebung der Pilotzündung zeigt sich ein deutlicher Anstieg der NO_x- und Methanemissionen, bei sinkenden Rußemissionen. Die sinkenden Rußemissionen resultieren, wie oben beschrieben, aus der zunehmend vorgemischt ablaufenden Gasverbrennung. Die steigenden NO_x-Emissionen sind mit der durch das Vormischen der Gasstrahlen verbesserten Gas-Luft-Mischung zu erklären. Dadurch liegen kurz nach der Gaszündung große Bereiche vor, die annähernd stöchiometrisch verbrannt sind und daher durch hohe Temperaturen NO_x-Bildung begünstigen. Der Anstieg der Methanemissionen kommt vermutlich daher, dass sich in den Randzonen der vormischenden Gasstrahlen lokal sehr magere Gemische bilden, welche zum Zeitpunkt der Zündung bereits jenseits der Zündgrenzen liegen.

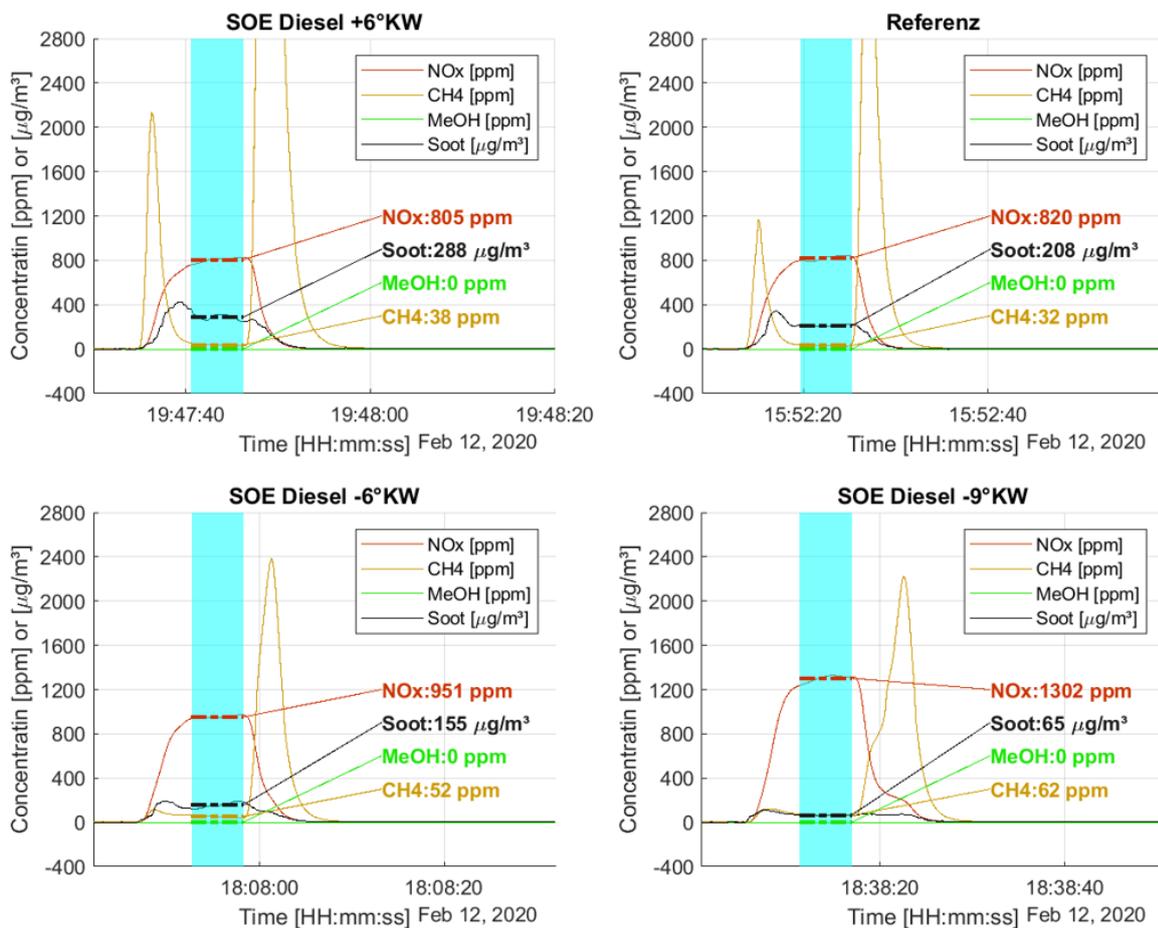


Abbildung 4-19 Emissionen der Pilot-Timing-Variation

Die Ergebnisse zur frühen Piloteinspritzung decken sich mit optischen Untersuchungen von Imhof [Imh13] und Marko [Mar19], welche für eine Frühverschiebung der Piloteinspritzung – bei [Mar19] mit im Verhältnis deutlich höheren Pilotmenge – ebenfalls keine maßgeblichen Änderungen in der Zündung, dem Verbrennungsablauf sowie der Phänomenologie der Gasverbrennung feststellen konnten. Zu

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

HPDF mit signifikanter Vormischung des Brenngases und später Pilotzündung gibt es neben den bereits erwähnten optischen Einzelstrahl-Untersuchungen von Fink [Fin21] eine nicht-optische Untersuchung von Faghani [Fag17a] mit niedrigeren Gasdrücken (160...250bar) und Abgasrückführung, bei der umfangreiche Parametervariationen durchgeführt werden. Trotz teilweise stark unterschiedlicher Parameter (Gasdruck, AGR, Drehzahl, ...) ergibt sich übereinstimmend mit den hier gezeigten Untersuchungen zwischen maximal diffusiven HPDF-Betriebspunkten und solchen mit Pilotzündung gegen Ende der Gaseinblasung ein Anstieg der maximalen Wärmefreisetzungsrate um ca. den Faktor 3. Auch bei den Emissionen (NO_x, PM, Methan) ergeben sich qualitativ ähnliche Trends.

Die Möglichkeit einer *frühen* Piloteinspritzung ist vor allem dann wichtig, wenn sich durch die Bauweise des HPDF-Injektors die Gas- und Dieselstrahlen geometrisch kreuzen. In der Arbeit von Fink wird gezeigt, dass bei sich kreuzenden Strahlagen und gleichzeitiger Pilot- und Hauptkraftstoff-Eindüsung die Entflammung des Pilotkraftstoffs durch den Gasstrahl verhindert werden kann. Eine frühe Piloteinspritzung ermöglicht, trotz geometrischer Überschneidung der Strahlagen, eine zeitliche Entkoppelung. Die hier durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die HPDF-Verbrennung sehr tolerant auf eine frühe Piloteinspritzung auch mit einer geringen Pilotmenge reagiert, und die Gasstrahlen (bei geeigneter geometrischer Lage der Pilot-Verbrennungsprodukte) weiterhin stabil zünden. Wesentliche phänomenologische Unterschiede in der Gasverbrennung konnten nicht beobachtet werden.

Die *späte* Piloteinspritzung bietet die Möglichkeit, durch einen schnell ablaufenden, vorgemischten Verbrennungsanteil einerseits eine Reduzierung der Rußemissionen und andererseits eine wirkungsgradgünstige kompaktere Verbrennung, auf Kosten erhöhter NO_x- und Methanemissionen, zu erreichen. Eine Limitierung der (Teil-) vorgemischten HPDF-Verbrennung ist jedoch sehr hohe Druckerhöhungsgeschwindigkeit dp/dt durch den vorgemischten Verbrennungsanteil. Durch einen sehr steilen Druckerhöhung werden in den Bauteilen des Motors hohe Eigenfrequenzen angeregt, bei denen auch steif konstruierte Bauteile zu Schwingen angeregt und ggf. geschädigt werden können [Wac88]. Außerdem ergibt sich durch den steilen Druckerhöhung ein sehr „hartes“ Verbrennungsgeräusch. In Abbildung 4.4-1 ist bei den Punkten mit später Piloteinspritzung nach dem steilen Druckerhöhung durch die Vormischverbrennung eine überlagerte Druckschwingung sichtbar, die möglicherweise aus einer axialen Schwingungsanregung des Optikkolbens resultiert. Um eine teilvorgemischte HPDF-Verbrennung ohne zu hohe Bauteilbelastung zu realisieren, muss deshalb die Druckerhöhungsgeschwindigkeit begrenzt werden. Dies kann z.B. durch niedrigere Gasdrücke oder durch Abgasrückführung erreicht werden. Auch eine „Dosierung“ des vorgemischten Anteils, wie z.B. in den Betriebspunkt „Pilot -6°KW“ ist denkbar. Wird der Pilotkraftstoff während der Gaseindüsung eingespritzt, ist es außerdem wichtig, dass sich die Strahlagen von Pilot- und Hauptkraftstoff nicht zu stark überschneiden bzw. kreuzen. Bei zu starker geometrischer *und* zeitlicher Überlagerung von Pilot- und Hauptkraftstoffeindüsung besteht sonst das Risiko, dass der Pilotkraftstoff nicht zündet [Fin18; Fin19].

4.5. Geteilte Gaseinspritzung (Split-Injection)

Die Ergebnisse des vorherigen Kapitels zeigen, dass eine Verbrennung mit weitgehender Vor-mischung der Gasstrahlen eine zielführende Strategie zur Vermeidung von Rußbildung ist. Wegen der hohen Druckerhöhungsgeschwindigkeit (dp/dt) ist das Potential für einen Serieneinsatz jedoch nur begrenzt gegeben. Die Idee der in diesem Kapitel gezeigten Versuchsreihe ist es daher, nur einen Teil der Gasmenge im Rahmen einer ersten Gaseinspritzung vorgemischt abbrennen zu lassen (zuerst Gaseinspritzung, dann Pilotzündung), und anschließend eine zweite (Haupt-) Gaseinspritzung in die Verbrennungsprodukte der vorgemischten ersten Gasverbrennung einzudüsen. Ziel dieser Versuchsreihe ist es, das Potential einer solchen Einspritz-strategie hinsichtlich einer Reduktion der Schadstoffbildung (Ruß, NO_x, THC) zu beurteilen. Durch die Vormischung verbrennt die zuerst eingespritzte Gasmenge weitgehend ohne Rußbildung. Die zweite Gaseinspritzung wird in die Verbrennungsprodukte dieser ersten Verbrennung und somit in einen Bereich mit reduzierter O₂-Konzentration eingedüst. Dadurch könnte sich im zweiten, diffusiven Teil der Verbrennung das Potential einer geringeren NO_x-Bildung ergeben.

		Split Inj.1	Split Inj.2	Split Inj.3	Referenz
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2			
Anteil Gasmasse (Injektion 1 / 2)	[%]	30 / 70	30 / 70	30 / 70	0 / 100
Gasinjektion 1 (Beginn / Dauer)	[°KW v.OT] bzw. [°KW]	+4,5 / 4,0		+9,5 / 4,0	-
Piloteinspritzung (Beginn Dauer)		+1,5 / 1,0	+3,5 / 1,0	+8,5 / 1,0	+4,5 / 1,0
Gaseinspritzung 2 (Beginn / Dauer)		-3,0 / 7,0			-0,5 / 10,0

Table 4.5-1 Parameter für die Versuche zur Split-Injection

Die untersuchten Parameter für drei verschiedene Timings der Gaseinspritzungen und der Pilot-einspritzung sind in Tabelle 4.5-1 gezeigt (alle nicht angegebenen Parameter entsprechen dem 500 bar Referenzpunkt aus den Kapiteln 4.2 – 4.4). Es kann an dieser Stelle schon vorweggenommen werden, dass sich im Vergleich zum „Referenzfall“ einer einzelnen Gaseinspritzung - vor allem bezüglich der Emissionen - durchweg Nachteile ergeben. Die Untersuchungen liefern jedoch interessante Erkenntnisse zur Zündung und Schadstoffbildung beim HPDF-Verfahren, und werden aus diesem Grund hier gezeigt.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

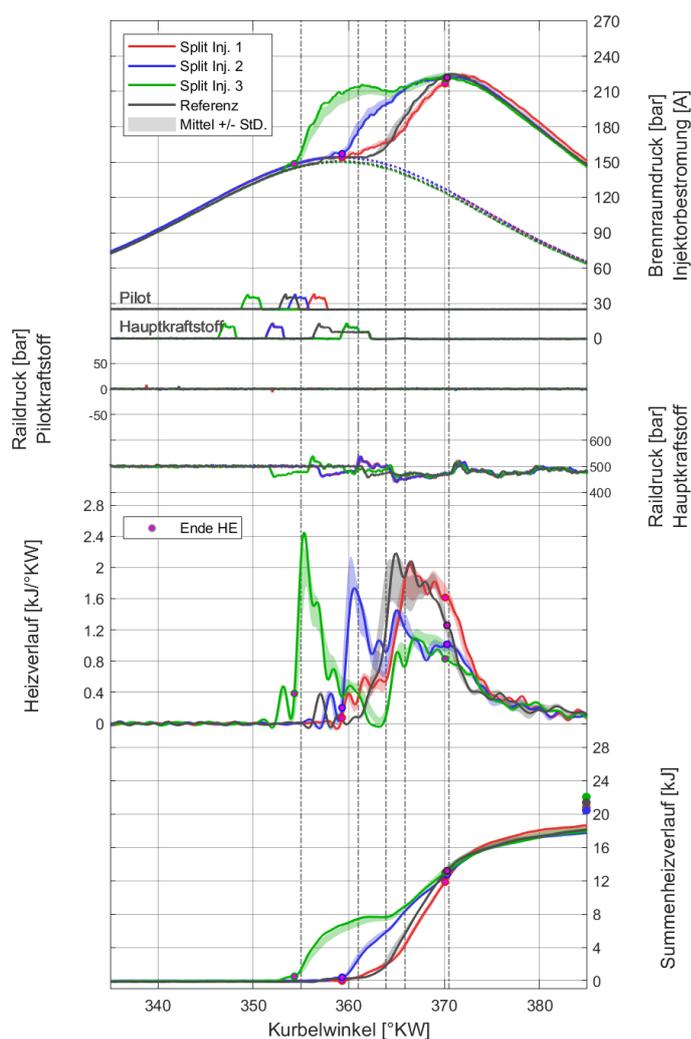


Abbildung 4-20 Indizierdaten der Versuche zur Split- Injection

Bei den untersuchten Betriebspunkten werden 30% der Gasmasse in der ersten und 70% der Gasmasse in der zweiten Gaseinspritzung eingedüst. Im Vergleich zum Referenzfall mit nur einer Gaseindüsung wird bei allen Punkten das Einspritzende der zweiten Gaseindüsung konstant bei etwa 10°KW nach OT gehalten. Das Timing der ersten Gaseindüsung sowie das Timing der Diesel-Piloteinspritzung werden variiert.

Im Ersten Punkt („Split-Injection 1“ / rot) ist das Ziel, für die erste Gasmenge eine sehr gute Vormischung zu erreichen, so dass diese möglichst rußfrei und ggf. unter mageren Bedingungen mit geringer NOx-Bildung abbrennt. Die erste Gaseindüsung ist daher bereits abgeschlossen, bevor der Pilotkraftstoff bei 360°KW zündet. Eine Flammenausbreitung durch Ansaugen bzw. Mitreißen der Pilotflammen durch die Gasstrahlen, wie in Kapitel 4.4 beobachtet, findet nicht bzw. kaum statt. Aus den OH*-Aufnahmen wird klar, dass die

während der ersten Einspritzung eingedüste Gasmenge nur dort zündet, wo die Pilotflammen am weitesten in den Brennraum eindringen. Bis zum Beginn der zweiten Gaseindüsung breitet sich die Flamme in dem vorgemischtem Gemisch, welches sich im äußeren Bereich der Kolbenmulde befindet, nur sehr langsam aus. Dies ist auch in der zunächst langsam ansteigenden Wärmefreisetzungsrate bzw. im Zylinderdruckverlauf erkennbar. Ein großer Anteil des Gases aus der ersten Eindüsung wird erst umgesetzt, nachdem die Gasstrahlen der zweiten Eindüsung an den Pilotflammen zünden, und anschließend die noch nicht gezündeten vorgemischten Bereiche im Randbereich der Kolbenmulde entflammen. Im Vergleich zum Referenz-Betriebspunkt sind die Methan-emissionen um den Faktor 10 höher. Vermutlich führt die erste Gasmenge, die sehr lange nicht gezündet wird, zur Bildung von Bereichen, welche nicht mehr zündfähig bzw. für eine vorgemischte Flammenausbreitung zu mager sind. Die NOx- und Rußemissionen sind etwas höher als im Referenzfall, bewegen sich aber in der gleichen Größenordnung.

Für eine zuverlässige und schnelle Entflammung der ersten Gasmenge wird daher in den weiteren Punkten („Split Injection 2“ und „3“) die Piloteinspritzung nach früh verschoben, so dass diese jeweils kurz vor Ende der ersten Gaseindüsung zündet.

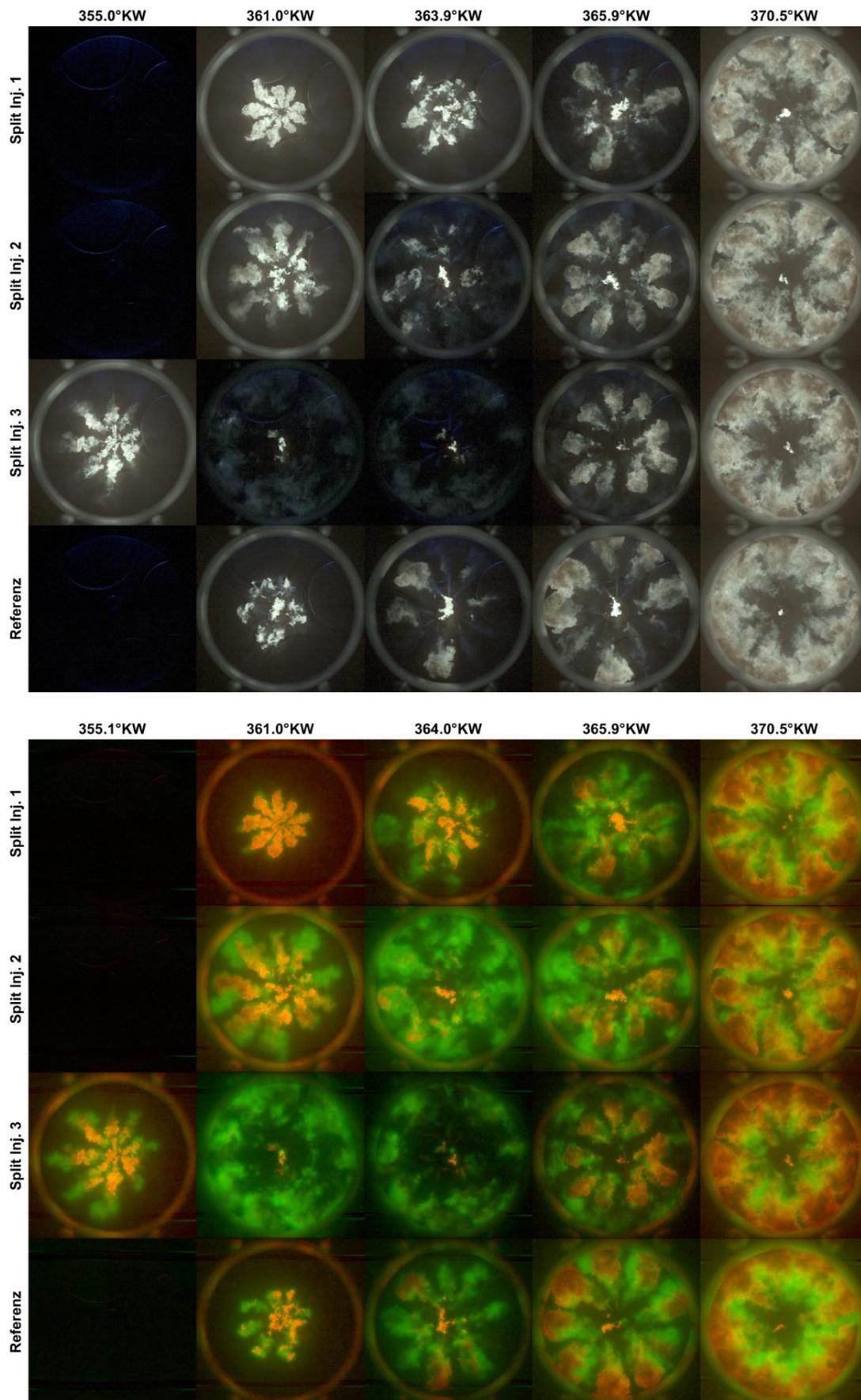


Abbildung 4-21 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung zur Split-Injection

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Für den Betriebspunkt „Split Injection 2“ wird das Timing der ersten Gaseindüsung zunächst beibehalten. Wie bereits in den (Teil-) vorgemischten Betriebspunkten im vorherigen Kapitel werden die Pilotflammen von der noch aktiven Gaseindüsung mitgerissen, was zu einer stabilen und raschen Entflammung der ersten Gasmenge führt. Bei der zweiten Gaseindüsung entflammen die Gasstrahlen sehr schnell – im Unterschied zum Referenzfall (364,0°KW in Abb. 4.5-2) sind alle Gasstrahlen schon vor dem Auftreffen auf dem Muldenrad (bei 365,9°KW) voll entflammt. Bei dem Versuchspunkt „Split Injection 3“ wird die erste Gaseindüsung, zusammen mit der Piloteinspritzung, um 5°KW nach früh verschoben. Anders als im Punkt „Split Injection 2“ ist damit die vorgemischte Verbrennung der ersten Gaseindüsung zu Beginn der zweiten Gaseindüsung schon vollständig abgeschlossen. Durch den zeitlichen Abstand sind die Reaktionsprodukte der ersten Gasverbrennung schon homogener im Randbereich der Kolbenmulde verteilt, und Ruß aus der Pilotflamme bzw. lokal fetten Zonen der Gasverbrennung ist nicht mehr sichtbar. Die Gasstrahlen der zweiten Gaseindüsung zünden sehr früh, und bilden schnell eine gut sichtbare rußende Diffusionsflamme.

Durch schnellere Entflammung der ersten Gasmenge sinken die Methanemissionen, annähernd auf das Niveau der teilvorgemischten HPDF-Verbrennung mit nur einer Gaseindüsung (Kapitel 4.4). Diese Beobachtung deckt sich mit der oben beschriebenen Hypothese, dass die hohen Methanemissionen des Betriebspunkts „Split Injection 1“ auf eine lange Vormischzeit der ersten Gaseindüsung und die Bildung von extrem mageren Gemischen in den Randzonen der vorgemischten Bereiche zurückzuführen sind.

Gegenüber dem Referenzpunkt kommt es bei dem Punkt „Split Injection 1“, in dem die zweite Gaseindüsung in einen nur teilweise gezündete vorgemischte Zone erfolgt, zu einem leichten (~1,5-fachen) Anstieg der Rußemissionen. Im Punkt „Split Injection 2“ steigen die Rußemissionen deutlich auf ca. das fünffache des Referenzpunktes an – einziger Unterschied ist, dass das Gemisch der ersten Gaseindüsung bereits gezündet ist und bei einer hohen Temperatur vorliegt. Wie bei der Diskussion der ϕ -T-Plots in Kapitel 2 erwähnt, werden die höchsten Rußbildungsraten durch Mischung sehr heißer Verbrennungsprodukte mit frischem Kraftstoff erreicht, was diese Beobachtung sehr gut erklärt. Der Rückgang der Rußemissionen im Punkt „Split Injection 3“ kommt möglicherweise daher, dass sich lokal sehr heiße Zonen der ersten Gasverbrennung bis zum Beginn der zweiten Gaseindüsung schon homogenisiert haben.

Im Vergleich zum Referenzpunkt ergeben sich bei der „Split Injection 3“ etwas niedrigere NO_x-Emissionen. Die Eindüsung der zweiten Gasmenge in einen homogen verbrannten Bereich mit niedriger Sauerstoffkonzentration wirkt hier möglicherweise ähnlich wie eine Abgasrückführung, so dass sich bei der Verbrennung der zweiten Gasmenge niedrigere Flammentemperaturen ergeben. Die Auswertung der 2-Farben-Methode ergibt bei 370,5°KW etwas niedrigere Spitzentemperaturen (Abb. 4.5-3), was diese These stützt.

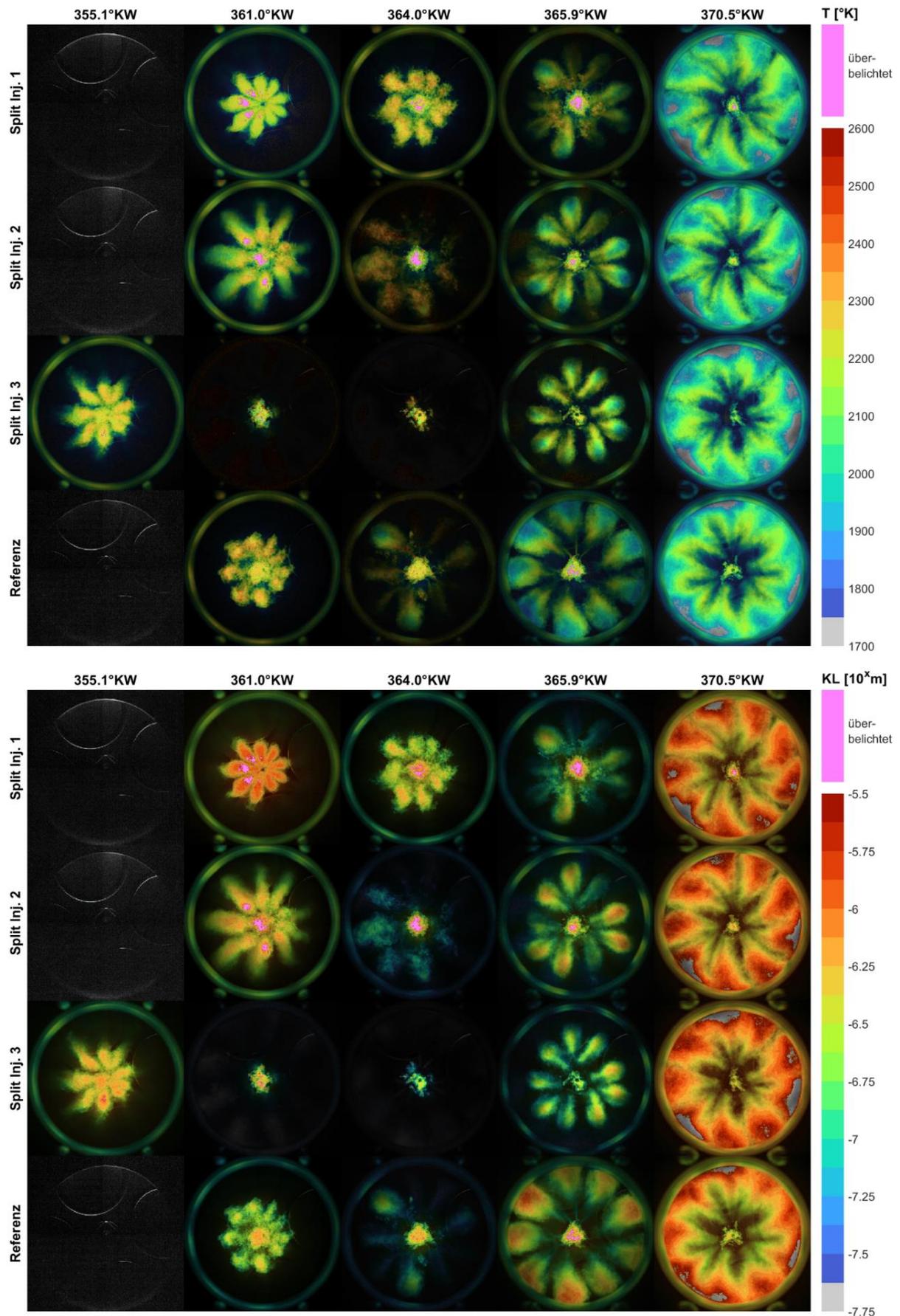


Abbildung 4-22 Ergebnisse der 2-Farben-Pyrometrie (T und KL) für die Split-Injection

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

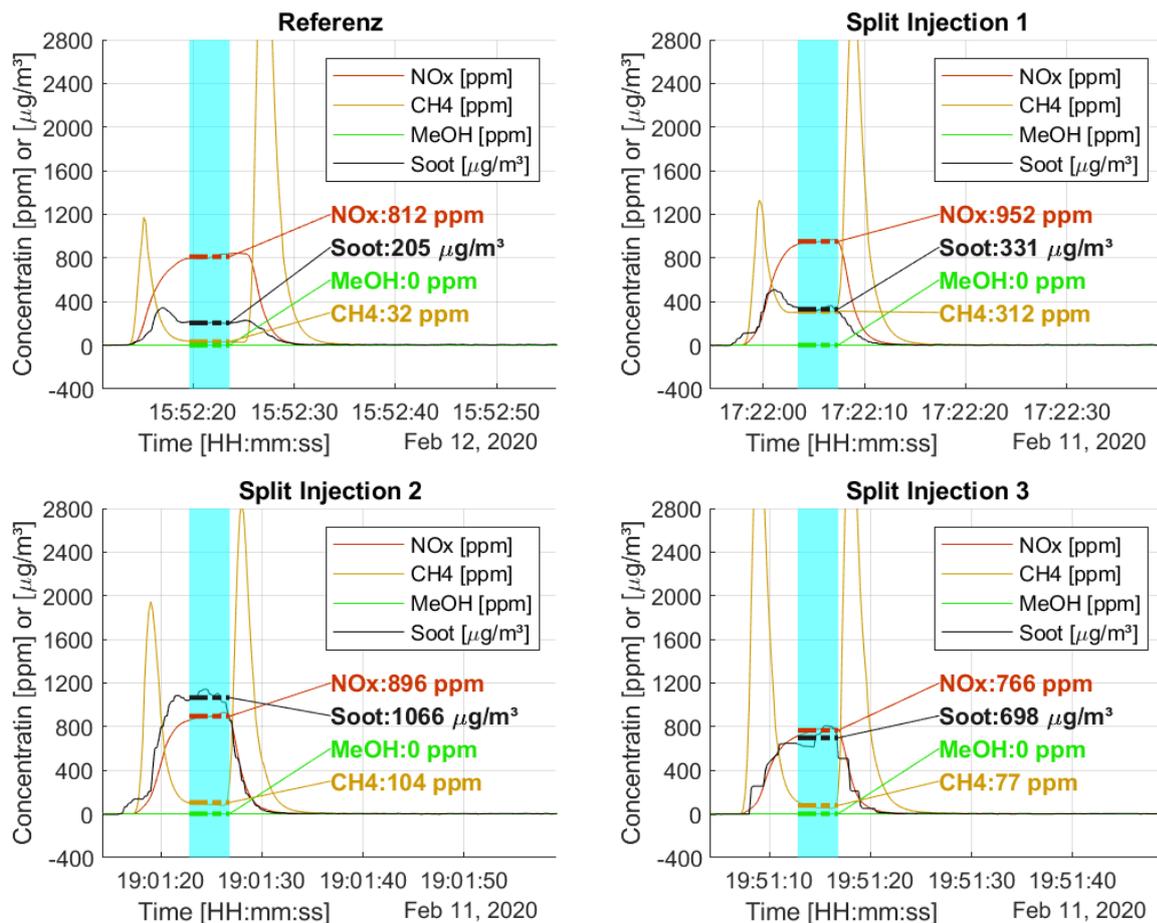


Abbildung 4-23 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung zur Split-Injection

Wie eingangs erwähnt zeigen sich bei den Versuchen zur Split-Injection einige Effekte, die allgemein gültig sind und das Verständnis der HPDF-Verbrennung unterstützen: Zum einen ist dies die Erkenntnis, dass der Impuls des Gasstrahls einen zentralen Einfluss auf die Zündung und Flammenausbreitung gerade in einer teilvorgemischten HPDF-Verbrennung hat („Ansaugen“ der Pilotflamme sowie Flamentransport durch den Gasstrahl). Bleibt die Zündung örtlich begrenzter vorgemischter Bereiche zu lange aus, so entstehen an deren Rändern extrem magere Zonen, in denen später eine Flammenausbreitung nicht mehr möglich ist. Durch diesen Effekt sind auch beim HPDF-Brennverfahren hohe Methanemissionen möglich. Hinsichtlich der Ruß- und NOx-Emissionen führt die Unterteilung der Haupteinspritzung in zwei oder mehrere Ereignisse nicht automatisch zu Vorteilen. In den hier betrachteten Versuchen führt das Einmischen von Kraftstoff in heiße verbrannte Zonen – im Einklang mit theoretisch Überlegungen anhand von ϕ -T-Plots – zu hohen Rußbildungsraten.

4.6. Einfluss von Abgasrückführung und Luftmasse

Bei diffusiven Brennverfahren ist die Verdünnung des Sauerstoffanteils in der Verbrennungsluft einer der effektivsten Stellhebel zur Reduzierung der Stickoxidbildung. Üblicherweise wird dies durch eine Rückführung von gekühltem Abgas in die Ansaugluft erreicht. Andererseits wirkt sich eine Erhöhung des im Zylinder verfügbaren Sauerstoffangebots positiv auf die Rußoxidation aus. Am Motor kann dies durch eine Anhebung des Ladedrucks erreicht werden. In diesem Abschnitt wird untersucht, wie sich diese zwei Parameter, also einerseits die prozentuale Sauerstoffkonzentration und andererseits die absolute Sauerstoffmasse im Zylinder, auf die HPDF-Verbrennung auswirken. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 4.6-1 dargestellt.

		p_L = 6,5bar 21% O₂	p_L = 6,5bar 19% O₂	p_L = 7,2bar 21% O₂	p_L = 7,2bar 19% O₂
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2	6,5 / 5,2	7,2 / 5,8	7,2 / 5,8
Sauerstoffkonzentration Ansaugluft	[%]	21	19	21	19
Luftmassenstrom (ohne N ₂ -Eindüsung)	[kg/h]	424	386	469	425
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	2,45 / 1,96	2,19 / 1,75	2,64 / 2,11	2,37 / 1,89

Tabelle 4-4 Versuchs-Parameter für die Variation von O₂-Konzentration und Ladedruck

Da eine „echte“ Abgasrückführung an dem Einzylinder-Forschungsmotor, besonders bei dem nur 70 Arbeitsspiele andauernden Optiktetrieb, schwer umzusetzen ist, wird der Effekt der AGR durch eine Eindüsung von Stickstoff in die Ladeluft angenähert. Über die Prüfstandsautomatisierung wird der Stickstoffmassenstrom dazu vor dem Versuch im Schleppbetrieb so angepasst, dass die Abgasmesstechnik den gewünschten Sauerstoffgehalt von 19% anzeigt. Die beiden Ladedruck- und O₂-Konzentrations-Niveaus unterscheiden sich jeweils um 10%. Es ergeben sich somit drei jeweils um 10% unterschiedliche absolute Niveaus der im Zylinder verfügbaren Sauerstoffmasse. Bei den zwei Betriebspunkten mit der mittleren Sauerstoffmasse kann zudem verglichen werden, wie sich eine Verdünnung der Verbrennungsluft durch Stickstoff bei konstant gehaltenem absolutem Sauerstoffangebot auswirkt.

Die Zündung des Pilotkraftstoffs wird durch die veränderten Bedingungen im Zylinder nicht beeinflusst – die Wärmefreisetzungsraten (Abbildung 4.6-1) und insbesondere der Zündverzug der Piloteinspritzung sind für alle vier Punkte weitgehend deckungsgleich. Die Temperatur der Pilotflammen (Abbildung 4.6-3) ist bei den Punkten mit 19% O₂-Konzentration ca. 70...80°K niedriger. Diese Beobachtung deckt

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

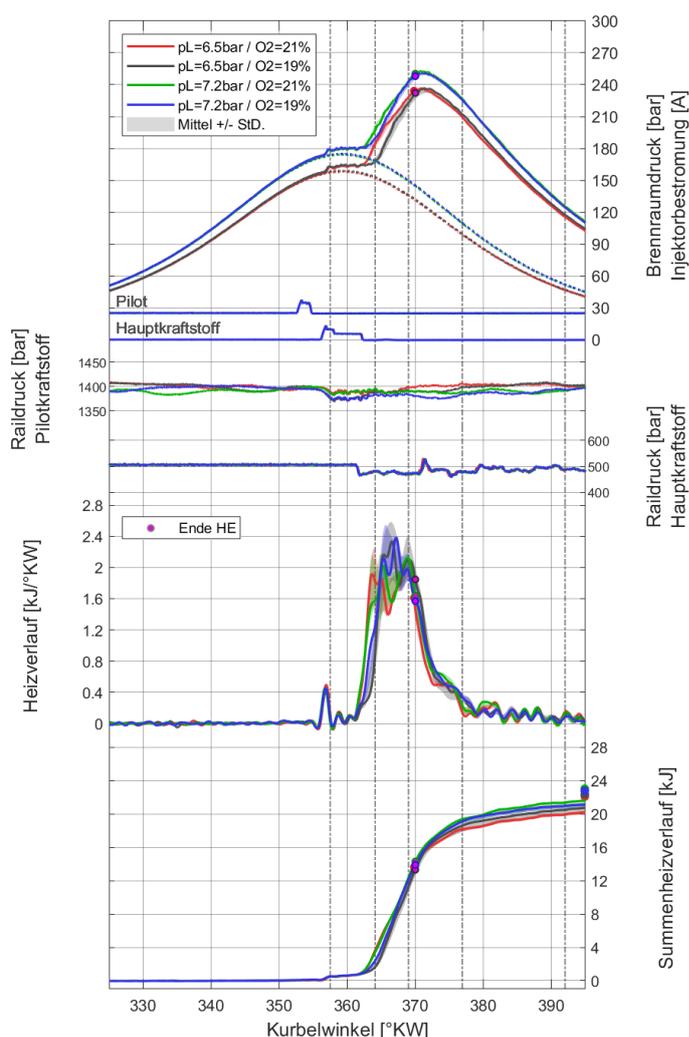


Abbildung 4-24 Indizierdaten bei Variation von AGR und Ladedruck

sich in ihrer Größenordnung mit den theoretischen Überlegungen zur adiabaten Flammentemperatur in Kapitel 2.1 (Abb. 2.1-5).

Bei der Zündung der Gasstrahlen ergibt sich dagegen ein in der Wärmefreisetzungsrate deutlich sichtbarer und reproduzierbarer Unterschied zwischen den Punkten mit 21% bzw. 19% O₂-Konzentration. Ein allererster Anstieg der Gas-Wärmefreisetzungsrate ist zwar bei allen vier Versuchspunkten zum etwa gleichen Zeitpunkt (~362°KW) festzustellen. Danach steigen die Brennraten jedoch bei 19% O₂-Konzentration deutlich langsamer an, und erreichen erst 2°KW später hohe Werte von >1,2 kJ/KW. Als Folge der langsamer ansteigenden Wärmefreisetzungsrate kommt es (im Vergleich zu den Punkten mit 21% O₂-Konzentration) anschließend zu einer leichten Überhöhung der Wärmefreisetzungsrate, ähnlich einem „Premixed Peak“. Erst ab etwa 368°KW (2°KW vor Ende der Ga-

seindüsung) sind zwischen den vier Punkten kaum noch Unterschiede in der Wärmefreisetzungsrate zu erkennen.

Als Ursache für die langsamer ansteigende Wärmefreisetzungsrate lässt sich in den optischen Aufnahmen (Abbildung 4-25 / 364,1°KW) feststellen, dass bei 19% O₂-Konzentration die einzelnen Gasstrahlen erst sukzessive und teilweise sehr spät an den Pilotflammen zünden. Die ca. 80°K niedrigere Temperatur der Diesel-Pilotflammen leistet wahrscheinlich einen Beitrag zu diesem Verhalten. Hauptursache der verzögerten Zündung ist aber vermutlich, dass das Methan-Luft-Gemisch bei nur 19% O₂-Gehalt der Verbrennungsluft eine deutlich höhere Zündenergie benötigt. Ein Gasstrahl muss daher bei niedrigem Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft für eine erfolgreiche Zündung eine höhere Masse an heißen Pilot-Verbrennungsprodukten ansaugen. In Kombination mit der nur schwachen Überschneidung von Pilotdiesel- und Gasstrahlen (vgl. Abbildung 4-1), der sehr geringen Pilotmenge sowie deren asymmetrischer Verteilung, führt dies zu dem beobachteten Zündverhalten.

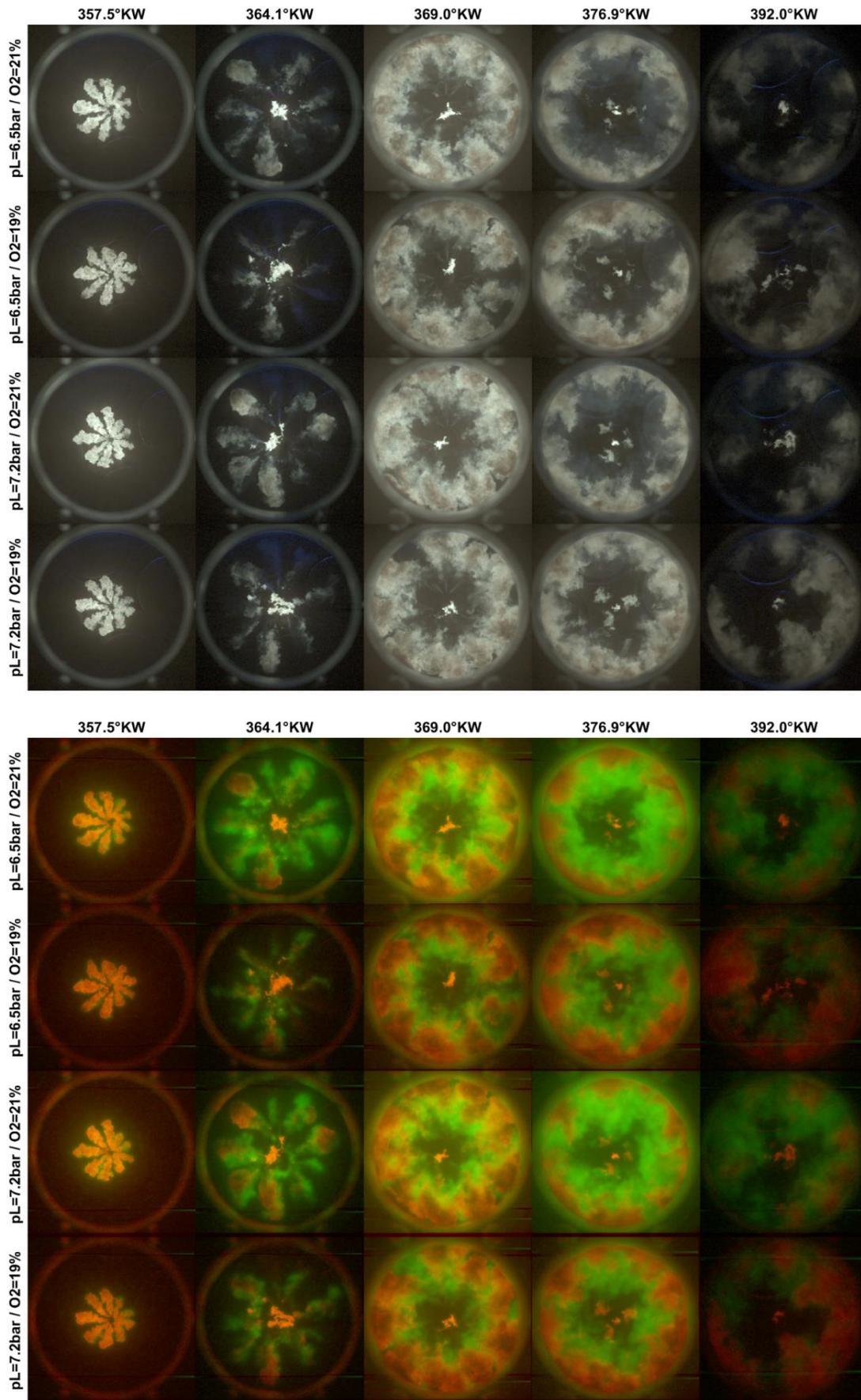


Abbildung 4-25 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung bei Variation von AGR und Ladedruck

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Trotz der „stochastischen“ Zündung mancher Gasstrahlen beschränken sich die Unterschiede zwischen verschiedenen Arbeitsspielen nur auf die erste Phase der Gasverbrennung. Der Spitzendruck, sowie die weitere Wärmefreisetzung wird durch den genauen Ablauf des Zündvorgangs und der ersten Flammenausbreitung nicht beeinflusst. Wie bereits beschrieben, ist dies ein wesentlicher Unterschied zu ottomotorischen Brennverfahren, wo Änderungen in der initialen Flammenausbreitung den weiteren Ablauf der Verbrennung signifikant beeinflussen.

Sehr deutliche Unterschiede ergeben sich erwartungsgemäß bei den Emissionen. Da sich bei den unterschiedlichen Frischluftmassenströmen (Tabelle 4-4) auch unterschiedliche Abgasmassenströme ergeben, müssen die in ppm bzw. $\mu\text{g}/\text{m}^3$ bestimmten Rohwerte (Abbildung 4.6-4) korrigiert werden, um aussagekräftige Vergleiche ziehen zu können. Eine Umrechnung in die sonst übliche Einheit g/kWh wäre für die Optikmotor-Versuche mit großen Unsicherheiten behaftet. Die in Abbildung 4.6-5 gezeigten Werte sind daher auf den Luftmassenstrom des Referenzpunktes ($p_L = 6,5\text{bar} / \text{O}_2 = 21\%$) von 424 kg/h normiert.

Durch die Verdünnung des Sauerstoffkonzentration wird bei beiden Ladedruckniveaus eine Senkung der NO_x-Emissionen um etwas mehr als 50% erreicht, während die Partikelmasse-Emissionen etwa um den Faktor 5...6,5 ansteigen. Bei konstanter O₂-Konzentration bewirkt eine 10% Steigerung des Ladedrucks in etwa eine Halbierung der PM-Emissionen, während die NO_x-Emissionen nur um 10...15% ansteigen. Bei den Methan-Emissionen ergeben sich ohne AGR die niedrigsten Werte. Die Absenkung der O₂-Konzentration von 21 auf 19% führt je nach Ladedruckniveau zu einem Anstieg der CH₄-Emissionen um 30...50%.

Die Auswertung der optischen Aufnahmen mittels 2-Farben-Pyrometrie (Abbildung 4.6-3) zeigt, dass die höheren Rußemissionen nicht auf eine höhere Rußbildung während der Diffusionsverbrennung zurückzuführen sind, sondern auf eine langsamere Rußoxidation in der Ausbrandphase. Da die Gasstrahlen bei 21% O₂-Konzentration früher zünden und die Diffusionsverbrennung schneller einsetzt, sind dort in der frühen Verbrennungsphase (364,1°KW) sogar höhere Rußkonzentrationen sichtbar. Bei 369,0°KW - kurz vor Ende der Gaseinblasung - sind bei der optischen Dichte keine Unterschiede zwischen den verschiedenen O₂-Konzentrationsniveaus sichtbar. In den Aufnahmen bei 377 bzw. 392°KW (7 bzw. 22°KW nach Ende der Gaseindüsung) ist die schnellere Rußoxidation für die Fälle mit 21% O₂ deutlich sichtbar. Zwei Faktoren tragen dazu maßgeblich bei: Einerseits führt die höhere O₂-Konzentration dazu, dass in fette Bereiche der Diffusionsflamme schneller ausreichend Sauerstoff für eine vollständige Oxidation eingemischt wird. Andererseits ist auch die Temperatur ein maßgeblicher Treiber für die Rußoxidation – in den hier untersuchten Fällen liegt die mittels 2-Farb-Pyrometrie bestimmten Flammentemperatur bei 21% O₂-Konzentration durchweg um ca. 100°K höher. Ein Vergleich der Emissionen bei zwei Punkten mit gleicher Sauerstoffmasse im Zylinder ($p_L = 6,5\text{ bar} / \text{O}_2 = 21\%$ und $p_L = 7,2\text{ bar} / \text{O}_2 = 19\%$) lässt sich der Einfluss der Flammentemperatur sehr gut isoliert betrachten. Demnach ist ein Anstieg der PM-Emission um ca. den Faktor 3 alleine auf den Temperaturunterschied von ca. 100°K in den Verbrennungszonen zurückzuführen.

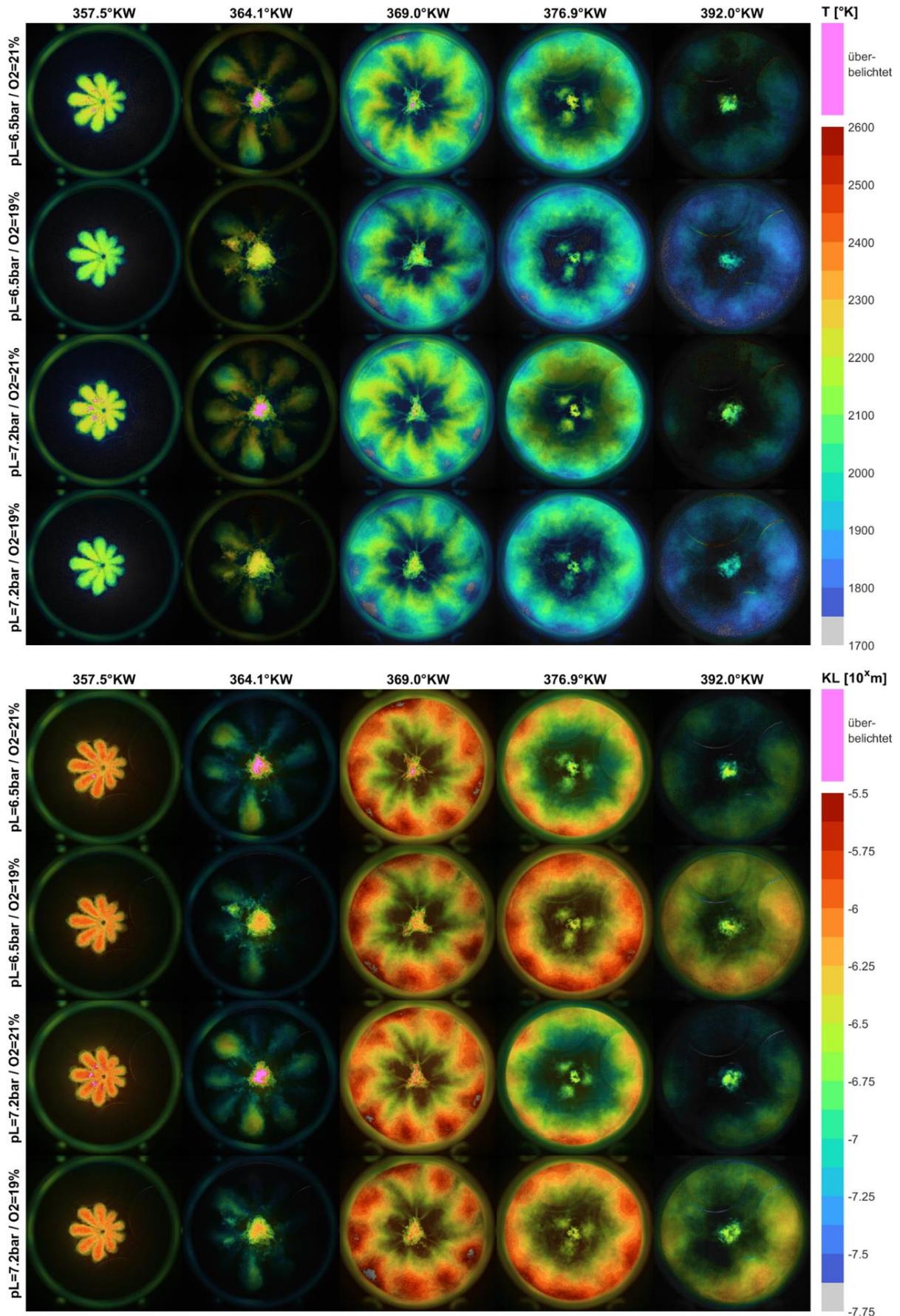


Abbildung 4-26 Ergebnisse der 2-Farben-Pyrometrie (T und KL) bei Variation von AGR und Ladedruck

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

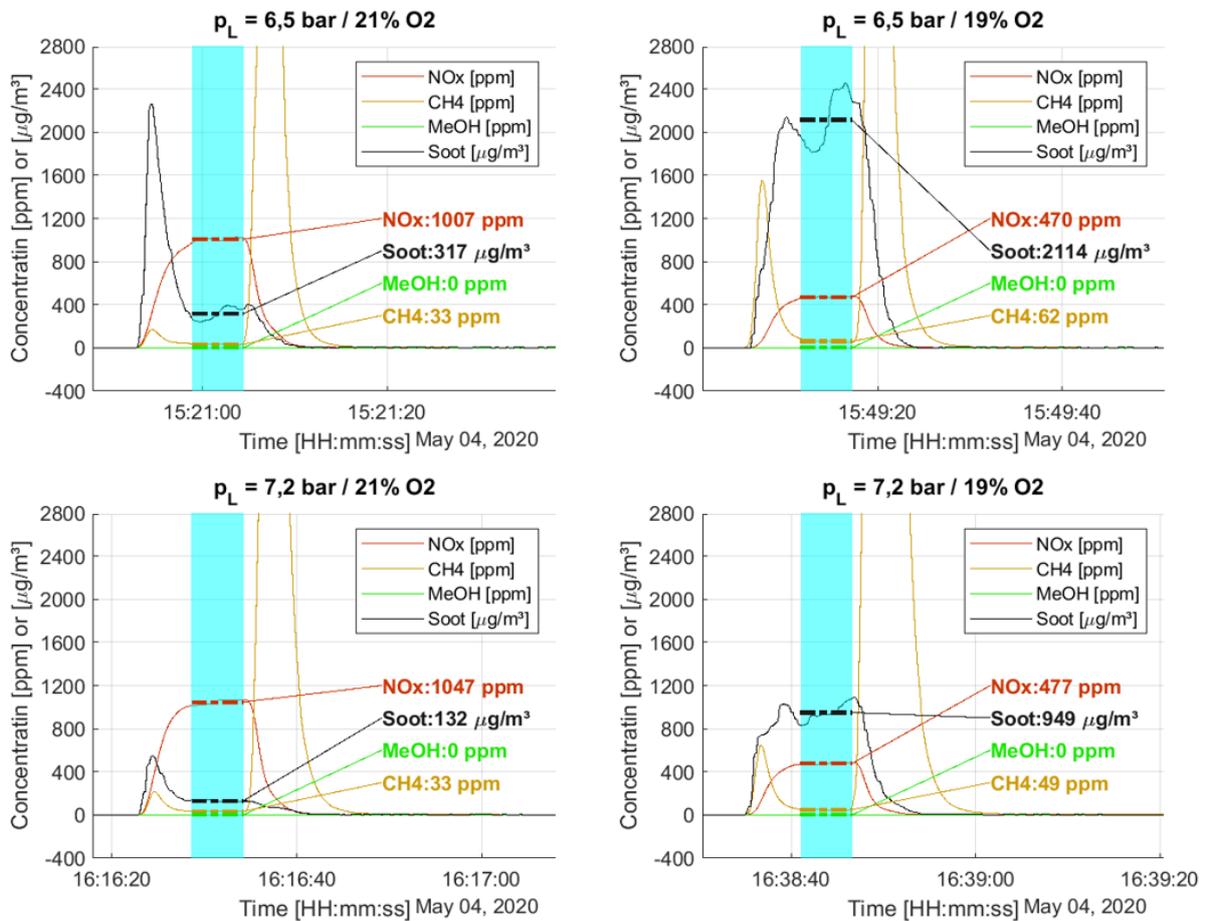


Abbildung 4-27 Emissionen bei Variation von AGR und Ladedruck - Rohdaten

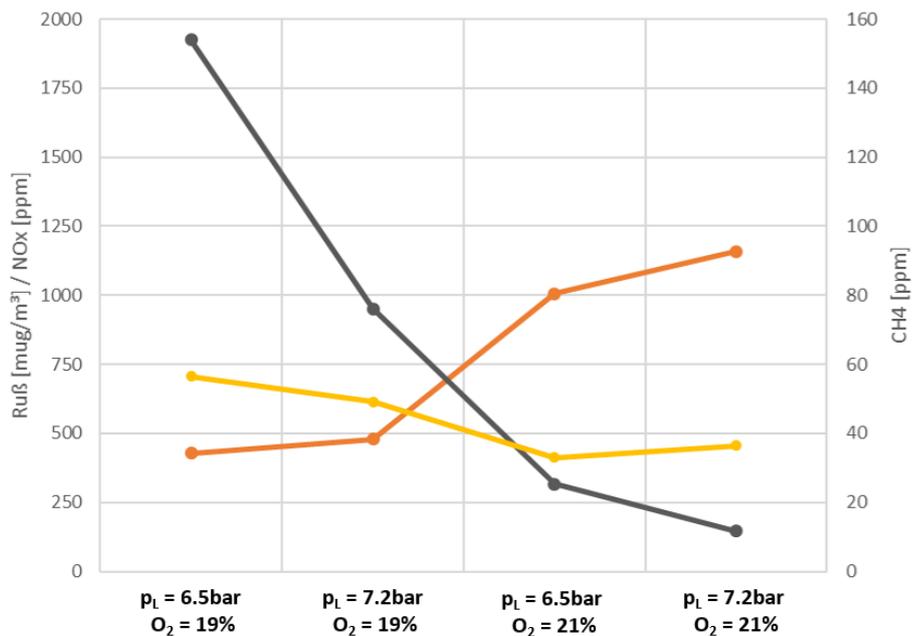


Abbildung 4-28 Emissionen bei Variation von AGR und Ladedruck – Normiert auf $\dot{m}_{Luft} = 424 \text{ kg/h}$

4.7. Einfluss der Pilotkraftstoffmenge

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Pilotkraftstoffmenge auf Zündung, Stabilität und Emissionen der HPDF-Verbrennung untersucht. Ausgehend vom Referenzbetriebspunkt wird die Pilotmenge bei sonst gleichen Einstellungen um 1/3 erhöht beziehungsweise abgesenkt. Angepasst wird dazu die Einspritzdauer. Die notwendigen Bestromungsdauern werden aus zuvor von Woodward L'Orange vermessenen Mengenkennlinien ermittelt. Tabelle 4.7-1 zeigt alle wesentlichen Parameter für die Untersuchungen.

Pilotmenge (nach Kennlinie von L'Orange)		16 mm ³	24 mm ³	32 mm ³
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2		
Einspritzbeginn Pilot / Hauptkraftstoff	[°KW v.OT]	5,0 / 0,0		
Bestromungsdauer Pilot	[ms]	0,414	0,464	0,517
Einspritzdauer Pilotkraftstoff (optisch ermittelt)	[°KW]	0,8	1,2	1,6
Energieanteil Pilotkraftstoff (aus Summenheizverlauf)	[%]	1,3	2,0	2,7

Tabelle 4-5 Versuchs-Parameter für die Variation der Pilotmenge

Die Diesel-Düsenlöcher des HPDF-Injektors sind mit einem hydraulischen Durchfluss von $Q_{100} = 4,2$ l/min für einen Diesel-Vollastbetrieb ausgelegt. Bei den sehr niedrigen Pilotmengen befindet sich die Diesel-Düsennadel im ballistischen Betrieb, d.h. sie erreicht während der kurzen Piloteinspritzung nicht ihren maximalen Hub. Für das Pilotdiesel-Spray ergibt sich dadurch eine geringe Eindringtiefe. Zusätzlich führen Fertigungstoleranzen im Bereich des Nadelsitzes bei den niedrigen Nadelhuben zu einer leicht asymmetrischen Eindringtiefe des Dieselsprays (siehe Abb. 4.7-3 und 4.7-4).

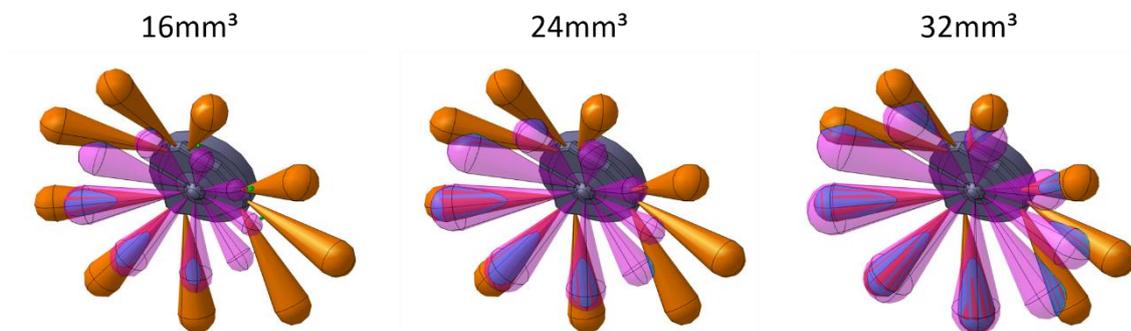


Abbildung 4-29 3D-Rekonstruktion der Pilotdiesel- und Gasstrahl-Lagen bei 16, 24 und 32mm³ Pilotmenge

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Die optischen Aufnahmen (Abb. 4.7-4 / 359°KW) zeigen, dass die Pilotmenge maßgeblich die Eindringtiefe der Pilotflammen beeinflusst. Für die in Abbildung 4.7-1 dargestellte 3D-Rekonstruktion wurde die Eindringtiefe der Pilotflammen aus den Mittelwertbildern bei 359,0°KW vermessen und in ein CAD-Modell (mit der bekannten räumlichen Orientierung der Strahlagen) übertragen. Die blauen Flächen kennzeichnen die Bereiche, an denen sich Gas- und Dieselstrahl überschneiden. Ist keine Überschneidung vorhanden, zeigt eine grüne Kugel den minimalen Abstand zwischen Gas- und dem zugeordneten Dieselstrahl. Auch wenn die 3D-Rekonstruktion möglicherweise nicht die exakte Ausdehnung der Pilotflammen wiedergibt, ist zu erkennen, dass die Interaktion zwischen Gasstrahl und Pilotflamme stark von der Eindringtiefe der Pilotflamme abhängt. Während sich bei 32mm³ für alle Gasstrahlen große Überschneidungsbereiche mit den jeweiligen Pilotstrahlen ergeben, fallen diese für 16mm³ deutlich kleiner aus, bzw. sind auf der Seite mit der geringeren Eindringtiefe teilweise überhaupt nicht mehr vorhanden.

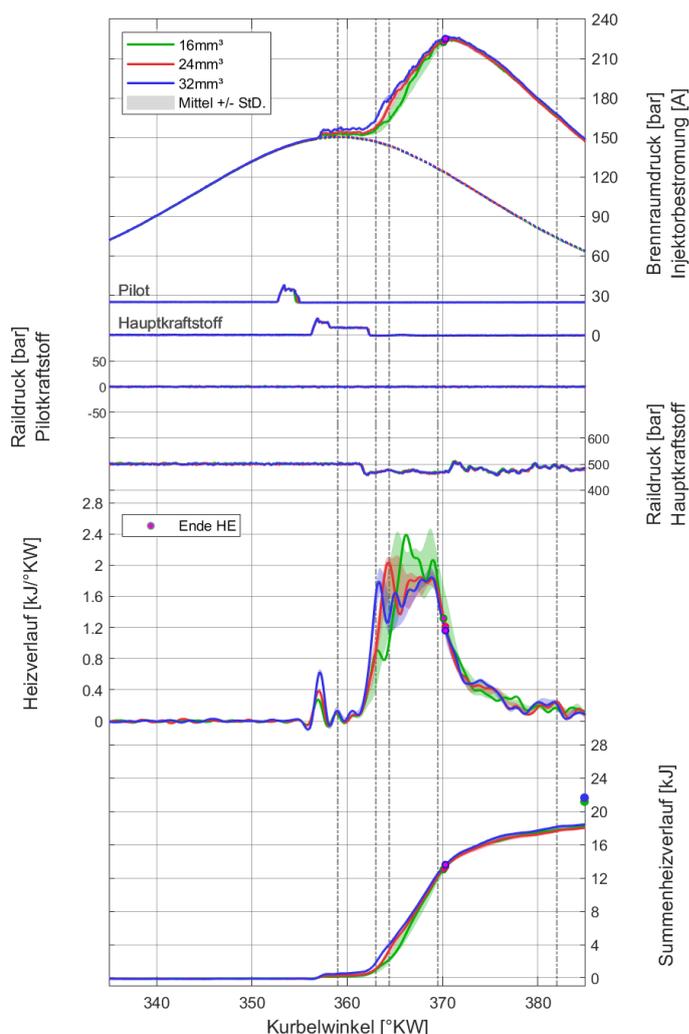


Abbildung 4-30 Indizierdaten für die Pilotmengen-Variation

In den Verläufen von Brennraumdruck und Wärmefreisetzung ergeben sich bei 16mm³ Pilotmenge vor allem bei der Zündung und in der Anfangsphase der Gasverbrennung höhere zyklische Schwankungen. In den optischen Aufnahmen (Abb. 4.7-3 / 363,0 bzw. 364,4°KW) lässt sich als Ursache dafür feststellen, dass mit geringerer Pilotmenge zunehmend einzelne Gasstrahlen später bzw. teilweise erst sehr spät (nach 364,4°KW) zünden.

In den OH*-Aufnahmen ist auch zu erkennen, dass die erst spät zündenden Gasstrahlen in der Nähe ihres Strahlursprungs durch Kontakt mit den Pilotflammen zünden, und nicht erst durch den Kontakt mit den Diffusionsflammen der benachbarten Gasstrahlen (Abb. 4.7-3 / 16mm³ / 364,4°KW). Die Pilotflammen, die von dem zugehörigen Gasstrahl nicht direkt erfasst werden, werden also bis zu einem gewissen Grad von der Sogwirkung des Gasstrahls „angesaugt“. Dadurch ergibt sich für eine letztlich

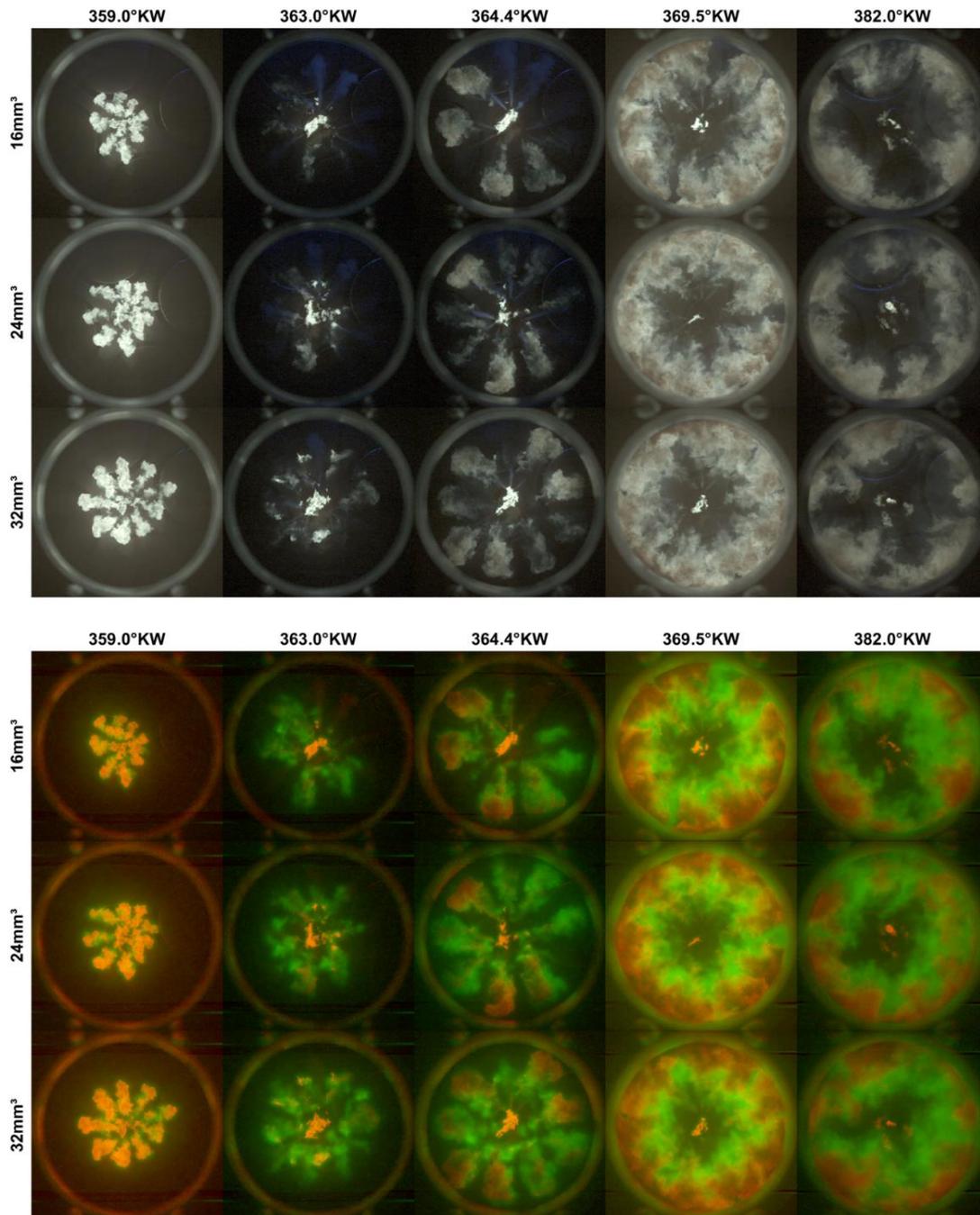


Abbildung 4-31 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung bei Variation der Pilotkraftstoffmenge

erfolgreiche Zündung eine große Toleranz in der relativen geometrischen Lage der Gasstrahlen und der zugehörigen Pilotflammen.

Je früher ein Gasstrahl zündet, desto früher setzt an diesem Gasstrahl auch die diffusive Verbrennung und somit die Rußbildung ein. Aus der über 20 Arbeitsspiele gemittelten Auswertung der optischen Dichte (Abb. 4.7-4 / 365°KW) lässt sich daher auch beurteilen, welche Gasstrahlen statistisch früh bzw. erst später zünden. Die mittlere Ruß-Intensität der neun Gasstrahlen bei 364,4°KW nimmt erwartungsgemäß mit sinkender Pilotmenge und der dadurch weniger stabilen Zündung ab. Überraschenderweise zünden jedoch einige Gasstrahlen, unabhängig von der Pilotmenge, statistisch signifikant früher als

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

andere. Innerhalb eines Tripels ist jeweils der linke Gasstrahl besonders bevorzugt. Eine genaue Analyse dieses Phänomens ist alleine aus den optischen Aufnahmen nicht möglich – offenbar sorgen aber die Strahllagen in Kombination mit der Drallströmung hier für die besten Bedingungen. Dies zeigt, dass schon kleine Abweichungen der Strahllagen, ggf. in Kombination mit der Brennraumströmung, signifikante Auswirkungen auf das Entflammen der Gasstrahlen haben können.

Im weiteren Verlauf der Verbrennung (369,5 und 382,0°KW) verhalten sich Flammentemperaturen und optische Dichte weitgehend ähnlich. Bei 16 und 24mm³ Pilotmenge ergeben sich geringfügig höhere Temperaturen, während bei 32mm³ Pilotmenge eine etwas höhere optische Rußdichte im Randbereich der Kolbenmulde zu beobachten ist. Dies deckt sich mit den Ergebnissen der Emissionsmessung: Vor allem bei 32mm³ Pilotmenge ergeben sich deutlich höhere Rußemissionen (ca. +150%), bei leicht niedrigere NO_x-Werten. Die Methanemissionen liegen bei allen Betriebspunkten in einer vergleichbaren Größenordnung. Auch das lange Vormischen einiger Gasstrahlen bei 16mm³ Pilotmenge führt also offenbar nur zu einem verhältnismäßig geringen CH₄-Anstieg.

Der Anstieg der Rußemissionen bei steigender Pilotmenge hat zwei Ursachen: Erstens besitzt Dieselmotorkraftstoff eine höhere Rußbildungs-Neigung als Erdgas (vgl. Abbildung 2.1-4), ein Anstieg der Pilotmenge führt also schon allein dadurch zu einem proportionalen Anstieg der aus dem Pilotkraftstoff gebildeten Rußmenge. Zweitens führt bei niedrigen Pilotmengen das spätere Zünden einiger Gasstrahlen dazu, dass diese bis zu ihrer Zündung mehr vormischen. Für diese Gasstrahlen hat die geringere Pilotmenge damit den gleichen Effekt wie eine Spätverschiebung der Piloteinspritzung (Kapitel 4.4). Dieser zweite Effekt ist aber streng genommen keine Auswirkung der Pilotmenge an sich, sondern eine Auswirkung der geringen Eindringtiefe des Dieselsprays.

Insgesamt lässt sich feststellen, dass sich die HPDF-Verbrennung sehr tolerant gegenüber niedrigen Pilotmengen verhält. Die in dieser Versuchsreihe beobachtete zunehmend instabile Zündung einiger Gasstrahlen unterhalb einer Pilotmenge von ca. 2% energetisch ist darauf zurückzuführen, dass sich Gasstrahlen und Pilotflammen *geometrisch* kaum mehr überschneiden. Bei einer entsprechenden Auslegung des Pilotinjektors (kleinere Diesel-Spritzlöcher ⇒ höhere Eindringtiefe des Dieselsprays) wären vermutlich auch deutlich kleinere Pilotmengen noch stabil darstellbar. Ist ein Gasstrahl erst einmal gezündet, breitet sich die Flamme darin verhältnismäßig schnell aus (vgl. Kapitel 4.4). Ab diesem Zeitpunkt verläuft die Wärmefreisetzung mischungskontrolliert. Die Verläufe von Brennraumdruck und Wärmefreisetzung sind daher ab ca. 368°KW weitgehend deckungsgleich.

Dieses Verhalten unterscheidet sich grundlegend von ottomotorischen Niederdruck-Dual-Fuel („LPDF“) Verbrennungskonzepten: Hier beeinflusst die Pilotmenge auch nach der Zündung ganz wesentlich den

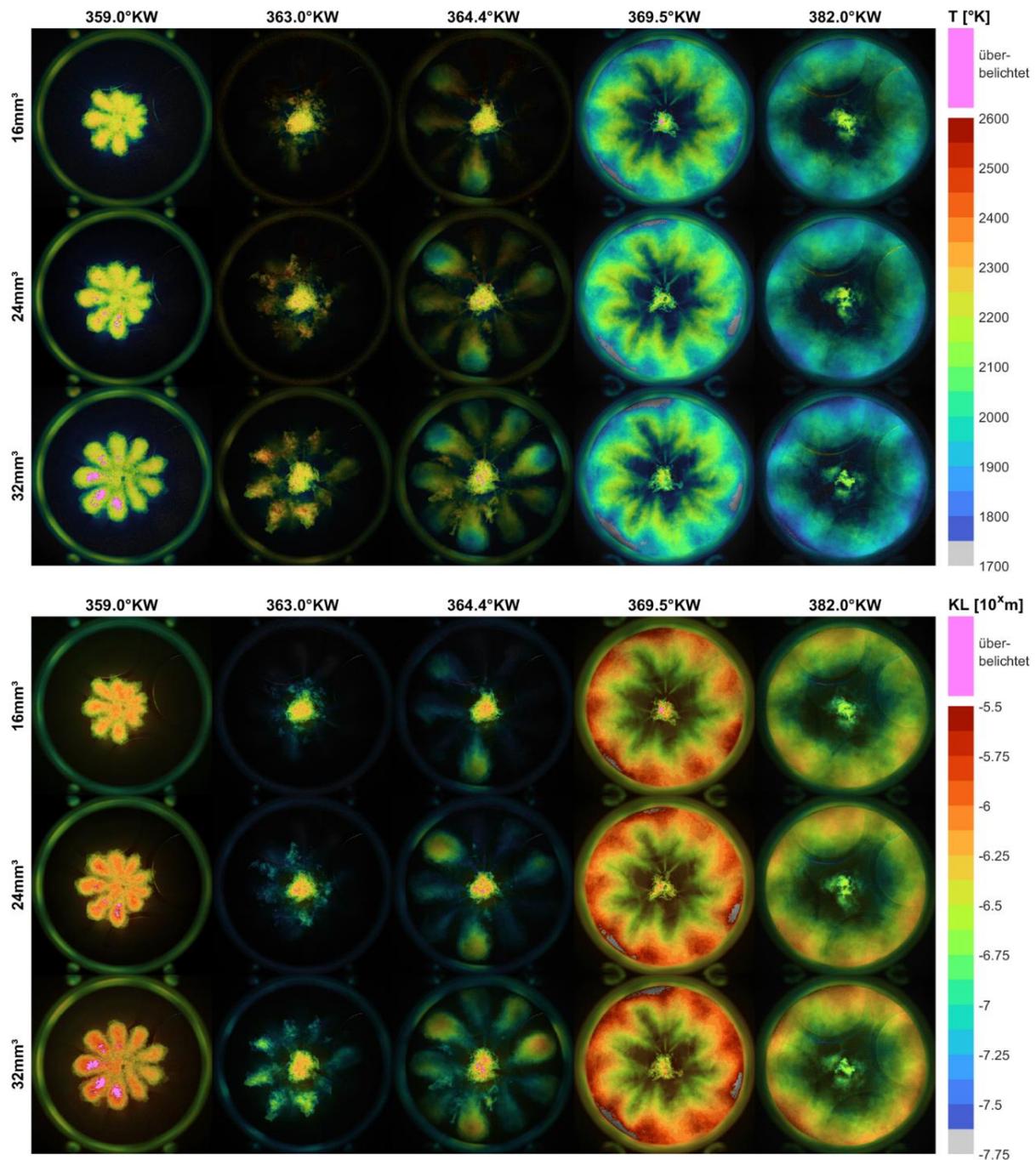


Abbildung 4-32 Ergebnisse der 2-Farben-Pyrometrie (T und KL) bei Variation der Pilotkraftstoffmenge

weiteren Verbrennungsablauf. Eine niedrigere Pilotmenge führt in der Regel zu einer wesentlich längeren Brenndauer [Web20; Kie16], sowie zu einer instabileren Verbrennung mit ungünstigerem Wirkungsgrad [Kie16]. Bei der HPDF-Verbrennung ist es für eine stabile Gas-Zündung ausreichend, wenn sich die Pilotflamme und der Gasstrahl-Ursprung geometrisch überschneiden. Bei der ottomotorischen Dual-Fuel-Verbrennung ist dagegen eine hohe Eindringtiefe des Pilotsprays essenziell, um in der anschließenden mageren Flammenfrontverbrennung kurze Flammenwege (und damit kurze Brenndauern) zu erreichen [Web20; Kie16]. Um auch bei minimalen Pilotmengen eine „qualitativ ausreichende“ Piloteinspritzung zu erreichen, werden viele Otto-DF-Motoren mit zwei Injektoren pro Zylinder ausgestattet, wenn auch ein Vollastbetrieb mit Dieselpilotkraftstoff möglich sein soll. Das HPDF-Brennverfahren stellt im

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Vergleich dazu niedrigere Anforderungen an die Piloteinspritzung. Selbst bei sehr niedrigen Pilotmengen kann daher ein einzelner vollastfähiger Dieselinjektor ohne Wirkungsgradeinbußen verwendet werden.

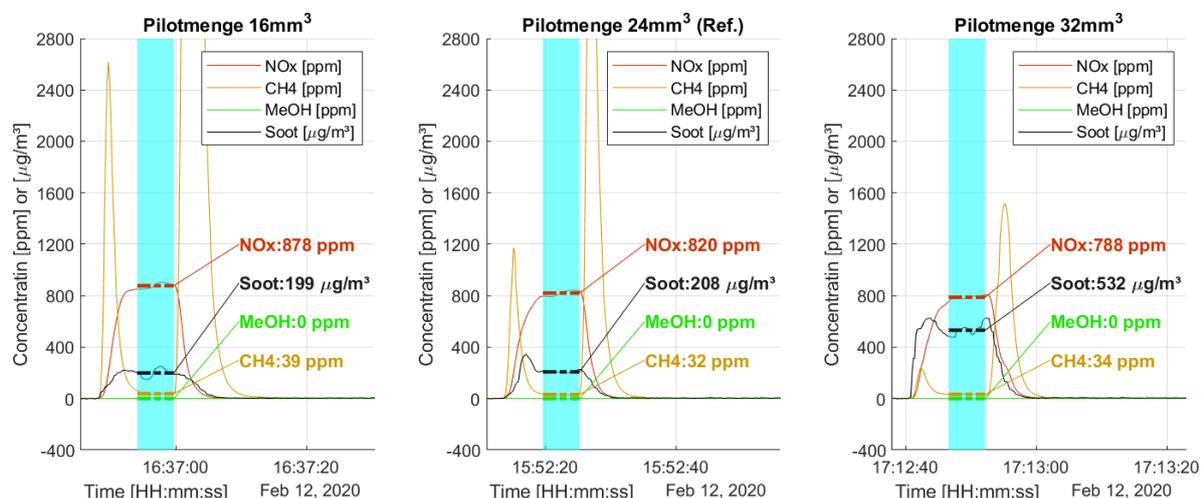


Abbildung 4-33 Emissionen bei Variation der Pilotkraftstoffmenge

Bisher bekannte optischen Untersuchungen zum Einfluss der Pilotmenge beziehen sich auf deutlich größere Pilotkraftstoff-Energieanteile (3...10%) als hier untersucht [Imh13; Mar19]. Übereinstimmend mit den hier gezeigten Ergebnissen wurde dabei ein lediglich marginaler Einfluss auf die HPDF-Verbrennung beobachtet.

Zum Einfluss der Piloteinspritzung auf die Rußemissionen ist außerdem eine nicht-optische Untersuchung von Jones [Jon05] hervorzuheben. Als Pilotkraftstoff wurde hier Biodiesel verwendet, wodurch sich in den Rußemissionen der Kohlenstoff aus dem Pilotkraftstoff von dem Kohlenstoff aus dem (fossilen) Brenngas mithilfe der C14-Methode unterscheiden lässt. Lange vor den ersten optischen Untersuchungen konnte damit nachgewiesen werden, dass v.a. bei hohen Lasten der Großteil der HPDF-Rußemissionen aus der Gasverbrennung stammt. Bei Variation der Pilotmenge zwischen 3 und 5% konnte auch festgestellt werden, dass sich durch eine höhere Pilotmenge neben höheren Pilot-Rußemissionen auch eine „Hebelwirkung“ auf die Rußemissionen der Gasverbrennung ergibt. Jones gibt dafür zwei mögliche Ursachen an: Einerseits eine chemische, d.h. Ruß aus der Dieserverbrennung könnte als „Nukleationskeim“ für Ruß aus der Gasverbrennung wirken. Andererseits eine physikalische, d.h. eine höhere Pilotmenge bewirkt ein früheres Zünden der Gasstrahlen. Das frühere Zünden der Gasstrahlen kann in der hier vorliegenden Versuchsreihe definitiv nachgewiesen werden. Inwieweit Ruß aus der Pilotverbrennung als „Nukleationskeim“ auch die Rußbildung der Gasverbrennung fördert, lässt anhand der frühen Piloteinspritzung („SOE +6 °KW“) in Kapitel 4.4 abschätzen: Hier ist bei Beginn der Gaseindüsung optisch kaum noch Ruß aus den Pilotflammen sichtbar. Die Emissionsmessung zeigt aber in Vergleich zum Referenzpunkt keine niedrigeren Rußemissionen. Der postulierte Effekt einer „chemischen“ Hebelwirkung von Pilotkraftstoff-Ruß auf Rußbildung in der Gasverbrennung ist also zumindest in seiner Größenordnung vernachlässigbar.

4.8. Einfluss von Injektor- und Brennraumgeometrie

Ziel dieses Kapitels ist, die Auswirkung verschiedener Geometrie-Konfigurationen auf die HPDF-Verbrennung zu untersuchen. Untersucht werden zwei verschiedene Kolbenmulden, sowie drei Düsenkonfigurationen des HPDF-Injektors. Die beiden zylindrischen Kolbenmulden haben unterschiedliche Durchmesser, aber das gleiche Muldenvolumen und Verdichtungsverhältnis. Bei den Düsen wird ein 9-Loch-Injektor sowie ein 6-Loch-Injektor mit im Vergleich zur Referenz jeweils 40% größerer Gesamt-Düsenquerschnittsfläche untersucht. Bei den unterschiedlichen Injektoren werden die Ansteuerdauern der Pilot- und Gaseinspritzung so angepasst, dass sich gleiche Kraftstoffmassen ergeben.

9 x 0,75 mm + Mulde 120mm

9 x 0,90 mm + Mulde 120mm

6 x 1,10 mm + Mulde 120mm

6 x 1,10 mm + Mulde 105mm

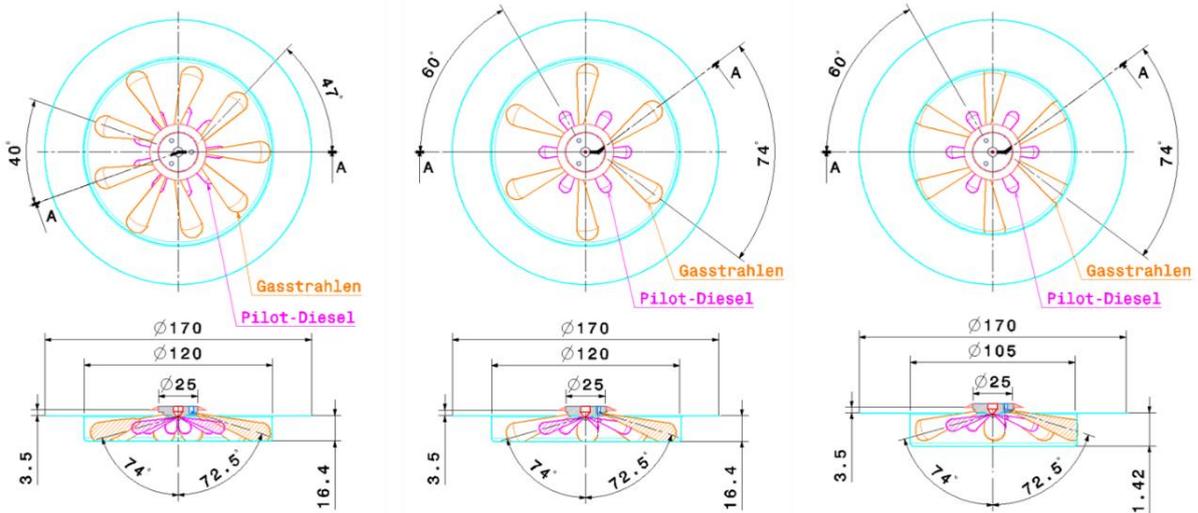


Abbildung 4-34 Strahlagen und Kolbenmulden-Geometrie der untersuchten Konfigurationen

		9x0,75mm MØ120mm	9x0,90mm MØ120mm	6x1,10mm MØ120mm	6x1,10mm MØ105mm
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2			
Düsen-Querschnittsfläche (Gas, gesamt)	[mm ²]	4,0	5,7	5,7	
Bestromungsdauer Piloteinspritzung	[ms]	0,464	0,625	0,625	
Bestromungsdauer Haupteinspritzung	[ms]	1,4	1,4	0,9	
Einspritzdauer HE (optisch / aus Raildruck)	[°KW]	~10	~9,0	~8,5	

Tabelle 4-6 Versuchsparameter der Kolbenmulden- und Strahlagenvariation

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

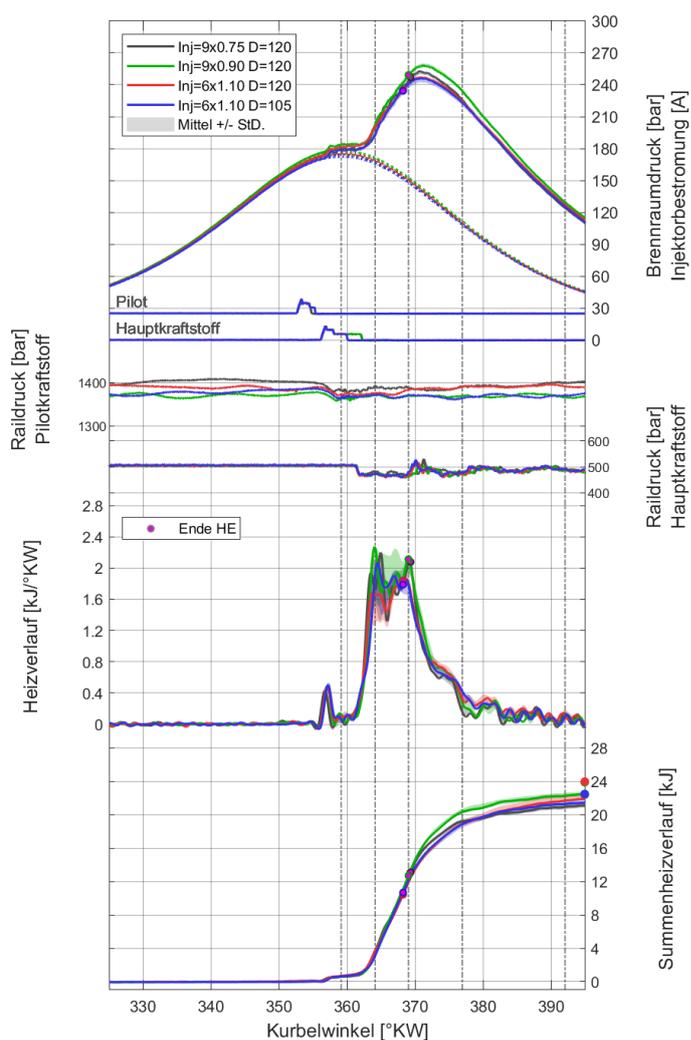


Abbildung 4-35 Indizierdaten für Strahlagen- & Muldenvarianten

(Abb. 4.8-4). Dabei ist zu erwähnen, dass alle drei Pilot-Düsen von L'Orange für denselben hydraulischen Durchfluss von $Q_{100} = 4,2l/min$ ausgelegt und gefertigt wurden. Die Reduktion der Pilot-Spritzlochanzahl ist also ein Weg, bei ansonsten gleichen Bedingungen (Pilotmenge, Q_{100} der Pilotdüse, Raildruck) die Eindringtiefe der Pilotflammen signifikant zu steigern.

Die Brennraumdruck- und Heizverläufe sind bei allen Konfigurationen nahezu identisch, d.h. Zündung und diffusive Gasverbrennung werden durch die unterschiedlichen Geometrieordnungen kaum beeinflusst.

Die dafür notwendigen Ansteuerdauern werden vor den Motorversuchen in atmosphärischen Test-Einspritzungen ermittelt. Vor allem die Gas-Ansteuerdauern unterscheiden sich von Injektor zu Injektor stark. Dies ist auf das Verhalten der Elektrohydraulischen Aktuierung der Gasnadeln zurückzuführen. Für die Einspritzdauer müsste sich bei den größeren Gas-Düsen theoretisch ein um den Faktor $1/1,4 \approx 0,7$ kleinerer Wert ergeben, tatsächlich verkürzt sie sich aber nur von 10 auf ca. 8,5...9°KW. Die Ursache liegt darin, dass der relevante Engstquerschnitt nur bei voll geöffnetem Injektor in den Düsenlöchern liegt, während der Öffnungs- und Schließphase aber am Nadelsitz. Die Asymmetrie der Piloteinspritzung ist bei dem zweiten 9-Loch-Injektor etwas stärker ausgeprägt als im Referenzfall. Die 6-Loch-Düse zeigt ebenfalls eine leichte Asymmetrie des Pilotsprays. Trotz gleicher Pilotmenge ergibt sich aber eine im Mittel ca. 20% höhere Eindringtiefe

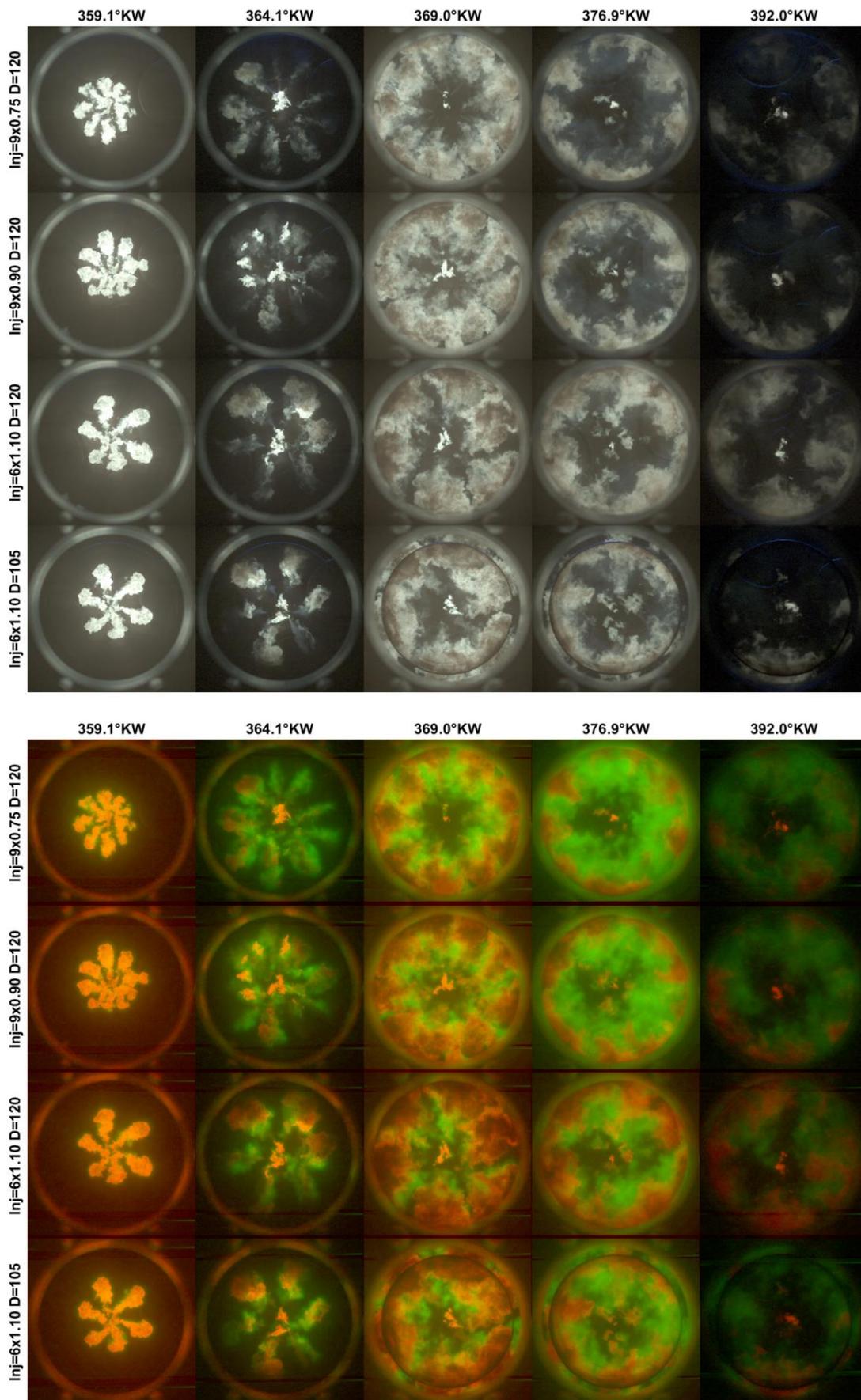


Abbildung 4-36 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung für die Kolbenmulden- und Strahlagenvariation

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Bei genauerem Hinsehen lassen sich dennoch zwischen den 9-Loch und 6-Loch-Konfigurationen kleinere Unterschiede im Summenheizverlauf erkennen: Nach Ende der Gaseindüsung (369...370°KW) steigt die freigesetzte Wärmemenge bei den beiden 9-Loch-Düsen zunächst etwas schneller an. Möglicherweise liegt das an der bei 9 Gasstrahlen zu diesem Zeitpunkt größeren Kontaktfläche zwischen Gas und Luft. Bei allen 4 Varianten unterscheidet sich außerdem die insgesamt freigesetzte Wärmemenge um jeweils bis zu 5% - das ist aber kein Hinweis auf prinzipielle Unterschiede, sondern vermutlich auf leicht unterschiedliche Gasmengen zurückzuführen.

Die Zündung der Gasstrahlen läuft in allen Fällen nahezu identisch ab. Wegen der intensiveren Interaktion mit den Pilotflammen setzt bei den 6-Loch-Varianten die Rußbildung in den meisten Gasstrahlen etwas früher ein (Abbildung 4-37 / 364,1°KW). Gegen Ende der Gaseindüsung (369,0°KW) kommt es bei allen Varianten zu einem Kontakt der Gasflammen mit dem Kolbenboden. Die dunklen Bereiche der rußenden Gasflammen in Abb. 4.3-3 lassen auf eine kalte Rußschicht durch Kontakt mit dem Kolbenboden schließen, ebenso mittels 2-Farben-Pyrometrie nicht-auswertbaren Bereiche in Abbildung 4.3-4. Bei den beiden 6-Loch-Varianten sind diese Kontaktflächen deutlich stärker ausgeprägt. Durch den großflächigen einseitigen Wandkontakt der Diffusionsflamme kommt es zu einer schlechteren Luftefassung, was den oben erwähnten langsameren Anstieg des Summenheizverlaufs ab 369°KW erklärt. Besonders bei der 6-Loch-Variante in Kombination mit der flachen Ø120mm-Kolbenmulde oxidieren die fetten Zonen im Muldenrandbereich sehr langsam. Während bei allen anderen Varianten bei 392°KW kaum noch optisch dichte rußende Bereiche vorhanden sind, sind sie hier noch deutlich sichtbar (Abb. 4.8-4). Die Temperatur der rußenden Zonen liegt mit ca. 1900°K in einem Bereich, ab dem Ruß zunehmend langsamer oxidiert.

Die Ruß- und NO_x-Werte der Emissionsmessung (Abb. 4.8-5) bestätigen dieses Bild: Im Vergleich zum Referenzfall „9 x 0,75mm / Mulde Ø120mm“ ergeben sich mit den Varianten „9 x 0,90mm / Mulde Ø120mm“ und „6 x 01,10mm / Mulde Ø105mm“ etwas niedrigere Ruß-Werte (-20...50%), sowie ähnliche bzw. leicht höhere NO_x-Werte (+0 ... ca. 12%). Nur bei der Variante „6 x 1,10mm / Mulde Ø120mm“ zeigen sich signifikant andere Werte – die Ruß-Emissionen sind hier im Vergleich zum Referenzfall um den Faktor 4,5 erhöht, bei ca. 20% niedrigeren NO_x-Emissionen. Dies deutet auf eine verschleppte Verbrennung mit schlechter Luftefassung hin, und bestätigt die Beobachtungen anhand der optischen Versuchsdaten. Eine Erklärung für die bessere Rußoxidation bei der tiefen Ø105mm-Kolbenmulde ist, dass sich aufgrund der Drehimpulserhaltung in der engeren Kolbenmulde eine intensivere Drallströmung ergibt. Dadurch werden die fetten Zonen, welche sich bis zum Ende der Gaseindüsung am Muldenrand gebildet haben, in der Ausbrandphase schneller und vollständiger mit der nötigen Luftmenge vermischt und brennen schneller ab.

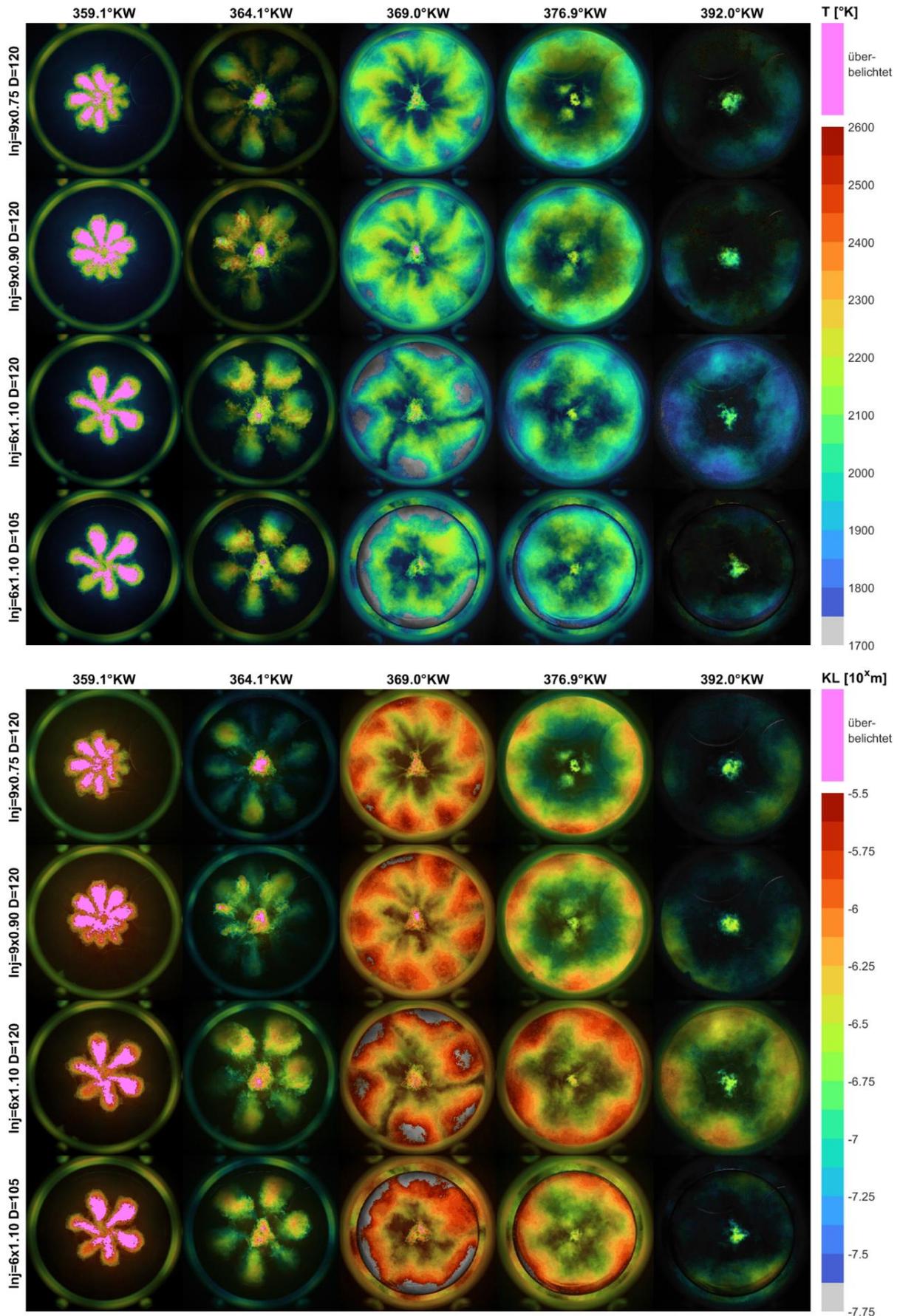


Abbildung 4-37 Ergebnisse der 2-Farben-Pyrometrie (T und KL) für die Kolbenmulden- und Strahlagenvariation

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

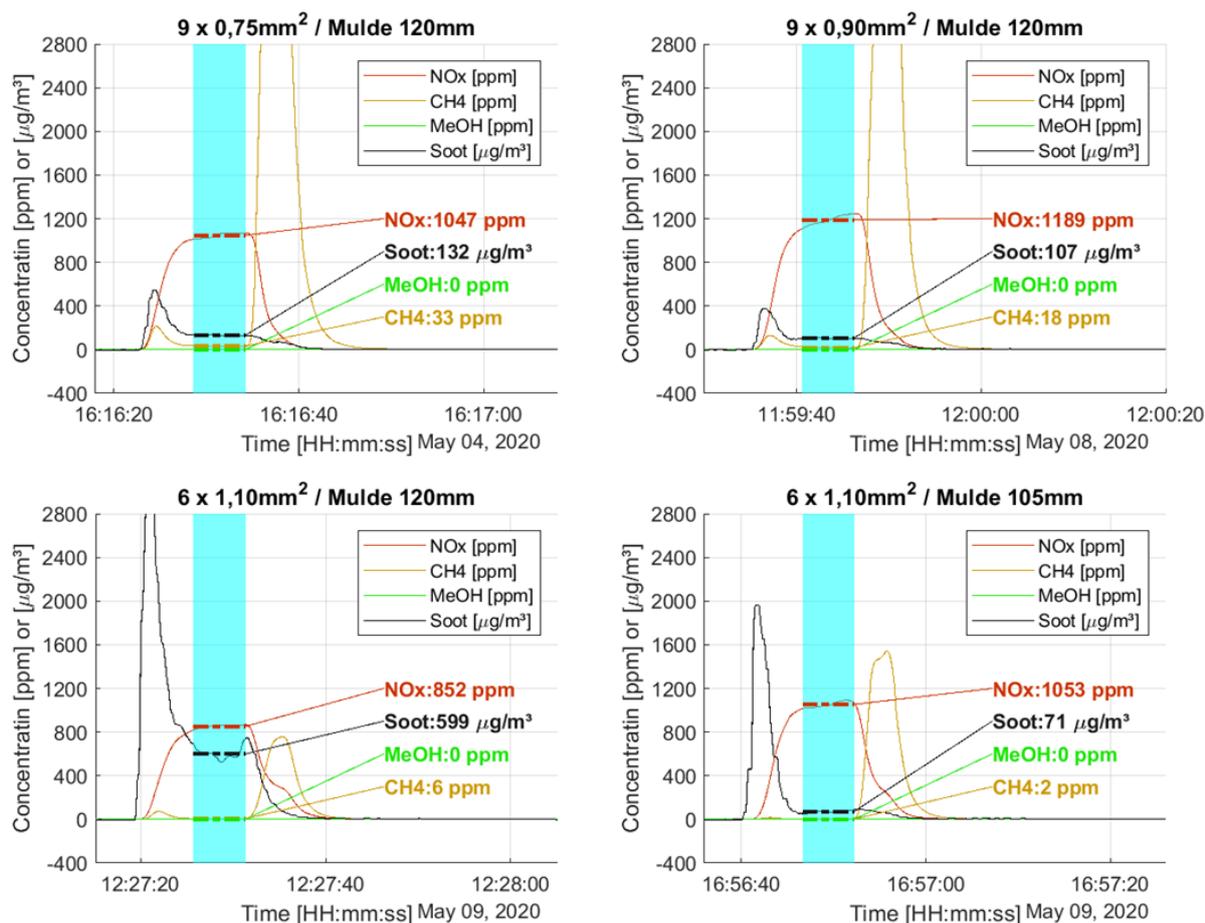


Abbildung 4-38 Emissionen der Kolbenmulden- und Strahlagenvariation

Bei den Methan-Emissionen ergeben mit der 9 x 0,9mm-Düse ca. 40% und mit der 6 x 1,1mm-Düse 80...95% niedrigere Werte als mit der Referenz-Düse.

Eine mögliche Erklärung für diese Beobachtung ist, dass im Düsenbereich anteilig weniger Gas in Kontakt zu der umgebenden Luft steht. Vor allem dort werden wegen der hohen Strömungsgeschwindigkeiten in der Scherschicht sehr magere und dadurch nicht mehr zündfähige Gemische bildet. Bei der 9 x 0,9mm-Düse ist die Reduktion des Gas-/Luft Kontaktes im Düsenbereich *zeitlich* bedingt, durch die kürzere Einspritzdauer. Bei der 6 x 1,1mm-Düse ergibt sich eine zusätzliche *geometrische* Reduktion, durch die niedrigere Anzahl an Gasstrahlen. Eine extrem verschleppte Verbrennung, wie bei der 6 x 1,1mm-Düse mit Mulde \varnothing 120mm, scheint für die Methanemissionen dagegen nur eine untergeordnete Rolle zu spielen. Offenbar wird das Methan in den fetten Flammzonen stromab der Düse durch hohe Temperaturen thermisch zersetzt. Die erst spät bzw. unvollständig verbrennenden Kraftstoffanteile gelangen daher als Ruß oder in Form anderer teilverbrannter Verbindungen, aber nicht als Methan ins Abgas.

4.9. Vergleich von Methan, Methanol und Wasserstoff als Hauptkraftstoff

Durch die Mischungskontrollierte, diffusive Verbrennung eignet sich das HPDF-Konzept für eine breite Palette an alternativen Kraftstoffen mit sehr unterschiedlichen Eigenschaften. Die regenerativ herstellbaren Kraftstoffe Wasserstoff und Methanol unterscheiden sich von Methan z.B. deutlich in ihrer Mindest-Zündenergie, laminaren Brenngeschwindigkeit, Diffusivität, sowie in ihrem Phasenzustand (überkritisches Fluid / flüssig). Außerdem ist mit diesen Kraftstoffen die Rußneigung durch entweder durch den im Kraftstoff gebundenen Sauerstoff (Methanol, vgl. Abbildung 2.1-4), oder wegen des fehlenden Kohlenstoffs reduziert. Tabelle 4-7 zeigt die Versuchsparemeter für den Vergleich der drei Kraftstoffe. Die Ansteuerdauer der Hauptkraftstoff-Eindüsung ist jeweils so gewählt, dass sich in vorab durchgeführten Testeinspritzungen (ohne Motorbetrieb, bei atmosphärischem Gegendruck) gleiche Energiemengen ergeben. Alle anderen Versuchsparemeter entsprechen dem in den vorherigen Kapiteln gezeigten 500 bar Methan-Referenzpunkt.

		Methan	Methanol	Wasserstoff
Ladedruck / Abgasgegendruck	[bar]	6,5 / 5,2		
Raildruck Hauptkraftstoff	[bar]	500		
Kraftstoff-Energiemenge (Zielwert)	[kJ]	27,5		
Kraftstoffmasse (Zielwert)	[mg/Inj.]	550	1380	230
Bestromungsdauer Hauptkraftstoff	[ms]	1,4	1,7	2,7
Kraftstoff-Energiemenge (real, aus Summenheizverlauf)	[kJ]	22,1	20,5	25,6
Einspritzdauer HE (optisch / aus Raildruck)	[°KW]	10	11	15
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	2,44 / 1,95	2,63 / 2,11	2,59 / 2,08
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	23,0	22,1	26,6

Tabelle 4-7 Versuchsparemeter für den Vergleich von Methan, Methanol und Wasserstoff als Hauptkraftstoff

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Wie die thermodynamische Auswertung in Abbildung 4.9-1 zeigt, liegen die tatsächlich eingedüsten Energiemengen für alle drei Kraftstoffe deutlich unter dem Zielwert von 27,5 kJ, für den in den vorab durchgeführten Testeinspritzungen die notwendige Bestromungsdauer ermittelt wurde. Bei Wasserstoff liegt die Energiemenge jedoch näher am Zielwert (~93%) als bei Methan (80%) und Methanol (75%). Im Fall von Methanol lässt sich der Unterschied zwischen Testeinspritzung und Motorbetrieb dadurch erklären, dass der Gegendruck im Brennraum gemäß der Bernoulli-Beziehung die für den Massenstrom relevante Druckdifferenz über der Düse verringert. Im Fall von Methan und Wasserstoff sollte der Gegendruck eigentlich keinen Einfluss haben, da das gemäß den Gesetzen der Gasdynamik relevante

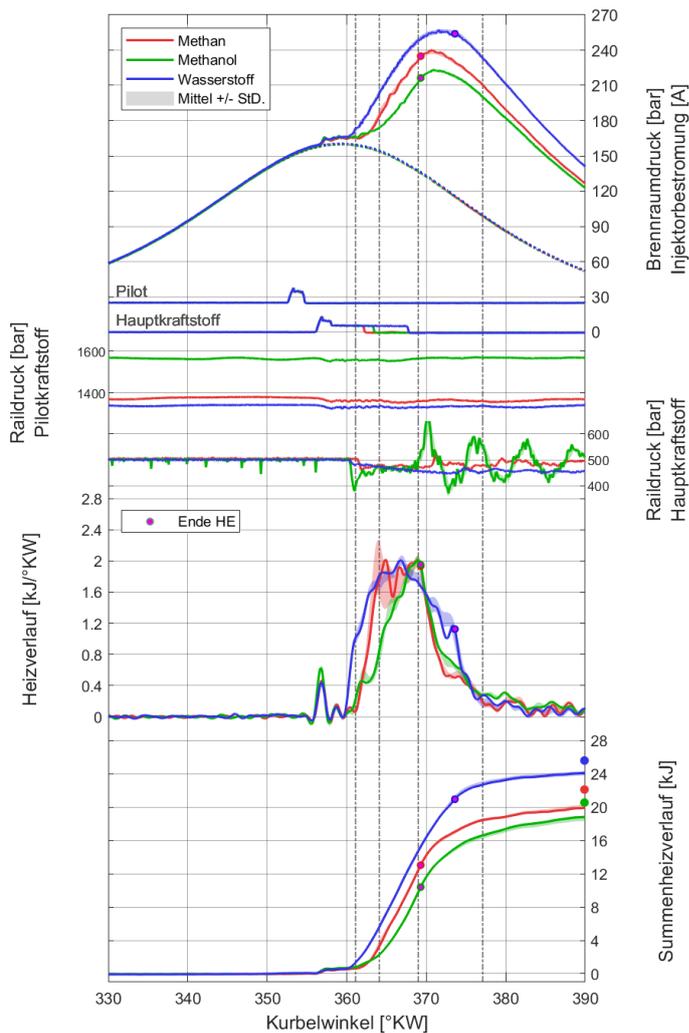


Abbildung 4-39 Indizierdaten für die Kraftstoffe CH₄, CH₃OH und H₂

Schallgeschwindigkeit (Werte für 80°C / 500 bar: CH₄ – 810 m/s, H₂ – 1820 m/s, CH₃OH – 1220 m/s [Lin97]). Die Druckstörung breitet sich dadurch schneller von den Düsenadeln zur ca. 30cm entfernten Sensorposition aus. Aus den optischen Aufnahmen (Mie-Streulicht-Signal der Farbkamera) kann der

Druckverhältnis über der Düse über dem kritischen Druckverhältnis liegt. Der in der Realität dennoch vorhandene Unterschied liegt möglicherweise daran, dass bei den hohen drücken, aber verhältnismäßig niedrigen Temperaturen Realgaseffekte eine Rolle spielen.

Bei Methanol wird anstatt eines einfachen 0,125 L injektornahen Speichervolumens das in Kapitel 3.3 beschriebene Kolbenspeichermodul verwendet, um den Raildruck während der Einspritzung möglichst konstant zu halten. Beim Öffnen und Schließen der Gasnadeln kommt es dennoch, verglichen mit den gasförmigen Kraftstoffen, zu einem markanten Druckeinbruch bzw. Überschwinger. Diese sind der Massenträgheit des Kolbens sowie der Methanol-Säule zwischen Druckspeichermodul und Injektor (Abb. 3.3-5) geschuldet.

Die Tatsache, dass das Raildrucksignal bei Wasserstoff und Methanol einen ca. 1°KW früheren Einspritzbeginn vermuten lässt, liegt an den unterschiedlichen

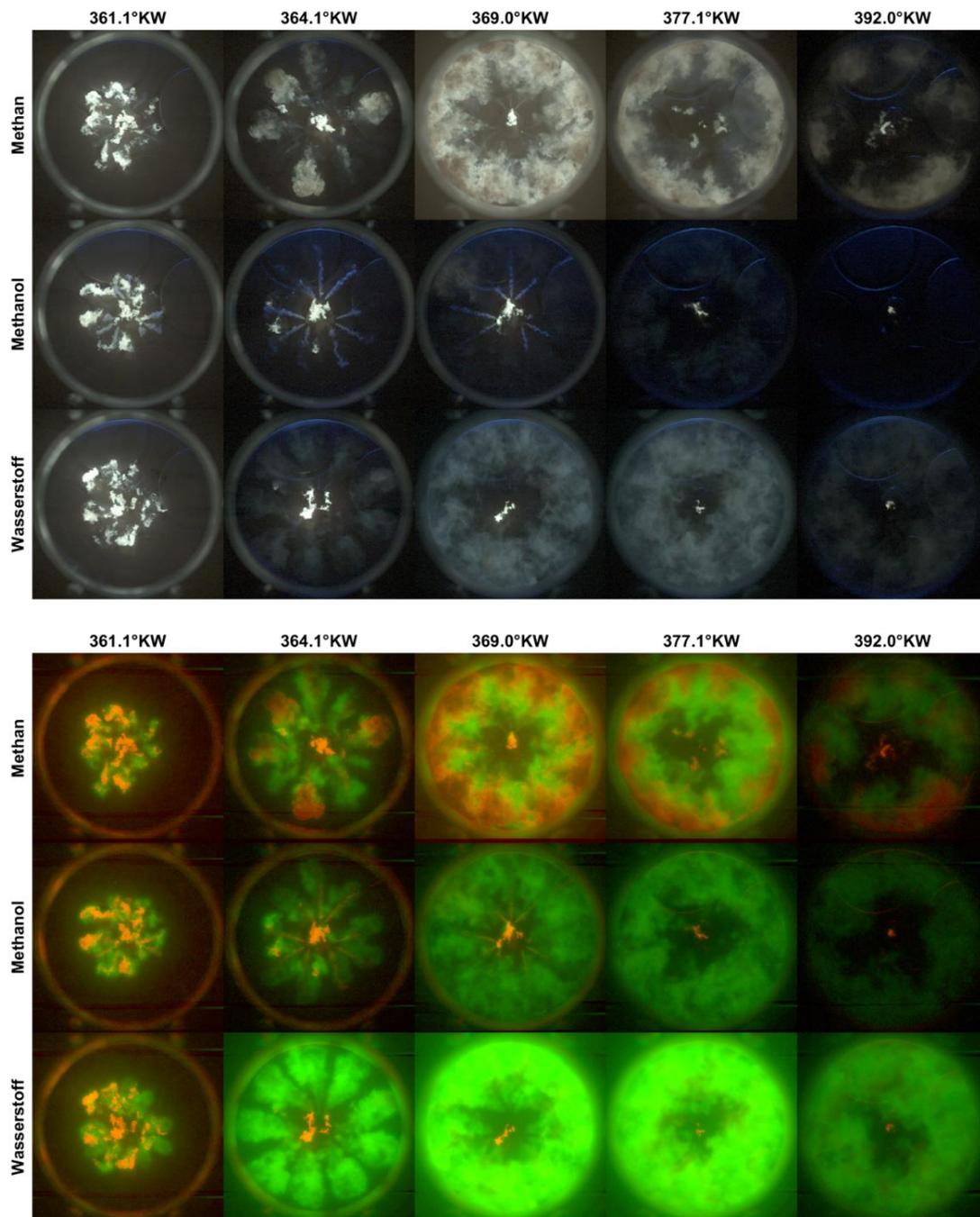


Abbildung 4-40 Farbkamera-Aufnahmen sowie Vis-/UV-Überlagerung für den Vergleich von CH₄, CH₃OH und H₂

tatsächliche Einspritzbeginn ermittelt werden - dieser liegt für alle Kraftstoffe gleich zwischen 360,1...360,3°KW.

Im Vergleich zu Methan und Methanol zündet Wasserstoff fast ohne Zündverzug. Die deutlich weiteren Zündgrenzen von H₂ führen dazu, dass für die Entflammung eines Gasstrahls schon eine minimale Interaktion mit der Pilotflamme ausreicht. Da sich wegen der schnellen Entflammung (sichtbar auch im OH*-Signal bei 361,1°KW, Abb. 4.9-2) keine vorgemischten Bereiche bilden, ergibt sich bei Wasserstoff kein Premixed-Peak im Heizverlauf.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

Bei Methanol liegt die Zündverzugszeit in einer ähnlichen Größenordnung wie bei Methan. Anders als bei Methan ergibt sich bei Methanol zum Zeitpunkt der Zündung (ca. 362°KW) nur ein sehr niedriger, aber dennoch gut reproduzierbarer (siehe Standardabweichung) Premixed-Peak im Heizverlauf. Die Wärmefreisetzungsrate steigt auch nach dem Premixed-Peak nur langsam an, und erreicht erst gegen Einspritzende ihren Höchstwert. In den optischen Aufnahmen ist zu erkennen, dass alle Methanol-Strahlen in etwa gleichzeitig beim Auftreten dieses sehr niedrigen „Premixed-Peaks“ zünden (vergleiche Abb. 4.9-2, OH*, 364,1°KW - hier sind alle Methanol-Strahlen seit etwa 1°KW stabil entflammt). Das im Vergleich zu Methan oder Wasserstoff langsame Ansteigen der Wärmefreisetzungsrate ist darauf zurückzuführen, dass Methanol im Unterschied zu den Gasen für die Verbrennung erst verdampfen muss. Die Flammenzonen um die einzelnen Methanol-Einspritzstrahlen müssen daher bis zum Einspritzende die Energie zum Verdampfen des nachgeführten Kraftstoffs aufbringen.

Im Vergleich zu Methan und Methanol wird bei Wasserstoff ein deutlich höherer Anteil des Kraftstoffs bereits während der Gaseindüsung umgesetzt. Bei Methan und Methanol werden etwa 60% der Verbrennungswärme während und 40% erst nach der Gaseindüsung freigesetzt, bei Wasserstoff liegen diese Werte bei 82 bzw. 18%. Der Hauptgrund für diese Beobachtung ist der geringere Luftbedarf von Wasserstoff pro kJ freigesetzter Verbrennungswärme. Methan und Methanol benötigen für die Umsetzung von 1 kJ Kraftstoffenergie 0,343 bzw. 0,324 g Luft, Wasserstoff dagegen nur 0,286 g, also 17% weniger. Bei einem identischen Mischungsfeld von Brenngas und Luft kann also im Fall von Wasserstoff knapp 20% mehr Wärme freigesetzt werden. Darüber hinaus begünstigt die hohe Diffusivität von Wasserstoff die Mischung von Brenngas und Luft, was die Diffusionsverbrennung zusätzlich beschleunigt.

Weder bei Methanol noch bei Wasserstoff bildet sich während der diffusiven Verbrennung optisch sichtbarer Ruß als Zwischenprodukt. Bei Methanol ist die Diffusionsflamme nur auf den OH*-Bildern zu sehen, auf den Farbkameraaufnahmen ist sie überhaupt nicht zu erkennen. Bei Wasserstoff zeigt die Diffusionsflamme ein breitbandiges weißes Leuchten. Dieses breitbandige Leuchten von Wasserstoff-Flammen ist grundsätzlich bekannt, seine genaue Ursache (z.B. Chemilumineszenz verschiedener Spezies) ist aber bis heute nicht zweifelsfrei geklärt [Sch09]. Da sowohl bei Wasserstoff als auch bei Methanol das Flammenleuchten im sichtbaren Wellenlängenbereich nicht von Rußleuchten dominiert ist, führt die Pyrometrie-Auswertung für diese Kraftstoffe zu keinen sinnvollen Ergebnissen.

Abbildung 4.9-3 zeigt die Ergebnisse der Emissionsmessung. Bei Methanol ergeben sich im Vergleich zu Methan etwa 50% niedrigere NO_x-Emissionen. Die Ruß-Emissionen liegen noch unter dem Niveau der Piloteinspritzung (vgl. Kapitel 0) – durch den Sauerstoffanteil im Kraftstoff ist in der Methanol-Flamme anscheinend so viel Sauerstoff vorhanden, dass dort auch Ruß aus der Piloteinspritzung nachträglich oxidiert wird. Methan-Emissionen kommen bei Methanol als Kraftstoff nicht vor, es kommt aber zu moderaten Emissionen (~130ppm) von unverbranntem Methanol. Die Umsetzung von Methanol in einem Oxidationskatalysator dürfte jedoch erheblich einfacher realisierbar sein, als dies bei Methan der Fall ist.

Mit Wasserstoff als Hauptkraftstoff ergeben sich ebenfalls sehr niedrige Rußemissionen, die nur von der Piloteinspritzung bzw. dem mit eingedüsten Sperröl stammen können. Wenig überraschend ergeben sich keine Methan- oder Methanol-Emissionen. Emissionen von unverbranntem Wasserstoff

können mit der vorhandenen Abgasmesstechnik (FTIR) nicht erfasst werden, sie wären aber (in geringen Konzentrationen) auch unkritisch. Die NO_x-Emissionen sind etwas mehr als doppelt so hoch wie bei dem Methan-Referenzpunkt, was an der hohen adiabaten Flammentemperatur von Wasserstoff liegt.

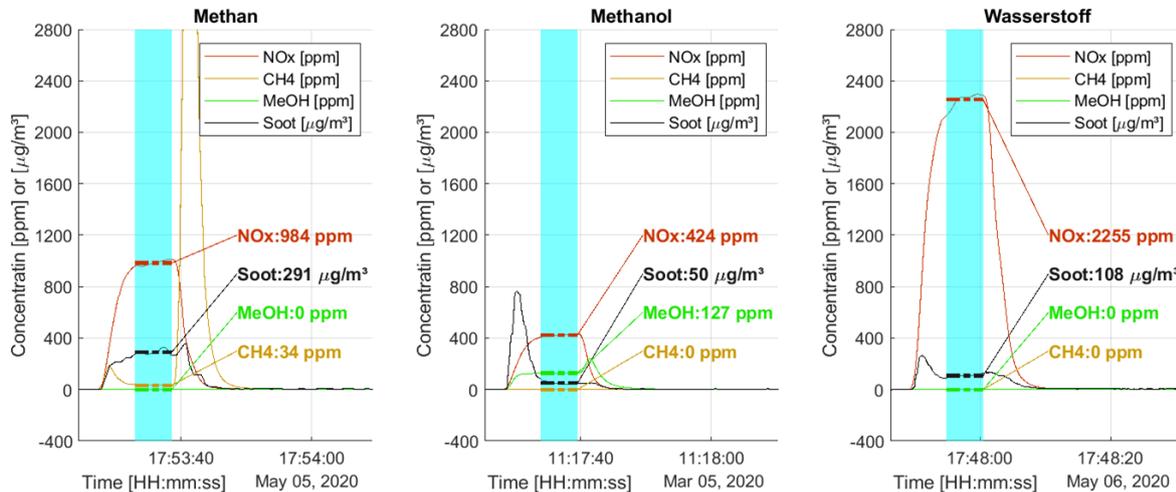


Abbildung 4-41 Emissionen mit Methan, Methanol und Wasserstoff als Hauptkraftstoff

Die Versuchsreihe zeigt, dass das HPDF-Brennverfahren in der Lage ist, ohne besondere kraftstoffspezifische Modifikationen eine sehr große Bandbreite potentiell regenerativer Kraftstoffe zu nutzen. Methanol-HPDF ist wegen des einfachen Tank- und Kraftstoffsystems, aber auch wegen der niedrigen Rohemissionen vor allem für die Schifffahrt vielversprechend. Wasserstoff ist in Ottomotoren bei mittleren bis hohen Leistungsdichten schwierig zu handhaben, da er zu Klopfen und Vorentflammungen neigt [Koc19; Eic21]. Das HPDF-Brennverfahren ermöglicht dagegen auch mit Wasserstoff einen stabilen und sicheren Motorbetrieb bis hin zu hohen Mitteldrücken. Die hohen NO_x-Emissionen können mit einer SCR-Abgasnachbehandlung reduziert werden. Alternativ ist auch der Einsatz von Abgasrückführung zur NO_x-Reduktion vielversprechend, vor allem, da durch den fehlenden Kohlenstoffanteil im Kraftstoff kein Anstieg der Rußemissionen zu erwarten ist.

Eine Bewertung der Vor- und Nachteile des HPDF-Verfahrens mit verschiedenen Kraftstoffen muss jedoch das Gesamtsystem, inklusive Kraftstoffverdichtung Kraftstoffspeicherung, etc. betrachten. Dazu werden in Kapitel 5 verschiedene Anwendungsfälle und Kraftstoffe diskutiert, und daraus abgeleitet für welche Szenarien das HPDF-Konzept im verglichen mit anderen Brennverfahren besonders sinnvoll erscheint.

4.10. HPDF mit Methan und Wasserstoff bei Mitteldrücken über 30 bar

Neben einer breiten Palette an Kraftstoffen erscheint das HPDF-Konzept wegen seiner „unempfindlichen“ diffusiven Verbrennung auch besonders gut für hohe spezifische Leistungsdichten bzw. hohe Mitteldrücke geeignet. Konventionelle ottomotorische Brennverfahren für Gasmotoren stoßen unter solchen Bedingungen aufgrund von Verbrennungsanomalien (Klopfen, Vorentflammung) an ihre Grenzen. Dies gilt besonders für leicht entflammbare Brenngase wie Wasserstoff.

Ziel dieses Kapitels ist es, die Eignung des HPDF-Verfahrens für hohe Mitteldrücke zu demonstrieren, und dies sowohl mit Methan als auch mit dem bei Otto-Gasmotoren besonders „problematischen“ Wasserstoff. Ausgehend von den in den vorherigen Kapiteln gezeigten Referenz-Lastpunkten wird die Luft- und Kraftstoffmenge nochmals um jeweils 30% gesteigert. Damit ergibt sich ein Indizierter Mitteldruck von knapp 33 bar, was weit über dem Niveau der meisten aktuell produzierten Diesel- und Gasmotoren liegt. Für Methan und Wasserstoff wird jeweils ein Referenz-Lastpunkt mit einem Hochlast-Betriebspunkt verglichen.

Als Verbrennungsausrüstung kommt die in Abbildung 4.8-1 ganz rechts gezeigte Konfiguration mit 6-Loch-Injektor und tiefer Kolbenmulde zum Einsatz. Die Steigerung der Luftmasse um 30% wird über eine entsprechende Anhebung des Ladedrucks erreicht. Für die Hochlast-Punkte kann die Einstellung des Abgasgedrucks $p_{Abgas} = 0,8 \cdot p_{Ladeluft}$ nicht beibehalten werden, da der mögliche Druck durch das als Explosionsschutz in der Abgasstrecke angebrachte Überdruckventil begrenzt war.

		CH4 Referenz	H2 Referenz	CH4 Hochlast	H2 Hochlast
Ladedruck / Abgasgedruck	[bar]	6,50 / 5,20		8,45 / 5,65	
Bestromungsdauer Hauptkraftstoff	[ms]	0,9	1,9	1,7	2,5
Einspritzdauer HE (optisch / aus Raildruck)	[°KW]	9,5	12	12	15
Eigebrachte Kraftstoffenergie (aus Wärmefreisetzung)	[kJ]	21,9	23,6	30,4	29,0
λ (gesamt / Kernbrennraum)	[-]	2,42 / 1,94	2,68 / 2,15	2,31 / 1,84	2,87 / 2,30
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	23,3	25,8	32,9	32,9

Table 4.10-1 Versuchsparameter für Hochlast-Versuche mit Methan und Wasserstoff

Tabelle 4.10-1 zeigt die Einstellparameter für die vier Versuchspunkte. Alle anderen Parameter sind analog zu den vorherigen Kapiteln, insbesondere der Gasdruck von 500 bar. Die erforderliche

Gasmasse wird über eine Anpassung der Bestromungsdauer eingestellt, so dass sich das Einblase-Ende für die verschiedenen Lastpunkte und Kraftstoffe entsprechend verschiebt. Ziel ist es, für beide Lastniveaus mit Methan und Wasserstoff möglichst gleiche Energiemengen in den Brennraum einzubringen. Wie die Summenheizverläufe in Abbildung 4.10-1 zeigen, wird dieses Ziel hier sehr gut erreicht – bei 120°KW nach OT unterscheidet sich die freigesetzte Verbrennungswärme jeweils nur um 2...4%. Hinsichtlich der eingebrachten Energiemengen sind die Betriebspunkte also sehr gut vergleichbar. Für beide Lastniveaus ist die Verbrennung außerdem unabhängig vom Kraftstoff extrem stabil und reproduzierbar.

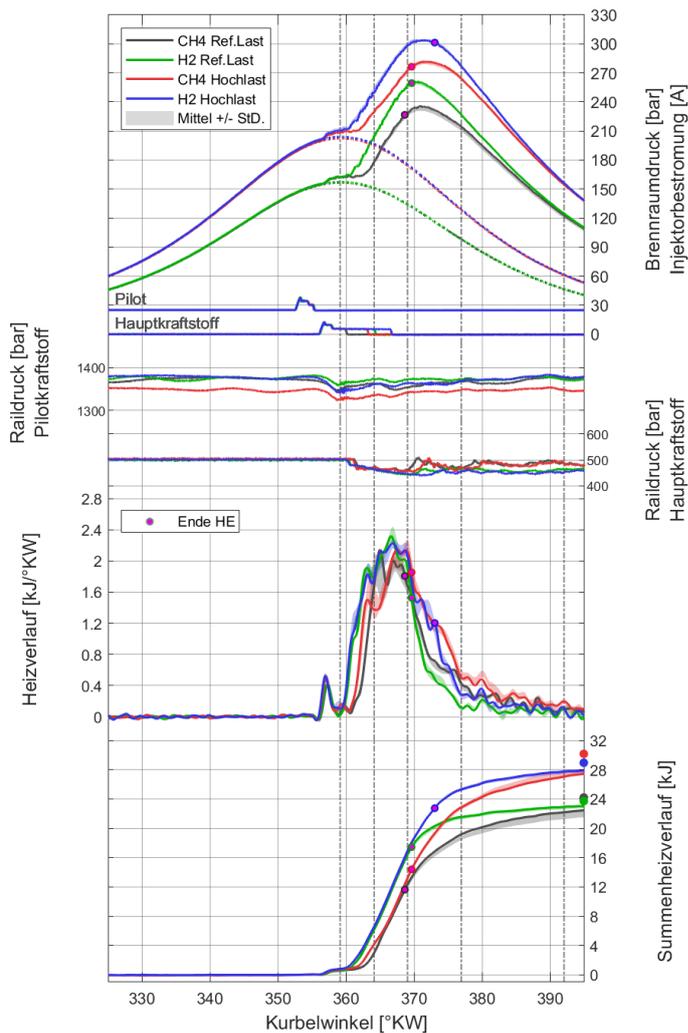


Abbildung 4-42 Indizierdaten Hochlast-Versuche für CH4 und H2

Wie bereits im vorherigen Kapitel beobachtet zündet Wasserstoff nahezu sofort nach Beginn der Gaseindüsung, während bei Methan die Gasstrahlen erst einige Zeit in den Brennraum eindüsen, bevor sie entflammen. Dieser „Zündverzög“ der Methan-Strahlen verkürzt sich mit zunehmender Last um etwa 0,8°KW. Die Ursache dafür lässt sich aus den optischen Aufnahmen nicht eindeutig identifizieren, da die Interaktion zwischen den Gasstrahlen und Pilotflammen an der Oberseite der Pilotflammen stattfindet und somit nicht direkt sichtbar ist. Zu Beginn der Gaseindüsung ist jedoch der einzige wesentliche Unterschied zwischen beiden Betriebspunkten die 30% höhere Luftdichte im Brennraum. Nach den Korrelationen von Ouelette [Oue92] führt dies zu einem ca. 10% langsameren Eindringen der Methanstrahlen – was gut mit dem hier beobachteten Eindringverhalten übereinstimmt. Durch das langsamere Eindringen der kommt es möglicherweise zu einer intensiveren Interaktion mit der Pilotflamme, was die frühere Zündung erklärt.

In den OH*-Aufnahmen bei 364,1°KW sind bei Wasserstoff und bei Methan-Hochlast alle Gasstrahlen bereits entflammt. Bei Methan-Referenzlast hat die Flamme dagegen in einigen Gasstrahlen noch nicht den gesamten Strahl erfasst.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

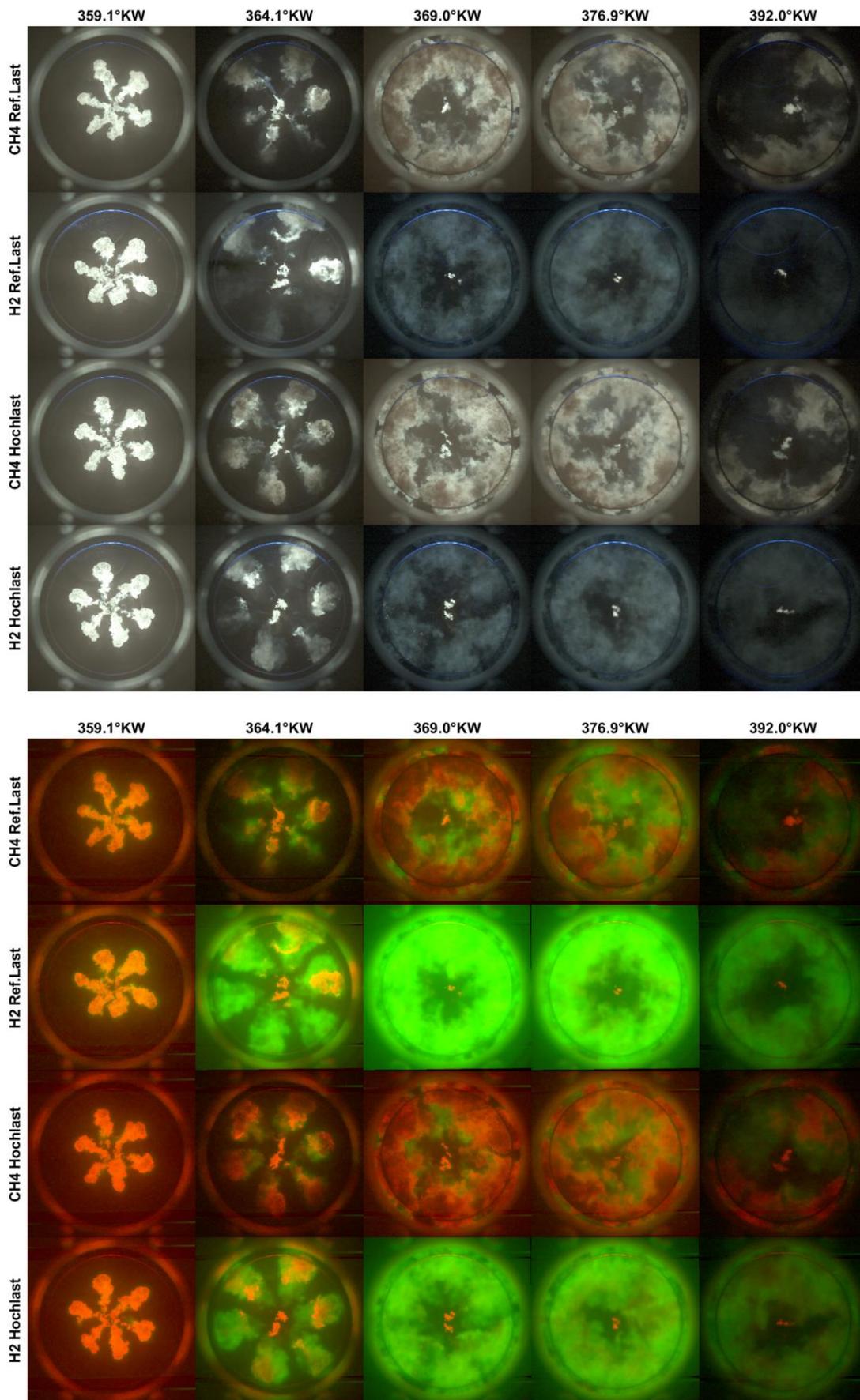


Abbildung 4-43 Farbkamera-Aufnahmen und UV/Vis-Überlagerung für die Hochlastversuche mit CH4 und H2

Im Vergleich zu Methan dringen die Wasserstoff-Gasstrahlen (bzw. Diffusionsflammen) bei beiden Lastniveaus etwas schneller in den Brennraum ein. Für beide Methan-Lastfälle beschreiben die Eindringtiefe-Korrelationen nach Ouelette [Oue92] das beobachtete Eindringverhalten sehr gut. Werden diese (für Methan entwickelten) Korrelationen jedoch unverändert auf Wasserstoff-Eindüsung angewendet, ergäbe sich ein deutlich langsames Eindringen, was dem experimentell beobachteten Verhalten widerspricht. Sollten in Zukunft Phänomenologische Verbrennungsmodelle für das HPDF-Konzept entwickelt werden, sollten durch eine umfangreiche experimentelle Studie Wege gefunden werden, das Eindringverhalten der Gasstrahlen auch abhängig von der Gasart zu beschreiben. Es bleibt jedoch anzumerken, dass CFD-Simulationen, welche den Nadelsitz und das Sackloch der Gas-Düsen mit abbilden, das Eindringverhalten mit beiden Gasarten korrekt wiedergeben [Fra21a].

Wasserstoff zeigt gegenüber Methan (wie bereits in Kapitel 4.9 beobachtet) auch nach der Zündung Vorteile im Heizverlauf bzw. im Ausbrandverhalten. Da die eingebrachten Kraftstoff-Energiemengen in dieser Versuchsreihe (im Gegensatz zu Kapitel 4.9) nahezu gleich sind, lässt sich das Verhalten gut vergleichen. Bei Methan werden bei beiden Lastniveaus ca. 50% der Wärme erst in der Ausbrandphase (= nach Ende der Gaseindüsung) freigesetzt, bei Wasserstoff beträgt dieser Anteil unabhängig vom Lastniveau nur 25%. Wie bereits diskutiert liegt dieser Unterschied hauptsächlich an dem geringeren Luftbedarf pro kJ freigesetzter Wärmemenge, außerdem beeinflusst die höhere Diffusivität die Mischung von Brenngas und Luft positiv.

Bei dem höheren Lastniveau bewirkt die höhere Luftdichte im Brennraum, dass die Gasstrahlen bzw. die Diffusionsflammen weniger Volumen einnehmen. Dies ist besonders bei den Kurbelwinkeln $364,1^\circ$ und $369,0^\circ$ sichtbar. Bei $369,0^\circ$ KW ist bei Referenzlast in beiden Fällen ein ringförmiger Flammenbereich am Muldenrand sichtbar, d.h. die Diffusionsflammen der einzelnen Gasstrahlen verbinden sich seitlich. Dies erschwert die weitere Einmischung von Luft in die kraftstoffreichen Zonen. Bei Hochlast sind die Diffusionsflammen der einzelnen Gasstrahlen zu diesem Zeitpunkt - zumindest teilweise - noch voneinander abgegrenzt.

Die Ergebnisse der 2-Farben-Methode lassen sich nur für Methan sinnvoll auswerten. Die Wasserstoffflamme zeigt zwar ebenfalls ein bläulich-weißes Leuchten im sichtbaren Wellenlängenbereich (vgl. [Sch09]), so dass die Auswertemethodik auch hierfür Ergebnisse liefert. Diese sollten aber nicht als Flammentemperatur bzw. optische Rußdichte interpretiert werden. Eine Ausnahme sind die Ergebnisse bei $364,1^\circ$ KW, wo die Diesel-Pilotflammen teilweise von den Wasserstoff-Gasstrahlen mitgerissen werden. Hier zeigt sich mit Wasserstoff ca. $100\text{-}200^\circ\text{K}$ höhere Temperatur an der Kontaktstelle Pilotflamme / Gasstrahl, was an der höheren adiabaten Flammentemperatur von Wasserstoff liegt.

Bei Methan-HPDF sind die Flammentemperaturen bei beiden Lastniveaus nahezu gleich. Dies ist zu erwarten, da sowohl die Verdichtungsendtemperatur der Luft, als auch die Temperatur des eingedüsten Gases gleich bleiben. Die adiabate Flammentemperatur, die sich bei der Verbrennung ergibt, bleibt somit ebenfalls gleich.

4. Untersuchungen zur HPDF-Verbrennung

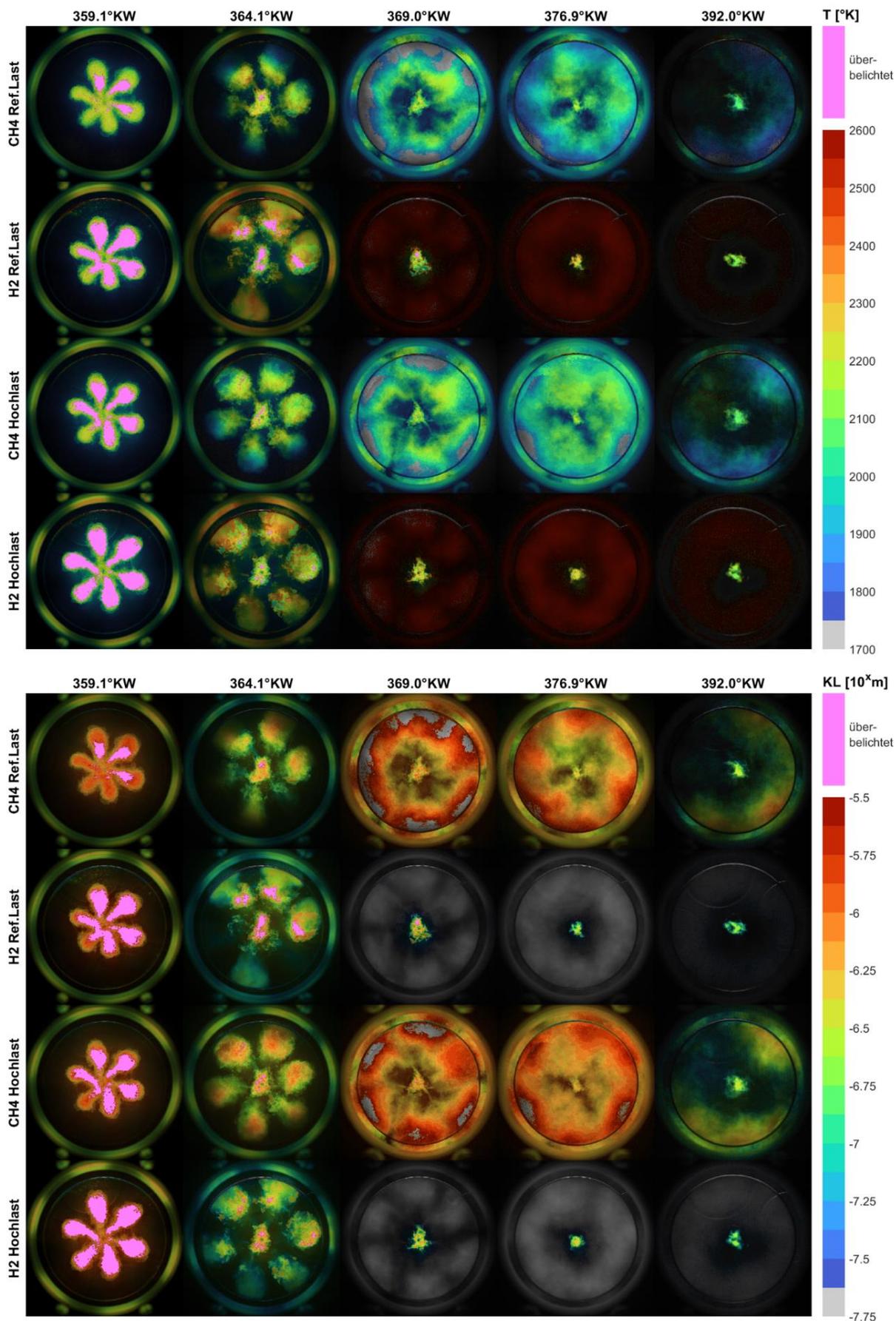


Abbildung 4-44 Ergebnisse der 2-Farben-Methode (T und KL) für die Hochlastversuche mit CH4 und H2

Interessant ist, dass auch die optische Dichte bei der Gasverbrennung in etwa gleich bleibt. Bei einer 30% höheren Kraftstoffmasse im Brennraum müsste diese eigentlich ansteigen, wenn pro Kraftstoffeinheit genauso viel Ruß gebildet wird. Das höhere Dichte-Niveau im Brennraum führt also offenbar zu einer geringeren Rußbildung, und / oder zu einer besseren Ruß-Oxidation.

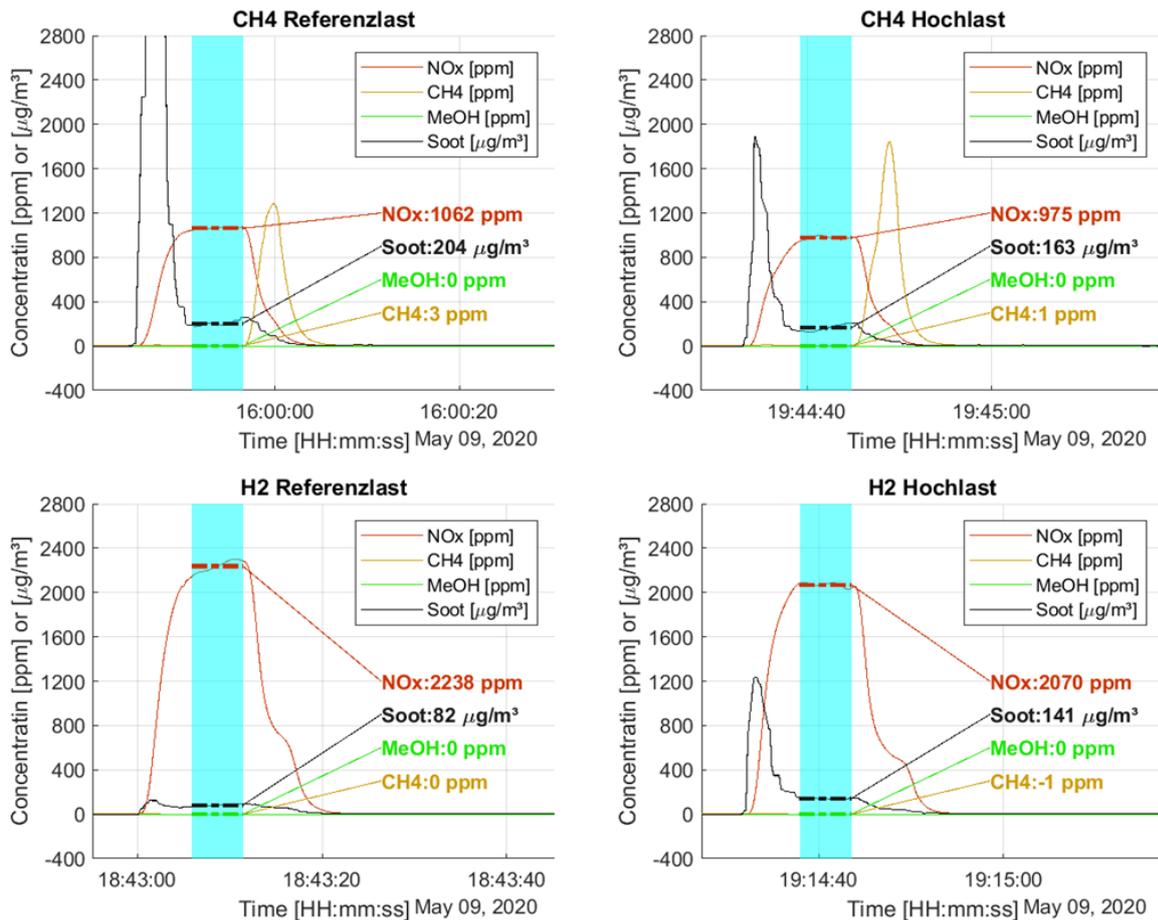


Abbildung 4-45 Emissionsmessung für die Hochlastversuche mit CH4 und H2

Die Emissionsmessung bestätigt diese Beobachtung – mit Methan ergeben sich bei hoher Last ca. 20% niedrigere Partikelmasse-Emissionen. Die NOx-Emissionen sinken bei der Laststeigerung mit beiden Kraftstoffen leicht. Lediglich die – vom Absolutniveau her ohnehin niedrigen – Rußemissionen im Betrieb mit Wasserstoff steigen etwas an, was im Gegensatz zu den Beobachtungen mit Methan steht und hier nicht erklärt werden kann.

Die Ergebnisse lassen sich zwischen beiden Lastniveaus direkt vergleichen, da mit der 30% Laststeigerung auch eine entsprechende Steigerung der Luftmasse einhergeht. Die Angabe in [ppm] entspricht also für den qualitativen Vergleich einer Angabe in [g/kWh].

Die Versuchsreihe zeigt, dass das HPDF-Konzept für den Betrieb mit höchsten Mitteldrücken bestens geeignet ist, und auch die Emissionen bei der Laststeigerung eher bessere als schlechtere Werte erreichen. Der Nachteil der hohen System-Komplexität des HPDF-Verfahrens lässt sich also potentiell durch einen kompakten Motor mit hoher Leistungsdichte aufwiegen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden zunächst die wichtigsten Erkenntnisse aus der vorliegenden Arbeit zusammengefasst und mit den Ergebnissen aus anderen Arbeiten zu der Thematik verglichen (Kapitel 5.1). Anschließend werden die Vor- und Nachteile des HPDF-Verfahrens im Vergleich zu den bisher meist verwendeten ottomotorischen Brennverfahren diskutiert (Kapitel 5.2). Dies geschieht auf Basis von Erkenntnissen aus dieser Arbeit, aber auch unter Berücksichtigung von Aspekten des Gesamtsystems. Ergebnis ist eine Analyse möglicher zukünftiger Einsatzgebiete des Brennverfahrens, sowie ein Ausblick auf Fragestellungen für zukünftige Forschungsprojekte.

5.1. Einordnung und Diskussion der Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der optischen Analyse des Gas-Diesel-Brennverfahrens. Grundlegendes Charakteristikum dieses Verfahrens ist die diffusive, dieselmotorische Verbrennung zündunwilliger Kraftstoffe, welche sonst typischerweise in Ottomotoren eingesetzt werden.

Bisher existieren zu dem Verfahren nur wenige optische Verbrennungsuntersuchungen. Die Arbeiten von Imhof [Imh13], Takasaki [Tak13] und Fink [Fin19; Fin21] untersuchen die Verbrennung anhand jeweils eines einzelnen Gas- und Dieselstrahls an einer RCEM. Die Arbeiten von Marko [Hat18; Mar19], Khosravi [Kho19] und Rochussen [Roc20] untersuchen die Verbrennung an einem Einzylinder-Transparentmotor, unter Verwendung eines Mehrloch-HPDF-Injektors. Im Gegensatz zu RCEM-Untersuchungen werden dabei der Einflüsse der Brennraumströmung, sowie die Interaktion der Diffusionsflammen mit der Kolbenmulde mit erfasst.

Von den bisher bekannten optischen Einzylinder-Untersuchungen unterscheidet sich diese Arbeit in mehrfacher Hinsicht. Ein erster Punkt ist die Motorgröße – die Arbeiten von Marko, Koshravi und Rochussen untersuchen das Brennverfahren an LKW-Motoren mit 2,0...2,2 L Zylinderhubraum, während diese Arbeit das Verfahren an einem größeren Industriemotor mit 4,8 L Zylinderhubraum untersucht. Weitere Unterscheidungsmerkmale sind der Injektor, der mögliche Gasdruck und das Lastniveau. Die oben genannten Arbeiten verwenden den HPDI™ Injektor der Firma Westport Fuel Systems, welcher speziell für LKW-Motoren mit ca. 2L Zylinderhubraum entwickelt wurde (Kapitel 2.2). Der in dieser Arbeit verwendete Injektor wurde im Rahmen der gemeinsamen Projekte vom Forschungspartner Woodward L'Orange entwickelt, und basiert auf einem grundsätzlich anderen Funktionsprinzip. Dadurch sind z.B. stark unterschiedliche Gas- und Pilotkraftstoffdrücke, sowie für vergleichende Untersuchungen ein Diesel-only-Betrieb möglich. Außerdem ermöglicht der Injektor sehr kleine Pilotkraftstoffmengen.

Für eine allgemeine Charakterisierung wird die Gas-Diesel-Verbrennung zunächst mit einer konventionellen Dieselerbrennung verglichen. Eine ähnliche Untersuchung ist bisher nur von Imhof [Imh13] in einer RCEM anhand von Einzelstrahlen durchgeführt worden. Beide Vergleiche – in der

RCEM sowie in dieser Arbeit am Einzylindermotor – zeigen ein grundsätzlich ähnliches Verhalten. Bei der Dieselverbrennung ergibt sich ein helleres Flammenleuchten, aufgrund höherer Flammentemperaturen und höherer Rußdichten in der Flamme. Besonders am Einzylinder ist zu erkennen, dass beim Gas-Diesel-Verfahren die Diffusionsflammen etwas breiter ausfallen. Die Reaktionszonen neigen daher eher dazu, sich seitlich zu verbinden. Die optimale Winkel zwischen zwei benachbarten Düsenlöchern ist deshalb für das Gas-Diesel-Verfahren etwas größer als bei einem entsprechenden konventionellen Diesel-Brennverfahren. In dieser Arbeit haben sich beim Dieselbetrieb höhere NO_x- und niedrigere Ruß-Emissionen ergeben. Dies liegt an dem im Vergleich zum Gasdruck (500 bar) deutlich höheren Diesel-Raildruck (1800 bar), und ist somit dem klassischen „Ruß-NO_x-Tradeoff“ bei diffusiven Brennverfahren geschuldet.

Auch beim Gasdruck wurden die in dieser Arbeit untersuchten hohen Druckniveaus (330-500 bar) bisher nur in RCEM-Einzelstrahl-Untersuchungen [Imh13; Fin21], sowie in einer Arbeit an einem nicht optisch zugänglichen Vollmotor [McT15] betrachtet. Alle bisherigen optischen Einzylinder-Untersuchungen wurden mit Gasdrücken von lediglich 180-220 bar durchgeführt. In dieser Arbeit konnte beobachtet werden, dass sich die räumliche Ausdehnung der Diffusionsflammen mit steigendem Gasdruck kaum ändert. Außerdem konnte durch eine Steigerung des Gasdrucks, übereinstimmend mit [McT15], ein hohes Potential zur Senkung der Ruß-Emissionen bei moderat steigenden NO_x-Emissionen beobachtet werden. Auch bei hohen Gasdrücken ergibt sich kein Anstieg der CH₄-Emissionen. Für Motorkonzepte mit SCR-Abgasnachbehandlung, bei denen möglichst geringe Rußemissionen erreicht werden sollen, ist eine weitere Steigerung des Gasdrucks über die in dieser Arbeit untersuchten 500 bar hinaus vielversprechend.

Im Vergleich zu den bisher bekannten Transparentmotor-Untersuchungen werden in dieser Arbeit deutlich höhere Motorlasten betrachtet. Die indizierten Mitteldrücke der in [Hat18; Mar19; Kho19; Roc20] untersuchten Betriebspunkte liegen bei 10...12 bar, in Variationen bei [Roc20] bei 5...14,2 bar. In dieser Arbeit wurde als Referenz-Lastpunkt ein Betriebspunkt mit 22...24bar indizierter Mitteldruck ausgewählt. Bei vielen modernen LKW- und Industriemotoren entspricht dies dem Vollastbetrieb, während die bisherigen optischen Einzylinder-Untersuchungen mittlere Teillast-Betriebspunkte zeigen. Physikalisch unterscheidet sich dabei zunächst das Brennraumdruck- und Luftdichteniveau zu Beginn der Gaseindüsung.

Wegen den Unterschieden in Gasdruck und Lastniveau unterscheidet sich die HPDF-Verbrennung in dieser Arbeit in einigen Punkten von der in bisherigen Transparentmotor-Untersuchungen. So ist beispielsweise die Zeitdauer vom Beginn der Gaseindüsung bis zur Zündung der Gasstrahlen kürzer. Der „Premixed-Peak“ bei der Zündung der Gasstrahlen fällt deshalb niedriger aus. Als Folge der niedrigeren Last und damit kürzeren Gaseindüsung gibt es außerdem bei Marko [Mar19] und Rochussen [Roc20] nur eine sehr kurze zeitliche Überschneidung zwischen Gaseindüsung und Diffusionsverbrennung, wodurch im Brennverlauf auf den Premixed-Peak bei der Zündung der Gasstrahlen fast unmittelbar die „hyperbelförmige“ Ausbrandphase folgt. Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Referenzpunkt überschneiden sich dagegen Gaseindüsung und Diffusionsverbrennung um 5...7°KW, so dass sich eine Phase mit annähernd konstanter Wärmefreisetzung ergibt. Durch die in dieser Arbeit bei hohen Lasten

5. Zusammenfassung und Ausblick

und Gasdrücken beobachteten Unterschiede zu den bisher bekannten Transparentmotor-Untersuchungen wird das phänomenologische Verständnis des Brennverfahrens erweitert.

Neben weiteren Parameterstudien, die hier nicht nochmals erwähnt werden, ist vor allem die vergleichende Untersuchung von Wasserstoff und Methanol als Kraftstoff hervorzuheben. Das Brennverfahren kann ohne wesentliche Anpassungen auch für diese Kraftstoffe eingesetzt werden, obwohl sie teils sehr unterschiedliche Zünd- und Brenneigenschaften haben. Nur die Zündung (Zündverzögerung) und die Schadstoffbildung werden von den Kraftstoffeigenschaften beeinflusst. Die Diffusionsverbrennung läuft dagegen in sehr ähnlicher Weise ab. In der bisherigen Literatur gibt es keine optischen Untersuchungen zur Verbrennung von reinem Wasserstoff oder Methanol im Gas-Diesel-Verfahren. Lediglich in konventionellen, nicht-optischen Motoruntersuchungen wurde die Verbrennung von CH₄-H₂-Mischungen bis 35% H₂ [McT06] und von Methanol [Sto16; May16] bereits untersucht.

Neben einem besseren phänomenologischen Verständnis des Brennverfahrens war ein weiteres Ziel dieser Arbeit, qualitativ hochwertige Validierungsdaten für den Abgleich von CFD-Simulationen bereitzustellen. Eine CFD-Modellentwicklung und Validierung ist im Rahmen der Forschungsprojekte in einer parallelen Arbeit von Stephanie Frankl [Fra21b] geschehen. Nur anhand solcher CFD-Modelle ist es möglich, die Gas-Diesel-Verbrennung auch für im Optikumotor nicht realisierbare Brennraumgeometrien zu berechnen und das Brennverfahren durch Vorausberechnung entsprechend zu optimieren.

5.2. Zukünftiges Potential des Brennverfahrens

Mit dem HPDF-Konzept können zündunwillige Kraftstoffe in einem dieselmotorischen, mischungskontrolliertem Brennverfahren genutzt werden. Tabelle 5.2-1 zeigt die Vor- und Nachteile dieses Brennverfahrens gegenüber traditionellen Otto-Brennverfahren, die für solche Kraftstoffe bisher meist zum Einsatz kommen.

Das HPDF-Brennverfahren wird bis heute in Industriemotoren kaum eingesetzt. Aufgrund seiner Eigenschaften (Tabelle 5.2-1) könnte es aber in Zukunft für einige Anwendungen, bei denen heute Diesel- oder Magergasmotoren zum Einsatz kommen, interessant werden. Um die Vor- und Nachteile zu diskutieren, macht es Sinn, zukünftige Einsatzszenarien in folgende Kategorien einzuteilen:

- Nach Kraftstoff: Erdgas bzw. Methan wird bereits heute weit verbreitet genutzt, und kann in naher Zukunft als im Vergleich zu Diesel CO₂-ärmere Übergangstechnologie angesehen werden. Für die fernere Zukunft sind synthetische, CO₂-neutral produzierte Kraftstoffe relevant. Hier könnte sich die direkte Nutzung von Wasserstoff, aber auch daraus abgeleitete chemische Verbindungen wie Methanol oder Ammoniak etablieren.
- Nach Anwendung: Hinsichtlich der Anforderungen an das Gesamtsystem macht vor allem eine Unterscheidung zwischen mobilen Anwendungen (z.B. Langstrecken-LKW, Schiffe, Lokomotiven, Minenfahrzeuge, ...) und stationären Anwendungen (z.B. Stromerzeugung in Kraftwerken, Antrieb von Gas-Verdichterstationen an Pipelines) Sinn.

Bei den genannten mobilen Anwendungen werden heute fast ausschließlich Dieselmotoren eingesetzt. Hier geht es darum, den Dieselmotoren durch klimafreundlichere Alternativen zu ersetzen. In der Stromerzeugung und Gasverdichtung werden dagegen bereits heute verbreitet Gas-motoren, meist mit Magerbrennverfahren, eingesetzt. Eine Technologie zur Verringerung der Methanemissionen hätte ein sehr unmittelbares Potenzial zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen in diesem Segment.

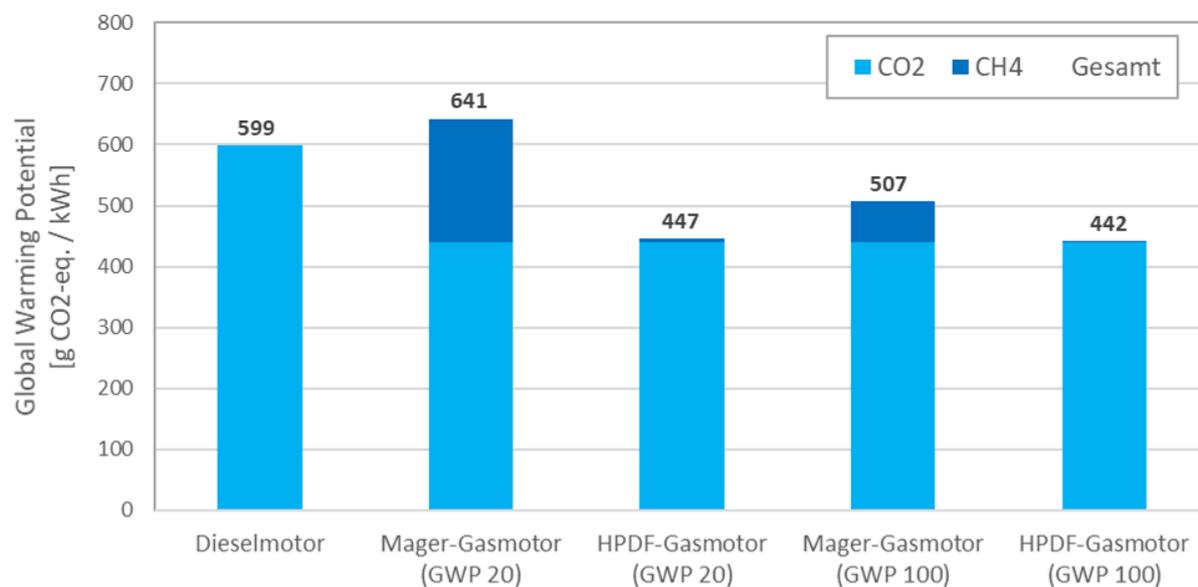
Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Hoher Wirkungsgrad, vernachlässigbar geringe Methan-Emissionen <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Ca. 25% bessere gesamt-Klimabilanz als vergleichbare Dieselmotoren ⇒ Deutlich bessere Klimabilanz als vergleichbare Mager-Gasmotoren • Keine Magerlauf- / Klopfgrenze <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Hohe Leistungsdichte ⇒ Dieselmotorischer Drehmomentverlauf & Ansprechverhalten • Stabile Verbrennung auch von alternativen Kraftstoffen (z.B. Methanol, Wasserstoff) <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Hohe Leistungsdichten möglich ⇒ Dieselmotorischer Drehmomentverlauf & Ansprechverhalten 	<ul style="list-style-type: none"> • Relevante NO_x- und Ruß-Emissionen <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Abgasnachbehandlung erforderlich (SCR und ggf. DPF) • Hohe Gasdrücke erforderlich <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Notwendige Verdichtungsarbeit vermindert den Gesamt-Wirkungsgrad, wenn <i>gasförmige</i> Kraftstoffe verwendet werden ⇒ Kein Einfluss bei Kraftstoffen, die in <i>flüssiger</i> Form vorliegen (z.B. LNG, Methanol) • Pilotkraftstoff notwendig <ul style="list-style-type: none"> ⇒ Zweites Kraftstoffsystem kann als Vorteil gesehen werden (Ausfallsicherheit) ⇒ Bedeutet aber sonst einen Mehraufwand im Betrieb

Tabelle 5-1 Vor- und Nachteile des Gas-Diesel-Brennverfahrens gegenüber anderen Konzepten

Erdgas / Methan als Kraftstoff: Mit fossilem Erdgas bzw. Methan als Kraftstoff ist der geringe Methanschluß des Brennverfahrens der mit Abstand wichtigste Vorteil. Abbildung 5-1 zeigt die Auswirkung des Methanschlußes auf die „äquivalenten“ Treibhausgasemissionen verschiedener Gasmotor-Technologien. Die Klimaschädlichkeit von Methan wird für eine solche Bewertung mit dem sogenannten „Global Warming Potential“ (GWP) bewertet, wobei das GWP von CO₂ definitionsgemäß bei 1 liegt. Nach neuesten wissenschaftlichen Erkenntnissen ist Methan in einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren (GWP₂₀) 84-mal, in einem Betrachtungszeitraum von 100 Jahren (GWP₁₀₀) immer noch 28-mal so klimawirksam wie CO₂ [Pac15]. Konventionelle Magergasmotoren haben einen verhältnismäßig hohen Methanschluß in der Größenordnung von 1...3% des eingesetzten Brenngases. Dadurch wird der positive Effekt auf die CO₂-Emissionen, der durch die Nutzung von Erdgas an Stelle von Diesel zustande kommt, wieder erheblich reduziert. Abbildung 5.2-1 zeigt eine Beispielberechnung des „Global Warming Potentials“ verschiedener Motorentchnologien. Der für HPDF-Motoren angenommene Methanschluß von 0,05% entspricht dabei experimentellen Beobachtungen aus dieser Arbeit (0,05% \pm 36,6 ppm bei

5. Zusammenfassung und Ausblick

$\lambda=2,45$). Methankatalysatoren für Mager-Gasmotoren mit einer zufriedenstellenden Konvertierungsrate und Lebensdauer sind heute immer noch Gegenstand aktueller Forschung [Ott15; Leh19; Haa19]. Aktuell ist es deshalb nur mit dem HPDF-Konzept möglich, das gesamte Treibhausgas-Einsparpotential von Erdgas bzw. Methan als Kraftstoff zu nutzen.



Annahmen: $\eta = 45\%$ | Methanschluß Magermotor 1,5% | Methanschluß HPDF-Motor 0,05%

Abbildung 5-1 Treibhausgasemissionen verschiedener Motorkonzepte, dargestellt als CO₂-Äquivalent

Ein weiterer Vorteil des HPDF-Konzepts, der vor allem in mobilen Anwendungen zum Tragen kommt, ist das „diesel-ähnliche“ Drehmoment- und Ansprechverhalten, sowie die mögliche hohe Leistungsdichte. Alle diese Vorteile beruhen darauf, dass eine Klopf- und Magerlaufgrenze bei dem Konzept prinzipbedingt nicht existieren.

Die höheren NO_x- und Rußemissionen sind unabhängig vom Einsatzzweck (mobil / stationär) ein Nachteil des Verfahrens. Um aktuellen Emissionsnormen zu entsprechen, ist bei HPDF-Motoren eine SCR-Abgasnachbehandlung mit AdBlue als weiterem Betriebsstoff notwendig. Mit Magergasmotoren können die Grenzwerte dagegen meist innermotorisch eingehalten werden. Bei einer in Zukunft möglichen weiteren Senkung der NO_x-Grenzwerte wäre aber für Magergasmotoren ebenfalls eine SCR-Abgasnachbehandlung notwendig. Dieser aktuell bestehende Nachteil könnte sich also im Fall noch strikterer zukünftiger Emissionsnormen relativieren.

Die Notwendigkeit eines Pilotkraftstoffs kann abhängig von der Anwendung als Vor- oder Nachteil gesehen werden. Bei mobilen Anwendungen ist es vorteilhaft, wenn im Bedarfsfall (beispielsweise eines leeren LNG-Tanks) ein Dieselmotor weiter möglich ist. Besonders in der Schifffahrt ist dies auch ein wichtiger Sicherheitsaspekt. Als Nachteil von Dual-Fuel-Motoren wird von den meisten Betreibern der zusätzliche Logistik-Aufwand gesehen, der durch den Pilot-Diesel als zusätzlichen Betriebsstoff notwendig wird. Interessant ist in diesem Zusammenhang ein Konzept von Zelenka [Zel20]. Hier werden

die Gasstrahlen mit Fackelstrahlen aus einer gespülten Gas-Vorkammer gezündet werden, womit auf den Pilotkraftstoff verzichtet werden kann.

Ein weiterer für das Gesamtsystem entscheidender Aspekt sind die hohen erforderlichen Gasdrücke. Bei mobilen Anwendungen wird das Gas meist in Form von LNG gespeichert. Da LNG flüssig ist, kann es mit entsprechenden Kryo-Hochdruckpumpen sehr energieeffizient verdichtet werden. Bei stationären Motoren, welche mit gasförmigen Erdgas aus dem Leitungsnetz versorgt werden, hat dagegen der zur Gasverdichtung nötige Energieaufwand einen entscheidenden Einfluss auf den Systemwirkungsgrad. Abbildung 5.2-2 zeigt den notwendigen Energieaufwand für die Gasverdichtung in Abhängigkeit des zur Verfügung stehenden Vordrucks.

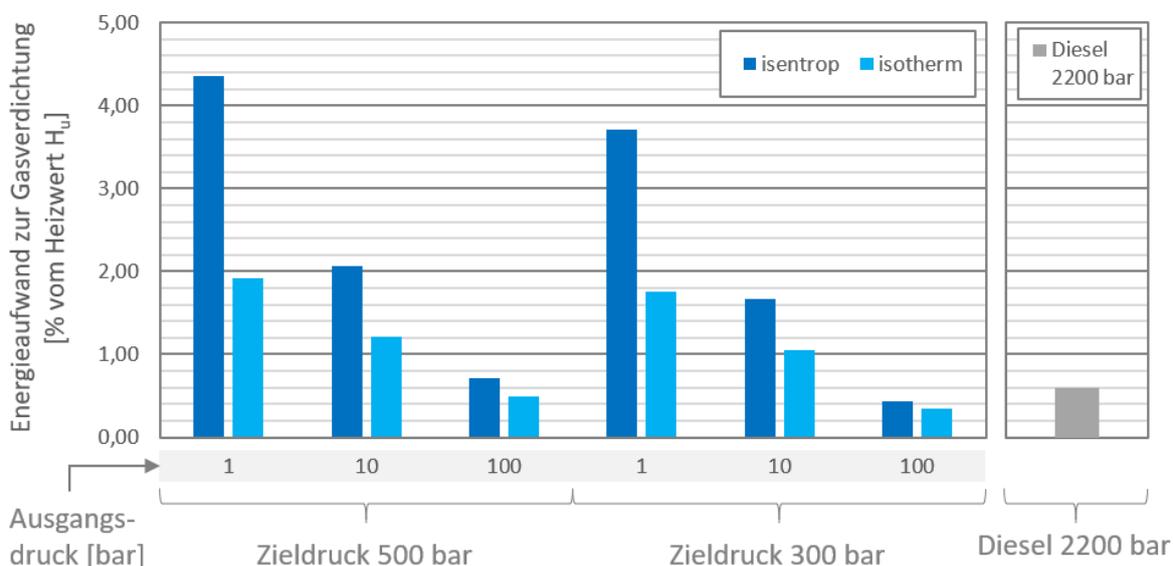


Abbildung 5-2 Energieaufwand zur Verdichtung von CH_4 , im Verhältnis zum Heizwert H_u

Im Vergleich zum Dieselmotor mit 2200 bar Raildruck wird klar, dass vor allem bei niedrigem Gas-Vordruck ein erheblicher Energieaufwand für die Gasverdichtung notwendig ist. Bei hohem Vordruck ist der Energieaufwand weniger kritisch – daher könnte das Brennverfahren im stationären Bereich für Gasverdichter-Motoren an Pipeline-Verdichterstationen interessant sein.

Zur Beurteilung des Wirkungsgradverlustes durch die Gasverdichtung wäre in Zukunft außerdem ein detaillierter rechnerischer bzw. simulativer Vergleich mit Otto-Gasmotoren interessant: Bei niedrigem Vordruck muss das Gas ja auch in Ottomotoren zumindest bis zum Verdichtungsdruck verdichtet werden. Im Unterschied zum HPDF-Motor übernimmt diese Verdichtungsarbeit aber kein externer Kompressor, sondern der Turbolader und Kolben des Motors. Die im Gesamtsystem als „Wirkungsgradverlust“ zu verzeichnende Arbeit für die HPDF-Gasverdichtung könnte also bei genauerer Betrachtung dem Motorprozess selbst wieder zugutekommen, da sie an anderer Stelle eingespart wird.

Im Gegensatz zur isentropen Gasverdichtung im Turbolader bzw. Zylinder eines Ottomotors besteht in einem externen Kompressor außerdem die Möglichkeit, den Prozess in mehrere Verdichtungsstufen mit Zwischenkühlung einzuteilen, und ihn so einer isothermen Verdichtung anzunähern. Dadurch kann das Brenngas in einem HPDF-Motor möglicherweise effizienter verdichtet werden, als dies „versteckt“ in

5. Zusammenfassung und Ausblick

einem Gemisch verdichtenden Ottomotor geschieht. Eine interessante technische Entwicklung auf dem Gebiet ist der „lonische Verdichter“ der Fa. Linde [Met14], in dem die wirkungsgradoptimale isotherme Verdichtung nahezu perfekt umgesetzt wird.

CO₂-neutrale Kraftstoffe: Bei Kraftstoffen wie Wasserstoff, Methanol oder ggf. auch Ammoniak spricht vor allem die robuste Diffusionsverbrennung für das HPDF-Konzept. Der Ablauf der Verbrennung wird dabei nicht von einer durch ein vorgemischtes Gemisch laufenden Flammenfront, sondern von der Mischung von Kraftstoff und Luft bestimmt. Kraftstoffspezifische Parameter wie z.B. die laminare Flammenfrontgeschwindigkeit oder die Neigung zur Selbstzündung haben dadurch nahezu keinen Einfluss auf den Ablauf und die Stabilität der Verbrennung.

Die drei oben genannten Kraftstoffe haben teilweise sehr herausfordernde Brenneigenschaften: Wasserstoff hat z.B. eine sehr hohe laminare Brenngeschwindigkeit und neigt in Ottomotoren zur Selbstzündung bzw. zur Vorentflammung. Methanol und vor allem Ammoniak brennen haben eine niedrigere Brenngeschwindigkeit als Methan. In Ottomotoren müssten daher, vor allem bei Ammoniak, Maßnahmen gefunden werden, um die Verbrennung massiv zu beschleunigen.

Welche der genannten Kraftstoffe sich künftig etablieren werden, ist derzeit noch offen. Wichtige Faktoren werden die Produktionskosten, aber auch die Transportfähigkeit über weite Strecken z.B. per Schiff sein. Für stationäre Anwendungen könnte zukünftig Wasserstoff oder synthetisches Methan das heute verwendete Erdgas ersetzen. Für mobile Anwendungen sind v.a. die flüssigen Kraftstoffe Ammoniak und Methanol interessant.

Besonders für die flüssigen Kraftstoffe und mobile Anwendungen – z.B. in der Schifffahrt – ist das HPDF-Konzept sehr gut geeignet. Die Erzeugung hoher Einspritzdrücke für diese Kraftstoffe lässt sich energetisch günstig realisieren – entsprechende Pumpen sind bereits heute am Markt verfügbar [Ham22]. Für Methanol wurde bereits in dieser Arbeit dessen gute Eignung für das HPDF-Konzept demonstriert, hier ist besonders die quasi rußfreie Verbrennung hervorzuheben.

Für Ammoniak konnten in dieser Arbeit keine experimentellen Untersuchungen durchgeführt werden. Im Gegensatz zu Methanol oder synthetischem Methan hat Ammoniak den Vorteil, dass dessen „regenerative“ Produktion aus Wasserstoff keinen Kohlenstoff benötigt. Dadurch hätte Ammoniak gegenüber anderen synthetischen Kraftstoffen erhebliche Kostenvorteile. Da Ammoniak giftig ist, ist sowohl für Prüfstandsversuche als auch für einen späteren Serieneinsatz ein sorgfältig entwickeltes Sicherheitssystem erforderlich. Ein Ammoniak-HPDF-Motorkonzept bietet darüber hinaus auch Chancen für eine vereinfachte Abgasnachbehandlung, da der Kraftstoff gleichzeitig als NO_x-Reduktionsmittel in einer SCR-Abgasnachbehandlung verwendet werden kann. Für den Betreiber entfällt dadurch ein zusätzlicher für den Motorbetrieb erforderlicher Betriebsstoff.

Für weitere Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zum HPDF-Konzept sind aus Sicht des Autors vor allem zwei Richtungen interessant:

Erstens eine detaillierte Studie, inwieweit das HPDF-Konzept mit *gasförmigen Kraftstoffen* für *stationäre Anwendungen* (z.B. Kraftwerke, Pipeline-Verdichterstationen) geeignet ist. Für diese Anwendungen sind bereits heute viele Erdgas-Magermotoren im Einsatz. Durch eine Umrüstung bzw. einen Ersatz

bestehender Motoren könnte der klimaschädliche Methanschlupf dieser Anlagen kurzfristig erheblich reduziert werden. Langfristig können HPDF-Motoren problemlos mit Wasserstoff betrieben werden. Eine Herausforderung für diese Anwendungen sind die für das HPDF-Konzept notwendigen hohen Gasdrücke. Hier wäre in einer Gesamtsystembetrachtung zu klären, wie das Gas möglichst energieeffizient verdichtet werden kann und welcher Gesamtwirkungsgrad dann im Vergleich zu bestehenden Magergasmotoren erreicht wird. Außerdem werden in diesem Segment aus praktischen Gründen vorwiegend Monofuel-Motoren (d.h. Zündung mit Zündkerze, ohne zusätzlichen Pilotkraftstoff) verwendet. Eine mögliche Lösung dafür ist z.B. ein Konzept von Zelenka [Zel20], bei dem die HPDF-Gasstrahlen durch eine gasgespülte Vorkammer gezündet werden.

Zweitens sollte das Konzept mit *flüssigen synthetischen Kraftstoffen* für *mobilen Anwendungen* weiterentwickelt werden. Vor allem Ammoniak ist aus einer Gesamtsystem-Betrachtung interessant, die Ammoniak-HPDF-Verbrennung ist bis heute aber noch weitgehend unerforscht. Bisherige experimentelle [Tsu20] und simulative [Fra21b] Studien lassen hier interessante ingenieurtechnische Herausforderungen erkennen.

Der in dieser Arbeit weiterentwickelte optische Forschungsmotor, sowie der dazugehörige optische Versuchsaufbau bieten gute Voraussetzungen um diese Fragestellungen in zukünftigen Forschungsprojekten zu klären.

Literaturverzeichnis

- [Aßm19] Aßmus, K.; Redtenbacher, C.; Winter, H.; et al. (2019): *Simulation Based Predesign and Validation of a Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concept*. in: Alfred Leipertz (Hrsg.), *Motorische Verbrennung und alternative Antriebskonzepte: Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (XIV. Tagung) : Tagung des Haus der Technik e.V. Essen, 13.-14. März 2019 = Engine combustion processes and alternative concepts : current problems and modern techniques (XIVth Congress)*, Erlangen, ESYTEC (2019), S. 83–94.
- [Bar10] Barone, T. L.; Storey, J. M.; Domingo, N. (2010): *An analysis of field-aged diesel particulate filter performance: particle emissions before, during, and after regeneration*. in: *Journal of the Air & Waste Management Association* (1995), 60 (2010), S. 968–976.
- [Bar17] Barba, C.; Dyckmans, J.; Förster, J.; Schnekenburger, T. (2017): *Natural gas-Diesel dual fuel for commercial vehicle engines*. in: Johannes Liebl, Christian Beidl (Hrsg.), *Internationaler Motorenkongress 2017*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden (2017), S. 391–407.
- [Bär19] Bärow, E.; Willmann, M.; Aßmus, K.; Redtenbacher, C.; Wimmer, A. (2019): *Operating Experience with a Combined High-Pressure Gas-Diesel Platform Injector*. in: Helmut Eichlseder, Andres Wimmer (Hrsg.), *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors: 17. Tagung : 26.-27. September 2019 = The Working Process of the Internal Combustion Engine : 17th conference*, Graz, Verlag der Technischen Universität Graz (2019).
- [Bar20] Bartkowski, T.; Eicheldinger, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G. (2020): *Effects of Ambient Air Humidity on Emissions and Efficiency of Large-Bore Lean-Burn Otto Gas Engines in Development and Application*. in: *Proceedings of the ASME Power Conference - 2020: Presented at ASME 2020 Power Conference, August 4-5, 2020, online*, New York, N.Y., the American Society of Mechanical Engineers (2020).
- [Bat88] Bates, S. C. (1988): *A Transparent Engine for Flow and Combustion Visualization Studies*. in: *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1988).
- [Bau13] Bauer, M.; Auer, M.; Stiesch, G. (2013): *Das Brennverfahren des Gasmotors 20V35/44G von MANin*. in: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 74 (2013), S. 300–307.
- [Boo19] Boog, M.; Dumser, F.; Berger, I.; Fink, G.; Jud, M.; Gleis, S.; Frankl, S. (2019): *Entwicklung eines High Pressure Dual Fuel Konzepts für schnelllaufende drehzahlvariable Motoren in Schiffsantrieben*. in: WTZ Roßlau GmbH (Hrsg.), *11. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2019).
- [Bow60] Bowditch, F. W. (1960): *A New Tool for Combustion Research A Quartz Piston Engine*. in: *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1960).

-
- [Chi09] Chi, J. N. (2009): *Control Challenges for Optimal NOx Conversion Efficiency from SCR After-treatment Systems*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2009).
- [Dec92a] Dec, J. E. (1992): *Soot Distribution in a D.I. Diesel Engine Using 2-D Imaging of Laser-induced Incandescence, Elastic Scattering, and Flame Luminosity*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1992).
- [Dec92b] Dec, J. E.; Espey, C. (1992): *Soot and Fuel Distributions in a D.I. Diesel Engine via 2-D Imaging*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1992).
- [Dec95] Dec, J. E.; Espey, C. (1995): *Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2-D Imaging Diagnostics*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1995).
- [Dec97] Dec, J. E. (1997): *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging**. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1997).
- [Dum00] Dumitrescu, S.; Hill, P. G.; Li, G.; Ouellette, P. (2000): *Effects of Injection Changes on Efficiency and Emissions of a Diesel Engine Fueled by Direct Injection of Natural Gas*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2000).
- [Dun13] Dunn, M. E.; McTaggart-Cowan, G. P.; Saunders, J. (2013): *High efficiency and low emission natural gas engines for heavy duty vehicles*. in: , *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*, Elsevier (2013), S. 123–136.
- [Edw14] Edwards, M. R.; Trancik, J. E. (2014): *Climate impacts of energy technologies depend on emissions timing*: *Nature Climate Change*, 4 (2014), S. 347–352.
- [Eic19a] Eicheldinger, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G.; Nguyen, H. D.; Dohrmann, S.; Dinkelacker, F. (2019): *Entwicklung eines Brennverfahrens mit Mitteldrücken über 30 bar unter Einhaltung der TA Luft*. in: WTZ Roßlau GmbH (Hrsg.), *11. Dessauer Gasmotoren-Konferenz (2019)*, S. 44–56.
- [Eic19b] Eicheldinger, S.; Bartkowski, T.; Schröder, A.; Prager, D.-I. M.; Wachtmeister, P. D.-I. (2019): *Experimental Investigation on the Influence of Brake Mean Effective Pressures up to 30 bar on the Behavior of a Large Bore Otto Gas Engine*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2019).
- [Eic21] Eicheldinger, S.; Karmann, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G. (2021): *Optical screening investigations of backfire in a large bore medium speed hydrogen engine*: *International Journal of Engine Research* (2021), 146808742110531.
- [Ein83] Einang, P. M.; Koren, S.; Kvamsdal, R.; Hansen, T.; Sarsten, A. (1983): *High-pressure, Digitally Controlled Injection of Gaseous Fuel in a Diesel Engine, With Special Reference to Boil-Off*
-

- from LNG Tankers. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *15th CIMAC World Congress* (1983).
- [Ein89] Einang, P. M.; Engja, H.; Vestergren, R. (1989): *Medium speed 4-stroke diesel engine using high pressure gas injection technology*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *18th CIMAC World Congress* (1989).
- [Esp97] Espey, C.; Dec, J. E.; Litzinger, T. A.; Santavicca, D. A. (1997): *Planar laser rayleigh scattering for quantitative vapor-fuel imaging in a diesel jetin*: *Combustion and Flame*, 109 (1997), S. 65–86.
- [Fag17a] Faghani, E.; Kheirkhah, P.; Mabson, C. W.; McTaggart-Cowan, G.; Kirchen, P.; Rogak, S. (2017): *Effect of Injection Strategies on Emissions from a Pilot-Ignited Direct-Injection Natural-Gas Engine- Part II: Slightly Premixed Combustion*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2017).
- [Fag17b] Faghani, E.; Kheirkhah, P.; Mabson, C. W.; McTaggart-Cowan, G.; Kirchen, P.; Rogak, S. (2017): *Effect of Injection Strategies on Emissions from a Pilot-Ignited Direct-Injection Natural-Gas Engine- Part I: Late Post Injection*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2017).
- [Fin18] Fink, G.; Jud, M.; Sattelmayer, T. (2018): *Influence of the Spatial and Temporal Interaction Between Diesel Pilot and Directly Injected Natural Gas Jet on Ignition and Combustion Characteristics*: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140 (2018).
- [Fin19] Fink, G.; Jud, M.; Sattelmayer, T. (2019): *Fundamental Study of Diesel-Piloted Natural Gas Direct Injection Under Different Operating Conditions*: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141 (2019).
- [Fin21] Fink, G. (2021): *Experimental Investigation of Ignition and Combustion of Diesel-Piloted Natural Gas Jets in a Rapid Compression-Expansion Machine*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Flo16] Florea, R.; Neely, G. D.; Abidin, Z.; Miwa, J. (2016): *Efficiency and Emissions Characteristics of Partially Premixed Dual-Fuel Combustion by Co-Direct Injection of NG and Diesel Fuel (DI 2)*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2016).
- [Fra20] Frankl, S.; Gleis, S. (2020): *Development of a 3D-Computational Fluid Dynamics Model for a Full Optical High-Pressure Dual-Fuel Engine*: *SAE International Journal of Engines*, 13 (2020).
- [Fra21a] Frankl, S.; Gleis, S.; Karmann, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G. (2021): *Investigation of ammonia and hydrogen as CO₂-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process*: *International Journal of Engine Research*, 22 (2021), S. 3196–3208.
- [Fra21b] Frankl, S. (2021): *Numerische Simulation von kraftstoff-flexiblen, direkteinspritzenden Schiffsmotoren*. Dissertation, Technische Universität München, München.

-
- [Fuy12] Fuyuto, T.; Matsumoto, T.; Hattori, Y.; Kugimoto, K.; Fujikawa, T.; Akihama, K.; Ito, H. (2012): *A New Generation of Optically Accessible Single-Cylinder Engines for High-speed and High-load Combustion Analysis*: SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 5 (2012), S. 307–315.
- [Gig18] Giglio, E.; Deorsola, F. A.; Gruber, M.; Harth, S. R.; Morosanu, E. A.; Trimis, D.; Bensaid, S.; Pirone, R. (2018): *Power-to-Gas through High Temperature Electrolysis and Carbon Dioxide Methanation: Reactor Design and Process Modeling*: Industrial & Engineering Chemistry Research, 57 (2018), S. 4007–4018.
- [Gir07] Girard, J.; Snow, R.; Cavataio, G.; Lambert, C. (2007): *The Influence of Ammonia to NOX Ratio on SCR Performance*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2007).
- [Gle14] Gleis, S. (2014): *Konstruktion eines optischen Zugangs für einen Otto-Gasmotor*. Masterarbeit, Technische Universität München, München.
- [Gle19] Gleis, S.; Frankl, S.; Waligorski, D.; Prager, D.-I. M.; Wachtmeister, P. D.-I. (2019): *Investigation of the High-Pressure-Dual-Fuel (HPDF) combustion process of natural gas on a fully optically accessible research engine*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2019).
- [Goo21] Goodwin, D. G.; Speth, R. L.; Moffat, H. K.; Weber, B. W. (2021): *Cantera: An Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes*. Zenodo.
- [Gou04] Goudie, D.; Dunn, M.; Munshi, S. R.; Lyford-Pike, E.; Wright, J.; Duggal, V.; Frailey, M. (2004): *Development of a Compression Ignition Heavy Duty Pilot-Ignited Natural Gas Fuelled Engine for Low NOx Emissions*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2004).
- [Haa19] Haas, C.; Hildenbrand, P.; Torkashvand Bentolhoda; Casapu Maria (2019): *Pre-Turbine Catalytic Methane Oxidation for Lean-Burn Natural Gas Engines*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *29th CIMAC World Congress* (2019).
- [Ham22]
Hammelmann GmbH): *Process plunger pumps HAMPRO Series* (2022, <https://www.hammelmann.com/>).
Abgerufen am 10.03.2022.
- [Hat18] Hatzipanagiotou, A.; Marko, F.; Koenig, G.; Krueger, C.; Wenzel, P.; Koch, T. (2018): *Numerical and optical analysis of heterogeneous gas combustion with diesel pilot ignition in a commercial vehicle engine*: International Journal of Engine Research, 19 (2018), S. 109–119.
- [Hei14] Heinla, P. (2014): *Gas diesel power plant running on shale oil retort gas*. Wärtsilä Power Plants.
-

[HIF22]

HIF Global): *Haru Oni Demonstration Plant* (2022, <https://www.hifglobal.com/haru-oni>.
Abgerufen am 10.03.2022.

[Hod92] Hodgins, K. B.; Gunawan, H.; Hill, P. G. (1992): *Intensifier-injector for Natural Gas Fueling of Diesel Engines*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1992).

[Hod96] Hodgins, K. B.; Hill, P. G.; Ouellette, P.; Hung, P. (1996): *Directly Injected Natural Gas Fueling of Diesel Engines*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1996).

[Imh13] Imhof, D. (2013): *Visual combustion studies for environmentally-friendly marine diesel and gas engines*. Dissertation, Kyushu University, Fukuoka, Japan.

[Jon05] Jones, H. L.; McTaggart-Cowan, G. P.; Rogak, S. N.; Bushe, W. K.; Munshi, S. R.; Buchholz, B. A. (2005): *Source Apportionment of Particulate Matter from a Diesel Pilot-Ignited Natural Gas Fuelled Heavy Duty DI Engine*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2005).

[Jul13] Juliussen, L. R.; Mayer, S.; Kryger, M. (2013): *The MAN ME-GI engine: From initial system considerations to implementation and performance optimisation*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *27th CIMAC World Congress* (2013).

[Jul16] Juliussen, L. R.; Kryger, M.; Lee, H. T.; Choi, H. J. (2016): *Service Experience With the First MAN B&W Diesel ME-GI Engines Onboard LNG Vessels*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *28th CIMAC World Congress* (2016).

[Kho19] Khosravi, M.; Kirchen, P. (2019): *Refinement of the two-color pyrometry method for application in a direct injection diesel and natural gas compression-ignition engine*. in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 233 (2019), S. 3787–3800.

[Kie16] Kiesling, C.; Redtenbacher, C.; Kirsten, M.; Wimmer, A.; Imhof, D.; Berger, I.; García-Oliver, J. M. (2016): *Detailed Assessment of an Advanced Wide Range Diesel Injector for Dual Fuel Operation of Large Engines*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *28th CIMAC World Congress* (2016).

[Kie19] Kiesling, C.; Tilz, A.; Nickl, A.; et al. (2019): *Evaluation of Gas Injection Valves for Large Engines by Means of Spray Momentum Measurement*. in: Helmut Tschöke, Ralf Marohn (Hrsg.), *11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden (2019), S. 481–497.

[Koc19] Koch, D.; Sousa, A.; Bertram, D. (2019): *H₂-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2019).

-
- [Kor15a] Korb, B.; Wachtmeister, G.; Kuppa, K.; Dinkelacker, F. (2015): *THC-Emissions in Gas Engines - Experimental and Numerical Studies*. in: Technische Universität Graz (Hrsg.), *15. Tagung "der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"* (2015).
- [Kor15b] Korb, B.; Gleis, S. (2015): *Auslegung und Entwicklung eines volloptischen Einzylinder-Großmotors mittels Ansys Workbench und einer vereinfachten FKM-Richtlinie*. in: CADFEM GmbH (Hrsg.), *Ansys Conference & 33. CADFEM users meeting, 24. - 26. Juni 2015, Bremen: Conference proceedings / Die Fachkonferenz zur Numerischen Simulation*, Grafing bei München, Darmstadt, CADFEM GmbH (2015).
- [Kor20] Korb, B.; Kuppa, K.; Nguyen, H. D.; Dinkelacker, F.; Wachtmeister, G. (2020): *Experimental and numerical investigations of charge motion and combustion in lean-burn natural gas engines*. in: *Combustion and Flame*, 212 (2020), S. 309–322.
- [Kor21] Korb, B. (2021): *Beitrag zur Charakterisierung des homogenen Magerbrennverfahrens bei Großgasmotoren mittels experimenteller Methoden im Hinblick auf Verbrennung, Wirkungsgrad und Emissionen*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Kur15] Kurzweil, P.; Dietlmeier, O. K. (2015): *Elektrochemische Speicher*, Wiesbaden. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [Lan12] Lan, R.; Irvine, J. T.; Tao, S. (2012): *Ammonia and related chemicals as potential indirect hydrogen storage materials*. in: *International Journal of Hydrogen Energy*, 37 (2012), S. 1482–1494.
- [Lau05] Lautenberger, C. W.; Ris, J. L. de; Dembsey, N. A.; Barnett, J. R.; Baum, H. R. (2005): *A simplified model for soot formation and oxidation in CFD simulation of non-premixed hydrocarbon flames*. in: *Fire Safety Journal*, 40 (2005), S. 141–176.
- [Leh19] Lehtoranta, K.; Vesala Hannu; Murtonen Timo; Alanen, J.; Isotalo, M.; Martikainen Sampsa; Rönkkö, T.; Saarikoski, S. (2019): *Reduction of natural gas engine emissions using catalysts*. in: WTZ Roßlau GmbH (Hrsg.), *11. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2019), S. 216–221.
- [Li05] Li, G.; Lennox, T.; Goudie, D.; Dunn, M. (2005): *Modeling HPDI Natural Gas Heavy Duty Engine Combustion*. in: *ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2005)*, ASMEDC (2005), S. 405–413.
- [Lin97] Linstrom, P. (1997): *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69*.
- [Liu21] Liu, J.; Ulishney, C. J.; Dumitrescu, C. E. (2021): *Experimental investigation of a heavy-duty natural gas engine performance operated at stoichiometric and lean operations*. in: *Energy Conversion and Management*, 243 (2021), S. 114401.
- [Mar19] Marko, F. (2019): *Optische und thermodynamische Analyse von fremdgezündet homogenem sowie pilotgezündet heterogenem Erdgasbrennverfahren für Nutzfahrzeugmotoren*. Dissertation, Leibnitz Universität Hannover, Hannover.
-

- [May16] Mayer, S.; Sjöholm, J.; Murakami, T.; Shimada, K.; Kjemtrup, N. (2016): *Performance and Emission results from the MAN B&W LGI low-speed engine operating on Methanol*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *28th CIMAC World Congress (2016)*.
- [May19a] Mayer, S.; Cong, S.; Juliussen, L. R. (2019): *Performance and Emission Results from the MAN B&W LGI-P Low-Speed Engine Operating on LPG*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *29th CIMAC World Congress (2019)*.
- [May19b] Mayer, S.; Ishibashi, R.; Fukushima, T.; Kondo, M.; Kjemtrup, N. (2019): *NO_x Reduction to Tier III Levels on MAN B&W LGI Low-Speed Engines by Water Addition to Either Methanol or Conventional Diesel Fuel Oil*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *29th CIMAC World Congress (2019)*.
- [Mct03] McTaggart-Cowan, G. P.; Bushe, W. K.; Hill, P. G.; Munshi, S. R. (2003): *A supercharged heavy-duty diesel single-cylinder research engine for high-pressure direct injection of natural gas*. in: *International Journal of Engine Research*, 4 (2003), S. 315–330.
- [Mct04] McTaggart-Cowan, G. P.; Bushe, W. K.; Rogak, S. N.; Hill, P. G.; Munshi, S. R. (2004): *The Effects of Varying EGR Test Conditions on a Direct Injection of Natural Gas Heavy-Duty Engine with High EGR Levels*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2004).
- [McT06] McTaggart-Cowan, G. (2006): *Pollutant formation in a gaseous-fuelled, direct injection engine*. Dissertation, University of British Columbia, Vancouver, Kanada.
- [Mct07] McTaggart-Cowan, G. P.; Jones, H. L.; Rogak, S. N.; Bushe, W. K.; Hill, P. G.; Munshi, S. R. (2007): *The Effects of High-Pressure Injection on a Compression-Ignition, Direct Injection of Natural Gas Engine*. in: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 129 (2007), S. 579–588.
- [McT15] McTaggart-Cowan, G.; Mann, K.; Huang, J.; Singh, A.; Patychuk, B.; Zheng, Z. X.; Munshi, S. (2015): *Direct Injection of Natural Gas at up to 600 Bar in a Pilot-Ignited Heavy-Duty Engine*. in: *SAE International Journal of Engines*, 8 (2015), S. 981–996.
- [Met14] Metz, S. (2014): *Linde pioneers hydrogen compression techniques for fuel cell electric vehicles*. in: *Fuel Cells Bulletin*, 2014 (2014), S. 12–15.
- [Mie08] Mie, G. (1908): *Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen*. in: *Annalen der Physik*, 330 (1908), S. 377–445.
- [Miy83] Miyake, M.; Biwa, T.; Endoh, Y.; Shimotsu, M.; Murakami, S.; Komoda, T. (1983): *The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *15th CIMAC World Congress (1983)*.
- [Mue02] Mueller, C. J.; Martin, G. C. (2002): *Effects of Oxygenated Compounds on Combustion and Soot Evolution in a DI Diesel Engine: Broadband Natural Luminosity Imaging*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2002).

-
- [Müh21] Mühlthaler, M.; Nagler, F.-J.; Wachtmeister, G. (2021): *Light-Emitting Diode-Based Pulsed Illumination Source for Continuous, Cycle-Resolved Spray Measurements*: International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS), 1 (2021).
- [Nov14]. Nova, Isabella; Tronconi, Enrico (2014): *Urea-SCR Technology for deNO_x After Treatment of Diesel Exhausts*, New York, NY, s.l. Springer New York.
- [Ohl14] Ohlig, K.; Decker, L. (2014): *The latest developments and outlook for hydrogen liquefaction technology*. in: , AIP Publishing LLC (2014), S. 1311–1317.
- [Ott15] Ottinger, N.; Veele, R.; Xi, Y.; Liu, Z. G. (2015): *Desulfation of Pd-based Oxidation Catalysts for Lean-burn Natural Gas and Dual-fuel Applications*: SAE International Journal of Engines, 8 (2015), S. 1472–1477.
- [Oue92] Ouelette, P.; Hill, P. G. (1992): *Visualization of Natural Gas Injection for a Compression Ignition Engine*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1992).
- [Oue96] Ouelette, P. (1996): *Direct Injection of Natural Gas for Diesel Engine Fueling*. Dissertation, University of British Columbia, Vancouver, Kanada.
- [Pac15]. Pachauri, R. K.; Mayer, Leo (2015): *Climate change 2014: Synthesis report*, Geneva, Switzerland. Intergovernmental Panel on Climate Change.
- [Pfl11] Pflaum, S. (2011): *Entwicklung und Untersuchung eines Brennverfahrens für Niedrigstemmissionen bei Dieselmotoren*, Technische Universität München, München.
- [Pic05] Pickett, L. M.; Siebers, D. L.; Idicheria, C. A. (2005): *Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2005).
- [Pip07] Pipitone, E.; Beccari, A.; Beccari, S. (2007): *The Experimental Validation of a New Thermodynamic Method for TDC Determination*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2007).
- [Pla48] Planck, M. (1948): *Zur Theorie des Gesetzes der Energieverteilung im Normalspectrum*: Physik Journal, 4 (1948), S. 146–151.
- [Pre00] Prechtel, P. (2000): *Analyse und Optimierung der innermotorischen Prozesse in einem Wasserstoff-Dieselmotor*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Red18] Redtenbacher, C.; Malin, M.; Aßmus, K.; et al. (7.11.-8.11.2018): *Gas- und Dual Fuel-Brennverfahren – Die Besseren Brennverfahren für Großmotoren?* in: , 16. FAD-Konferenz. Herausforderung – Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren., Dresden (7.11.-8.11.2018), S. 201–226.
- [Red19] Redtenbacher, C.; Aßmus, K.; Lurf, G.; et al. (2019): *Detailed Assessment of an Innovative Combined Gas-Diesel Injector for Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concepts*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), 29th CIMAC World Congress (2019).
-

- [Roc20] Rochussen, J.; McTaggart-Cowan, G.; Kirchen, P. (2020): *Parametric study of pilot-ignited direct-injection natural gas combustion in an optically accessible heavy-duty engine*: International Journal of Engine Research, 21 (2020), S. 497–513.
- [Roc85] Rocco, V. (1985): *Dynamic T.D.C. and Thermodynamic Loss Angle Measurement in a D. I. Diesel Engine*. in: , SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (1985).
- [Rot00] Rottengruber, H.; Wiebicke, U.; Woschni, G.; Zeilinger, K. (2000): *Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission*: MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 61 (2000), S. 122–128.
- [Rot13] Rothamer, D. A.; Murphy, L. (2013): *Systematic study of ignition delay for jet fuels and diesel fuel in a heavy-duty diesel engine*: Proceedings of the Combustion Institute, 34 (2013), S. 3021–3029.
- [Sch09] Schefer, R. W.; Kulatilaka, W. D.; Patterson, B. D.; Settersten, T. B. (2009): *Visible emission of hydrogen flames*: Combustion and Flame, 156 (2009), S. 1234–1241.
- [Sch12] Schenk, M.; Feßler, M.; Rottengruber, H.; Fischer, H. (2012): *Vergleich der thermodynamischen Potenziale alternativer Zündsysteme für ottomotorische Brennverfahren*. in: AVL Deutschland GmbH (Hrsg.), 10. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik (2012), S. 138–157.
- [Sch22] Schäppi, R.; Rutz, D.; Dähler, F.; Muroyama, A.; Haueter, P.; Lilliestam, J.; Patt, A.; Furler, P.; Steinfeld, A. (2022): *Drop-in fuels from sunlight and air*: Nature, 601 (2022), S. 63–68.
- [Sch99] Schmidradler, D. (1999): *Temperaturmessung im Verbrennungsraum eines Dieselmotors mittels RGB-Kamera*, Technische Universität Wien, Wien, Österreich.
- [Set01] Settles, G. S. (2001): *Schlieren and shadowgraph techniques: Visualizing phenomena in transparent media*, Berlin, Heidelberg. Springer.
- [Set17] Settles, G. S.; Hargather, M. J. (2017): *A review of recent developments in schlieren and shadowgraph techniques*: Measurement Science and Technology, 28 (2017), S. 42001.
- [Sie22]
Siemens Energy AG): *Produktdatenblatt "Silyzer 300"* (2022, <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/renewable-energy/hydrogen-solutions.html>).
Abgerufen am 10.03.2022.
- [Smi] Smith, G.; Golden, D.; Frenklach, M.; Moriarty, N.; Eiteneer, B.; Goldenberg, M.; Bowman, T.; Hanson, R.; Song, S.; Gardiner, W.; Lissianski, V.; Qin, Z.): *GRI-Mech 3.0*. The Combustion Laboratory at the University of California, Berkeley.
- [Spa82] Spadaccini, L. J.; Tevelde, J. A. (1982): *Autoignition characteristics of aircraft-type fuels*: Combustion and Flame, 46 (1982), S. 283–300.

- [Sto16] Stojcevski, T.; Jay, D.; Vicenzi, L. (2016): *Operation experience of world's first methanol engine in a ferry installation*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *28th CIMAC World Congress (2016)*.
- [Sun22] Sunfire GmbH: *Produktdatenblatt "SUNFIRE-HYLINK ALKALINE"* (2022, <https://www.sunfire.de/de/wasserstoff>).
- [Tak13] Takasaki, K.; Imhof Dino; Ishibashi, R.; Tsuru, D.; Kumagae, K.; Hidaka, K.; Kato Natsuhiko; Grochowina Marcus (2013): *Fundamental Study on GI (Natural Gas High-Pressure Injection) Combustion with Visualization Method*. in: Technische Universität Graz (Hrsg.), *14. Tagung "der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"* (2013).
- [Tao95] Tao, Y.; Hodgins, K. B.; Hill, P. G. (1995): *NOx Emissions From a Diesel Engine Fueled With Natural Gasin*: *Journal of Energy Resources Technology*, 117 (1995), S. 290–296.
- [Tsu20] Tsuru, D.): *Study on combustion of ammonia direct injection assisted by diesel spray*. in: , *90th conference of the Japan institute of marine engineering*.
- [Ush19a] Ushakov, S.; Stenersen, D.; Einang, P. M. (2019): *Methane Slip Summarized: Lab vs. Field Data*. in: International Council on Combustion Engines e. V. (Hrsg.), *29th CIMAC World Congress (2019)*.
- [Ush19b] Ushakov, S.; Stenersen, D.; Einang, P. M. (2019): *Methane slip from gas fuelled ships: a comprehensive summary based on measurement datain*: *Journal of Marine Science and Technology*, 24 (2019), S. 1308–1325.
- [Wac88] Wachtmeister, G. (1988): *Auswirkung hoher Druckerhöhungsgeschwindigkeiten auf die Bauteilbeanspruchung eines Hubkolbenmotors*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Wal16] Walther, H.-P. (2016): *Erstellung eines phänomenologischen Verbrennungsmodells zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Gasmotoren mit Piloteinspritzung*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Wal18] Waligorski, D. (2018): *Entwicklung eines Druckverlaufsanalyse-Modells auf MATLAB-Basis für einen optisch zugänglichen Großmotor*. Masterarbeit, Technische Universität München, München.
- [Web20] Weber, S. J. (2020): *Thermodynamische und optische Untersuchungen zur Bestimmung des Einflusses der Ladungswechsel- und Einspritzcharakteristik auf die gasmotorische Verbrennung mit Piloteinspritzung*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Wil21] Willmann, M.; Berger, I.; Bärow, E. (2021): *Woodward L'Orange's new injector generation – an ideal platform for the combustion of E-Fuels in large engines*. in: Johannes Liebl (Hrsg.), *Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2020*, Wiesbaden, Springer Fachmedien Wiesbaden (2021), S. 223–240.

- [Wül15] Wulfert, K. H. (2015): *Einfluss von Ladungswechselcharakteristiken auf den Verbrennungsablauf eines Gasmotors*. Dissertation, Technische Universität München, München.
- [Zel20] Zelenka, J.; Kammel, G.; Wimmer, A.; Bärow, E.; Huschenbett, M. (2020): *Analysis of a Prechamber Ignited HPDI Gas Combustion Concept*. in: , *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States (2020).
- [Zha12] Zhao, H. (2012): *Laser diagnostics and optical measurement techniques in internal combustion engines*, Warrendale, Pa. SAE International.
- [Zha19] Zhang, X. (2019): *Auslegung und Konstruktion eines Druckspeichermoduls für ein Hochdruck-Methanol-Einspritzsystem*. Semesterarbeit, Technische Universität München, München.

Liste der betreuten Studienarbeiten

Im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen entstanden unter Betreuung des Autors die nachfolgend aufgelisteten Studienarbeiten. Die Ergebnisse dieser Arbeiten trugen zum Gelingen der in dieser Arbeit beschriebenen experimentellen Untersuchungen bei und flossen zum Teil in die wissenschaftliche Ausarbeitung ein. Ich danke an dieser Stelle allen Studierenden für ihr Engagement und ihren Beitrag zur vorliegenden Dissertation.

2015:

Geyer, Tobias: Optimierung und Konstruktion verschiedener Konzepte des Kolbenkronenpakets eines optisch zugänglichen Großgas-Forschungsmotors. Semesterarbeit – 10/2015.

Inan, Anil Görkem: Konstruktion eines verbesserten Kolbens für einen optisch zugänglichen Großgasmotor. Bachelorarbeit – 10/2015.

2016:

Hellmundt, Katrin: Entwicklung einer Tracerbeimischung für LIF-Versuche zur Hochdruck-Gas-Direkteinblasung. Semesterarbeit – 03/2016.

Düthorn, Michael: Konstruktive Vorbereitung eines Prüfstands für optische Messungen an einem Verbrennungsmotor. Masterarbeit – 08/2016.

Reindl, Thomas: Weiterentwicklung eines verlängerten Kolbens für einen optisch zugänglichen Forschungsmotor. Bachelorarbeit – 10/2016.

Leipold, Florian: Simulation der EHD-Schmierkontakte des Pleuels eines Forschungsmotors. Diplomarbeit – 12/2016.

2017:

Rumenovic, Ivan: Erweiterung einer MATLAB-basierten Auswerteroutine für Messungen an einem optisch zugänglichen Großgasmotor. Semesterarbeit – 03/2017.

Waligorski, Dominik: Integration verschiedener Modelle für das Arbeitsgas in ein Lehrstuhleigenes OD-Simulationsprogramm. Semesterarbeit – 04/2017.

Großhauser, Christian: Aufbau und Inbetriebnahme eines Systems zur Ansteuerung eines Gas-Diesel-Injektors. Semesterarbeit – 05/2017.

Bauhammer, Ferdinand: Durchführung und Auswertung von Versuchen an einem optisch zugänglichen Einzylinder-Großgasmotor. Bachelorarbeit – 11/2017.

2018:

Waligorski, Dominik: Entwicklung eines Druckverlaufsanalyse-Modells auf MATLAB-Basis für einen optisch zugänglichen Großmotor. Masterarbeit – 05/2018.

Zhou, He: Investigation of the gas diesel combustion process in an optical accessible research engine. Semesterarbeit – 06/2018.

Behler, Till: Untersuchung des HPDF-Brennverfahrens am optisch zugänglichen Forschungsmotor. Bachelorarbeit – 10/2018.

Straubinger, Matthias: Untersuchung von Hochdruck-Dual-Fuel-Brennverfahren am volloptisch zugänglichen Forschungsmotor. Bachelorarbeit – 11/2018.

2019:

Zhang, Xiang: Auslegung und Konstruktion eines Druckspeichermoduls für ein Hochdruck-Methanol-Einspritzsystem. Semesterarbeit – 04/2019.

Lenz, Maximilian: Systematische Untersuchung von Grenzpotentialen hinsichtlich Wirkungsgrad am Verbrennungsmotor. Masterarbeit – 05/2019.

2020:

Hajri, Marouane: Einfluss der Betriebsparameter auf ein neuartiges Brennverfahren für Gasmotoren mit Hochdruckgas-Direkteindüsung. Bachelorarbeit – 04/2020.

Qureshi, Muhammad: Behaviour of different alternative fuels in a combustion process with high pressure direct injection. Masterarbeit – 10/2020.

Publikationsliste

Gleis, S.; Frankl, S.; Prager, M.; Jaensch, M.; Wachtmeister, G.: *Optical investigation of a diffusive „high-pressure gas-diesel“ combustion process for methane and other future e-fuels.* 12. Dessauer Gasmotorenkonferenz, 2022

Frankl, S. G.; Gelner, A. D.; Gleis, S.; Härtl, M.; Wachtmeister, G.: *Numerical Study on Renewable and Sustainable Fuels for HPDF Engines.* ASME 2020 Power Conference, American Society of Mechanical Engineers, 2020, 12

Frankl, S.; Gleis, S.: *Development of a 3D-CFD Model for a Full Optical High-Pressure Dual-Fuel Engine.* SAE International Journal of Engines, 2020

Frankl, S.; Gleis, S.; Karmann, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G.: *Investigation of ammonia and hydrogen as CO₂-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process.* International Journal of Engine Research, 2020, 146808742096787

Gleis, S.; Frankl, S.; Prager, M.; Wachtmeister, G.: *Optical analysis of the combustion of potential future E-Fuels with a high pressure dual fuel injection system.* 14. Internationales AVL Powertrain Diagnostik Symposium, 2020

Boog, M.; Dumser, F.; Berger, I.; Fink, G.; Jud, M.; Gleis, S.; Frankl, S.: *Entwicklung eines High Pressure Dual-Fuel-Konzepts für schnelllaufende drehzahlvariable Motoren in Schiffsantrieben.* 11. Dessauer Gasmotorenkonferenz, 2019

Frankl, S.; Gleis, S.; Wachtmeister, G.: *Interpretation of Ignition and Combustion in a Full-Optical High-Pressure-Dual-Fuel (HPDF) Engine using 3D-CFD Methods.* CIMAC CONGRESS 19, 29th CIMAC World Congress on Combustion Engine, Meeting the Future of Combustion Engines, Vancouver, BC, CA, Jun 10-14, 2019, 2019

Gleis, S.; Frankl, S.; Waligorski, D.; Prager, M.; Wachtmeister, G.: *Investigation of the High-Pressure-Dual-Fuel (HPDF) combustion process of natural gas on a fully optically accessible research engine.* 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants International Meeting, 2019

Boog, M.; Dumser, F.; Bärow, E.; Fink, G.; Jud, M.; Gleis, S.; Frankl, S.: *FlexDi – Flexible direkteinspritzende Motoren für die Schifffahrt.* Statustagung Maritime Technologien: Tagungsband der Statustagung 2018, 2018 Statustagung Maritime Technologien